

К ТЕОРИИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ БАРОВОЙ МАШИНЫ С ГРУНТОМ

И. Г. БАСОВ

(Представлена кафедрой горных машин, рудничного транспорта и горной механики)

При работе баровой землерезной машины движитель ее перемещается по поверхности почвы, а рабочий орган — в щели-траншее, прорезаемой в мерзлом слое грунта. Поэтому нагрузки на рабочем органе будут определяться не только сопротивлением грунта разрушению, а и характером перемещения землерезной машины, зависящим от микро-рельефа поверхности почвы, взаиморасположения рабочего органа и движителя, управления машиной.

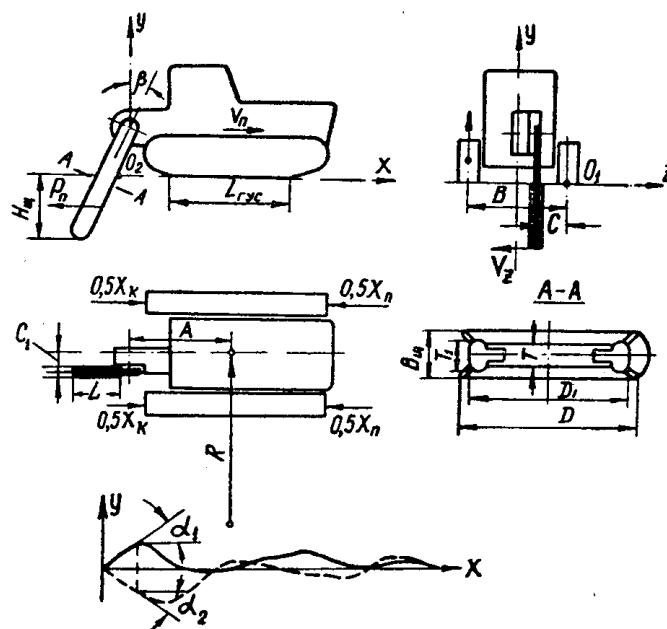


Рис. 1

1. В общем случае при движении машины по намеченной трассе под ее правой и левой гусеницами (колесами) могут быть различные профили поверхности почвы. Вследствие этого корпус машины, а вместе с ним и баровый исполнительный орган, находящийся в щели, будут совершать сложное движение в пространстве. Быстрое изменение координат перемещения в продольном, и особенно в поперечном направлениях (рис. 1), может привести к значительным перегрузкам рамы бара и других узлов ее подвески.

Нагрузка на раму бара будет зависеть от соотношения скорости v_n прорезания щели (подачи машины) и скорости $v_{пов}$ изменения текущих координат точек жесткого крепления левой (y_l) и правой (y_n) гусениц (колес) к корпусу машины.

Для того, чтобы не возникали чрезмерные боковые нагрузки на рабочий орган, необходимо, чтобы в контакте с грунтом находились только зубки режущей цепи. Иначе говоря, должно соблюдаться условие (рис. 1).

$$v_z = v_n \frac{(B_{щ} - T_1) \cos \beta}{2D_1}, \quad (1)$$

где v_z — линейная скорость поворота конца бара в плоскости yz ;

$B_{щ}$ — ширина щели;

T_1 — толщина бара по кулакам;

D_1 — ширина бара по кулакам;

β — угол наклона бара к вертикали.

С другой стороны, из рис. 1 следует, что

$$v_z = \frac{v_{пов} (H_{щ}^2 + C^2)}{B}, \quad (2)$$

где $v_{пов}$ — линейная скорость поворота одной гусеницы относительно другой в плоскости yz ;

C — расстояние от точки поворота до бара;

B — колея машины.

Приравнявая правые части уравнений (1) и (2), найдем допустимую скорость

$$v_{пов} = \frac{v_n B (B_{щ} - T_1) \cos \beta}{2D_1 (H_{щ}^2 + C^2)}. \quad (3)$$

Скорость $v_{пов}$ зависит от изменения относительного уклона i по пути машины.

$$v_{пов} = v_n \operatorname{tg}(\alpha_1 = \alpha_2) = v_n \cdot i, \quad (4)$$

где α_1 и α_2 — углы подъема или спуска правой и левой гусениц (колес).

Решая совместно уравнения (3) и (4), получим выражение для определения величины максимально допустимого уклона

$$i = \frac{B (B_{щ} - T_1) \cos \beta}{2D_1 (H_{щ}^2 + C^2)}. \quad (5)$$

При вычислении i для машин с двумя и большим числом баров, а также при несоосном расположении одного бара (рис. 1) необходимо величину C принимать равной минимальному расстоянию от барового исполнительного органа до гусеницы (или колеса).

Таким образом, из выражения (5) следует, что машины с более широкой базой, большим вылетом резцов и с меньшей шириной бара, а также глубиной резания будут меньше реагировать на изменения микрорельефа трассы.

Необходимо также отметить, что влияние микрорельефа трассы на возникновение боковой нагрузки на баровый исполнительный орган в значительной степени зависит от типа подвески машины. При жесткой подвеске [1] вероятность возникновения боковой нагрузки на бар будет значительно больше, нежели при полужесткой или балансирной.

2. Взаиморасположение барового исполнительного органа с гусеницами (или ведущими колесами) машины определяет устойчивость ее движения в заданном направлении.

Асимметричное расположение барового органа относительно продольной оси машины приводит к развороту ее в процессе резания щели. Величину момента M_p разворота можно найти из уравнения моментов относительно точки O_2 (рис. 1).

$$\begin{aligned} \Sigma M_{O_2} = M_p = & 0,5 X_k \left(\frac{B}{2} + C_1 \right) + 0,5 X_n \left(\frac{B}{2} - C_1 \right) - \\ & - 0,5 X_n \left(\frac{B}{2} + C_1 \right) - 0,5 X_k \left(\frac{B}{2} - C_1 \right). \end{aligned}$$

После преобразований уравнение примет вид

$$M_p = C_1 (X_k - X_n). \quad (6)$$

Можно принять, что толкающее усилие

$$X_k = P_n + X_n, \quad (7)$$

где P_n — усилие подачи исполнительного органа;

X_n — сила сопротивления перекачиванию гусениц (колес).

Подставляя значение X_k из (7) в (6), получим

$$M_p = C_1 P_n.$$

Таким образом, величина момента, вызывающая разворот машины при несоосном расположении исполнительного органа, прямо пропорциональна величине смещения бара относительно продольной оси машины и усилию подачи.

3. Баровый исполнительный орган должен допускать некоторое отклонение от прямолинейного движения машины при резании щели, и при этом не должны возникать дополнительные нагрузки. В таком случае минимально допустимый радиус разворота заглубленного бара (рис. 1) должен быть равен радиусу вписанной окружности [2] в трапецию с высотой

$$h = \frac{B_{\text{ш}} - T}{2}$$

и основанием, равным горизонтальной проекции заглубленной части бара

$$L = D + H_{\text{ш}} \operatorname{tg} \beta, \quad (8)$$

где T — толщина рамы бара;

D — ширина бара по зубкам.

Величина радиуса поворота бара в таком случае может быть найдена по формуле

$$r = \frac{L^2 + (B_{\text{ш}} - T)^2}{4(B_{\text{ш}} - T)}. \quad (9)$$

Минимально допустимый поворот землерезной машины с заглубленным баром может быть вычислен из выражения

$$R = \frac{2(L_0 \sin \beta + A)r}{L}, \quad (10)$$

где L_6 — длина бара;

A — расстояние от оси поворота бара до линии, соединяющей середины гусениц (при гусеничном движителе) или до оси задних колес (при колесном движителе).

Подставляя значения L и r из (8) и (9) в (10), получим

$$R = \frac{(L_6 \sin \beta + A)[(D + H_{\text{ш}} \operatorname{tg} \beta)^2 + (B_{\text{ш}} - T)^2]}{2(D + H_{\text{ш}} \operatorname{tg} \beta)(B_{\text{ш}} - T)}.$$

Из последней формулы следует, что минимально допустимый радиус поворота машины будет тем меньше, чем меньше будут значения величин D , $H_{\text{ш}}$, β и A . Минимально допустимый радиус поворота колесных машин будет всегда меньше, чем гусеничных, потому что у них меньше величина A при прочих равных условиях.

Таким образом, при конструировании землерезных машин баровый исполнительный орган желательно приближать к центру, а при эксплуатации заглублять до вертикального положения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г. П. Лызо, А. П. Лызо, В. А. Ломовский. Тракторы, автомобили, двигатели. «Высшая школа», М., 1962.
 2. И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. Гостеортехиздат, М., 1953.
-