

ЭНЕРГОЕМКОСТЬ ПОВОРОТА ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОГО ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА

Дроздовский Г.П., Шоль Н.Р. (УГТУ, г. Ухта, РФ)

Let's consider the problem power consumption of turn of forward section сочлененного трелёвочного a tractor with wheel or колесно-caterpillar a running part on a firm surface and in a track of a deformable surface by criterion of a level of pressure of a hydroliquid in the servo-driver of system of turn of a tractor.

Рассмотрен поворот первой секции шарнирно-сочлененного трактора относительно второй грузовой секции, нагруженной весом перемещаемой древесины и содержащей развитую ходовую часть (колесно-гусеничную, двухосную колесную, гусеничную). Поворот секции осуществляется при помощи сервопривода (гидроцилиндров) связи секций относительно вертикального шарнира их сочленения. Несмотря на определенные недостатки, рассматриваемый способ поворота за счет "излома" положения секций в условиях лесосеки при наличии пороговых неровностей и скоростях движения до 12-16 км/ч является конструктивно более удачным по сравнению с другими способами поворота.

Рассматриваемая кинематическая схема положения секций в повороте соответствует кинематической схеме [1]. На рисунке 1 приведена расчетно-кинематическая схема изменения положения передней секции в повороте, ходовая система которой может быть колесной или колесно-гусеничной (тандем).

Для сравнения энергоемкости процесса поворота рассмотрены два вида условий поворота:

- поворот на твердой поверхности;
- поворот на деформируемой поверхности при образовании колеи.

Момент поворота M_n со стороны сервопривода относительно вертикальной оси O сочленения секций на угол α передней секции с учетом различного направления хода штоков бортовых гидроцилиндров определяем по формуле:

$$M_n = 0,785 \cdot P \cdot B \cdot (d_n^2 - 0,5d_{ш}^2) \cdot \cos \alpha \quad (\text{кН} \cdot \text{м}), \quad (1)$$

где P – давление гидрожидкости в гидроцилиндрах (МПа);

B – расстояние между шарнирами крепления гидроцилиндров на передней секции (м);

d_n – диаметр поршня гидроцилиндра (м);

$d_{ш}$ – диаметр штока гидроцилиндра (м);

α – угол поворота передней секции (градус).

Давление гидрожидкости P привода гидроцилиндров механизма поворота передней секции зависит от момента сопротивления повороту M_{cn} этой секции в зависимости от условий поворота и выбран в качестве критерия оценки энергоемкости процесса поворота.

Определение момента сопротивления повороту M_{cn} осуществлено для двух сравниваемых видов условий поворота.

Сопротивление сдвигу секции в бок по твердой поверхности определяется с учетом действия двух сил сопротивления повороту:

1) сила сопротивления упругой поперечной деформации шин передней секции, учитывающей боковую эластичность шин и приводящая к изменению их поперечного профиля [1]:

$$R_{\delta} = K_y \cdot \delta,$$

где K_y – коэффициент сопротивления поперечной деформации профиля шин при сдвиге ее в бок (кН/рад);

δ – угол поперечной деформации профилей шин (рад).

2) сила сопротивления трению ходовой системы о твердую поверхность при ее боковом смещении:

$$R_{\varphi} = G \cdot \varphi_{mp},$$

где G – сила веса передней секции (кН);

φ_{mp} – коэффициент трения (бокового сцепления) ходовой системы о поверхность.

С учетом радиуса поворота C передней секции относительно точки O сочленения секций момент сопротивления ее повороту (сдвигу) равен:

$$M_{cn} = (R_{\delta} + R_{\varphi}) \cdot C \text{ (кН}\cdot\text{м)}$$

Для поворота необходимо, чтобы $M_n > M_{cn}$, т.е. относительно критерия оценки энергоемкости поворота P условие поворота определяется:

$$P > 1,274 \frac{(G \cdot \varphi_{mp} + K_y \cdot \delta) \cdot C}{B \cdot (d_n^2 - 0,5d_{ш}^2) \cdot \cos \alpha} \text{ (МПа)} \quad (2)$$

При повороте в колее на деформируемой поверхности согласно кинематике сдвига передней секции (рисунок 1) возникает дополнительная сила сопротивления повороту R_2 (сдвиг призм грунта стенок колее ходовой системой, заглубленной на глубину колее).

Определим площади сегментов шин колес ходовой системы, воздействующих на стенки колее при сдвиге их в бок в процессе поворота (рисунок 2).

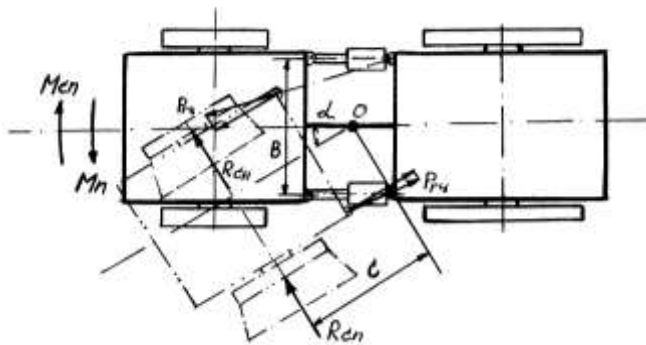


Рисунок 1 – Схема действующих сил в повороте при колееобразовании

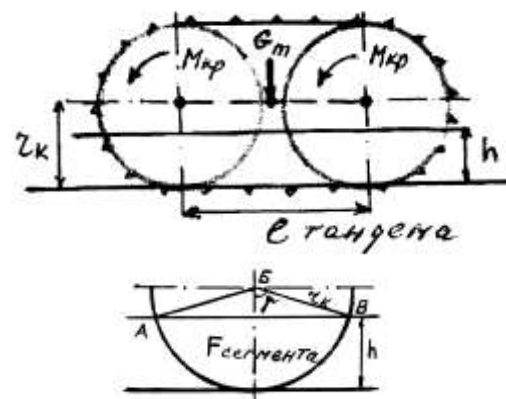


Рисунок 2 – Определение площади сегмента колеса

Площадь сегмента:

$$F_{сегм} = F_{сект} - F_{треуг},$$

где $F_{сект}$ – площадь сектора с углом 2γ ;

$F_{треуг}$ – площадь треугольника $АВВ$.

Суммарная площадь сегментов двух колес передней секции равна:

$$\Sigma F_c = \frac{\pi \cdot r_k^2 \arccos((r_k - h)/r_k) - \frac{r_k^2 \sqrt{3}}{2}}{90^\circ},$$

или

$$\Sigma F_c = r_k^2 \left(\frac{\pi \cdot \arccos((r_k - h)/r_k)}{90^\circ} - 0,866 \right) (\text{м}^2).$$

Суммарная площадь сегментов четырех колес тандемных колесно-гусеничных движителей передней секции равна:

$$\Sigma F_{cm} = r_k^2 \left(\frac{\pi \cdot \arccos((r_k - h)/r_k)}{45^\circ} - 1,732 \right) (\text{м}^2),$$

где r_k – динамический радиус ведущего колеса (м):

$$r_k = r_r^\circ - \lambda_m \cdot i_x \cdot M_{ен} \cdot \varphi_{кр},$$

где r_r° – радиус колеса в ведомом режиме при наличии вертикальной нагрузки $0,5G$ (м);

$i_x \cdot M_{ен}$ – крутящий момент, подводимый к ведущему колесу ($M_{ен}$ – номинальный крутящий момент двигателя; i_x – передаточное число трансмиссии привода колеса по передачам x);

λ_m – коэффициент изменения радиуса качения колеса (шины) от передачи крутящего момента (радиальная деформация шины, м/Нм);

$\varphi_{кр}$ – коэффициент использования крутящего момента $M_{кр}$ с учетом буксования;

h – глубина колеи (м).

При повороте секции сегментами колес, находящимися в колее, оказывают удельное боковое давление q_δ на стенки колеи от M_n , величину которого определяем как:

$$q_\delta = \frac{M_n}{C \cdot \Sigma F_c} (\text{кН/м}^2),$$

где C – плечо приведения M_n к осям колес (радиус поворота передней секции).

Силу отпора грунта R_z при смещении стенок колес сегментами колес в повороте определим по формуле Кулона:

$$R_z = \tau \cdot \Sigma F_c,$$

где τ – удельное сопротивление грунта тангенциальному (боковому) сдвигу от колес (кН/м^2):

$$\tau = q_\delta \cdot \text{tg} \varphi^\circ + C_0,$$

где C_0 и φ° – прочностные параметры деформируемой поверхности, зависящие от показателя консистенции B_k грунта.

Откуда, с учетом коэффициента μ_δ (коэффициента пропорциональности между поперечными реакциями грунта и боковой нагрузкой q_δ), получим:

$$R_z = \left(\frac{M_n}{C \cdot \Sigma F_c} \text{tg} \varphi^\circ + C_0 \right) \cdot \Sigma F_c \cdot \mu_\delta (\text{кН})$$

или

$$R_z = \left(\frac{M_n}{C} \text{tg} \varphi^\circ + C_0 \cdot \Sigma F_c \right) \cdot \mu_\delta, \quad (3)$$

где $\mu_\delta = 0,4 \div 0,9 [1]$ – зависит от вида поверхности.

Суммарный момент сопротивления повороту $\Sigma M_{СП}$ в колее передней секции относительно точки O равен:

$$\Sigma M_{СП} = (R_y + R_{\delta} + R_z) \cdot C,$$

или

$$\Sigma M_{СП} = G \cdot \varphi_{mp} \cdot C + K_y \cdot \delta \cdot C + M_n \cdot \mu_{\delta} \cdot \text{tg} \varphi^{\circ} + C_0 \cdot C \cdot \mu_{\delta} \cdot \Sigma F_c \text{ (кН}\cdot\text{м)}.$$

Условие выполнения поворота в колее:

$$M_n > \Sigma M_{СП} \text{ или } M_n(1 - \mu_{\delta} \cdot \text{tg} \varphi^{\circ}) > G \cdot \varphi_{mp} \cdot C + K_y \cdot \delta \cdot C + C_0 \cdot C \cdot \mu_{\delta} \cdot \Sigma F_c.$$

Откуда

$$M_n > C \frac{G \cdot \varphi_{mp} + K_y \cdot \delta + C_0 \cdot \mu_{\delta} \cdot \Sigma F_c}{1 - \mu_{\delta} \cdot \text{tg} \varphi^{\circ}}.$$

Решая относительно критерия оценки энергоемкости поворота P и подставляя выражения M_n и ΣF_c , получим:

$$P > 1,274 \cdot \frac{C}{B} \cdot \frac{G \cdot \varphi_{mp} + K_y \cdot \delta + C_0 \cdot \mu_{\delta} \cdot r_k^2 \left(\frac{\pi \cdot \arccos((r_k - h) / r_k) - K}{A} \right)}{(1 - \mu_{\delta} \cdot \text{tg} \varphi^{\circ}) \cdot (d_n^2 - 0,5 d_u^2) \cos \alpha} \text{ (МПа)}, \quad (4)$$

где для колесного трактора $A = 90^{\circ}$, $K = 0,866$; для тандема $A = 45^{\circ}$, $K = 1,732$.

Для расчета по формуле (4) необходима расшифровка параметров и коэффициентов. Прочностные параметры деформируемой поверхности с образованием колеи глубиной h , C_0 (кН/м²) и φ° назначаются в зависимости от показателя консистенции состояния B_k . При $B_k = 0,75 \div 1,0$ (текучепластичное состояние) соответственно ($C_0 - \varphi^{\circ}$; глина, суглинок, супесь): $10 - 8^{\circ}$; $10 - 13^{\circ}$; $2 - 18^{\circ}$. При $B_k = 0,5 \div 0,75$ (пластичное состояние): $20 - 14^{\circ}$; $15 - 17^{\circ}$; $5 - 20^{\circ}$. При $B_k = 0,25 \div 0,5$ (тугопластичное состояние): $40 - 18^{\circ}$; $25 - 21^{\circ}$; $10 - 24^{\circ}$.

Глубину образуемой колеи h колесного движителя определяем, например, по формуле [2]:

$$h = 2,2 \cdot \frac{1 - \mu^2}{E} \cdot \frac{G_k}{b} \text{ (м)},$$

где G_k – вертикальная нагрузка на колесо (кН);

b – ширина шины колеса (м);

E – модуль деформации грунта (МПа), по [1] для деформируемого грунта $E = 0,5 \div 5,0$ МПа в зависимости от состава и влажности $W\%$ (для снега $E = 0,2 \div 4,0$ МПа);

μ – модуль продольного расширения грунта, при $B_k = 0,25 \div 0,5$ $\mu = 0,2 \div 0,25$; при $B_k = 0,5 \div 0,75$ $\mu = 0,3 \div 0,4$; при $B_k = 0,75 \div 1,0$ $\mu = 0,45 \div 0,5$ [3].

Глубина колеи "h" от тандемного движителя определяется по выражению [2]:

$$h = C_1 \cdot b \cdot x^{0,385},$$

где $x = l/b$,

где l – длина гусеничного обвода в опорной зоне (м);

b – ширина гусеничного обвода тандема (м);

C_1 – безразмерный коэффициент, $C_1 = q/[q_s] = G_m/(l \cdot b \cdot [q_s])$ ($G_m = 0,5 G$ – вертикальная нагрузка на тандем);

$[q_s]$ – несущая способность поверхности, зависит от ее состава, B_k , влажности $W\%$.

Динамический радиус колеса (отдельно или в тандеме) r_k определяем, используя справочные данные от типа колеса r_k° , $M_{ен}$ ДВС, i_x – общего передаточного числа трансмиссии на выбранной передаче КПП; $\lambda_m = 3 \cdot 10^{-6} \div 1 \cdot 10^{-5}$ (м/Н·м); $\varphi_{кр} = 0,3 \div 0,6$ в зависимости от уровня буксования на деформируемых поверхностях. Коэффициент трения резины шины о грунт (боковой коэффициент сцепления) $\varphi_{тр} = 0,4 \div 0,6$ [1].

Коэффициент сопротивления поперечной (боковой) деформации профиля шины $K_y = 33 \div 280,5$ (кН/рад) назначают в зависимости от размеров шины и давления воздуха P_w в ней (кПа), а угол поперечной деформации профиля $\delta = 3 \div 12^\circ$ ($0,0523 \div 0,21$ рад) [1] и зависит от величин $\varphi_{тр}$, G , r_k , C_0 и φ° грунта.

Для тандема $q = G/F_{гус} = 25/(0,42 \cdot 1,3) = 0,046$ МПа; при $[q_s] = 0,5$ МПа (тугопластичное состояние) $C_l = 0,046/0,5 = 0,092 \approx 0,1$; при $[q_s] = 0,24$ МПа (текучепластичное состояние) $C_l = 0,046/0,24 = 0,192 \approx 0,2$.

Пример расчета.

1) Твердая поверхность.

Передняя колесная секция силой веса – 50 кН; $C/B = 1,0$ ($C = 2$ м; $B = 2$ м); колеса $1300 \times 530 - 523$; $K_y = 280,5$ кН/рад; $\delta = 7^\circ$ ($0,122$ рад) – для двух колес; $\varphi_{тр} = 0,4$; $d_n = 0,08$ м; $d_{ш} = 0,04$ м; $\alpha = 30^\circ$.

По формуле (2):

$$P > 1,274 \cdot \frac{50 \cdot 0,4 + 280,5 \cdot 0,122}{(0,08^2 - 0,5 \cdot 0,04^2) \cdot \cos 30^\circ} = 14242 (\text{кН} / \text{м}^2) = 14,2 (\text{МПа})$$

Для тандемного движителя, колеса 370 – 508 ($14,0 - 20$), $K_y = 132$ кН/рад, $\delta = 0,122$ [1]. Для четырех колес тандема:

$$P > 1,274 \cdot \frac{50 \cdot 0,4 + 132 \cdot 0,122}{0,0048} = 9580 \text{ кН} / \text{м}^2 \approx 9,6 \text{ МПа}$$

2) Деформируемая поверхность с образованием колеи:

а) глинистая тугопластичная поверхность с параметрами: $B_k = 0,25 - 0,5$; $C_0 = 40$ кН/м² ($0,04$ МПа); $\varphi^\circ = 18^\circ$; $C = 2$ м; $B = 2$ м; $C/B = 1,0$; колеса $1300 \times 530 - 523$; $r_k^\circ = 0,625$ м (при $G = 25$ кН); $\lambda_m = 3 \cdot 10^{-6}$ м/Н·м; $i_3 = 63,6$; $M_{ен} = 286$ Н·м; $\varphi_{кр} = 0,4$; $\delta = 7^\circ$ ($0,122$ рад) – суммарный для двух колес; $r_k = 0,603$ м ($r_k = 0,625 - 3 \cdot 10^{-6} \cdot 63,6 \cdot 286 \cdot 0,4 = 0,603$ м); глубина колеи $h = 0,097$ м при $\mu = 0,25$; $E = 1000$ кН/м² (1 МПа); $G_k = 25$ кН; $b = 0,53$ м; $\mu_b = 0,5$; $\varphi_{тр} = 0,4$.

Необходимое давление гидрожидкости в сервоприводе находим по формуле (4):

$$P > 1,274 \cdot \frac{50 \cdot 0,4 + 280,5 \cdot 0,122 + 40 \cdot 0,5 \cdot 0,603^2 \left(\frac{3,14 \cdot \arccos((0,603 - 0,097)/0,603)}{90^\circ} - 0,866 \right)}{(1 - 0,5 \cdot \text{tg} 18^\circ)(0,08^2 - 0,5 \cdot 0,04^2) \cdot \cos 30^\circ} > 17,7$$

(МПа)

Тандемный движитель – колеса $14,0 - 20$, $r_k^\circ = 0,6$ м; $r_k = 0,578$ м; глубина колеи при $l = 1,3$ м, $b = 0,42$ м; $x = 3,1$, $C_l = 0,1$ равна $h = 0,1 \cdot 0,42 \cdot 3,1^{0,385} = 0,065$ м.

По формуле (4) получим:

$$P > 11,71 \text{ МПа}$$

б) глинистая текучепластичная поверхность с параметрами: $B_k = 0,75 - 1,0$; $C_0 = 10 \text{ кН/м}^2$ (0,01 МПа); $\varphi^\circ = 8^\circ$; $C/B = 1,0$; колеса $1300 \times 530 - 523$, $r_k^\circ = 0,625 \text{ м}$; $\lambda_m = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м/Н}\cdot\text{м}$; $i_3 = 63,6$; $M_{ен} = 286 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $\varphi_{кр} = 0,3$; $\delta = 3^\circ$ (0,052 рад); $r_k = 0,609 \text{ м}$ ($r_k = 0,625 - 3 \cdot 10^{-6} \cdot 63,6 \cdot 286 \cdot 0,3 = 0,609 \text{ м}$); глубина колеи $h = 0,156 \text{ м}$ при $\mu = 0,25$; $E = 500 \text{ кН/м}^2$ (0,5 МПа); $G_k = 25 \text{ кН}$; $b = 0,53 \text{ м}$; $\mu_6 = 0,4$; $\varphi_{кр} = 0,3$; глубина колеи $h = 2,2 \cdot ((1 - 0,5^2)/500) \cdot (25/0,53) = 0,156 \text{ м}$.

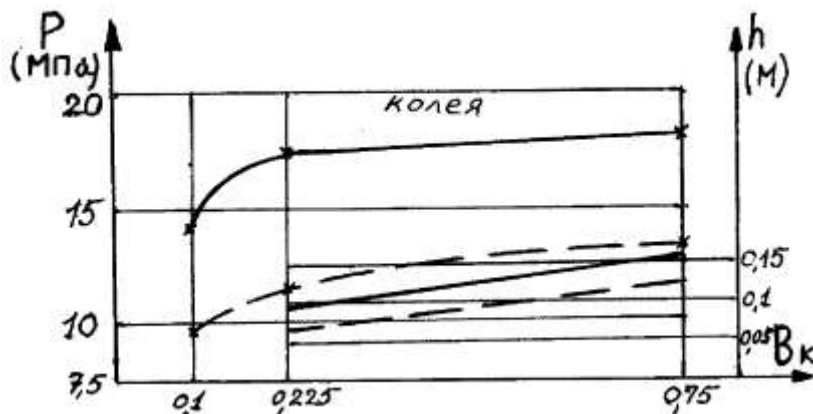
$$P > 1,274 \cdot \frac{50 \cdot 0,3 + 280,5 \cdot 0,052 + 10 \cdot 0,4 \cdot 0,609^2 \left(\frac{3,14 \cdot \arccos((0,609 - 0,156)/0,609)}{90^\circ} - 0,866 \right)}{(1 - 0,4 \cdot \text{tg} 8^\circ) \cdot 0,0056 \cdot 0,866} > 18,3 \text{ МПа}$$

Тандемный движитель, $r_k = 0,584 \text{ м}$; глубина колеи h при $C_1 = 0,2$ равна $h = 0,2 \cdot 0,42 \cdot 3,1^{0,385} = 0,13 \text{ м}$.

По формуле (4) получим:

$$P > 13,5 \text{ МПа}$$

Результаты расчетов представлены на рисунке 3.



— колесный движитель, колеса $1300-530-523$; - - тандем колесно-гусеничный, колеса $14,0-20$, $x = 3,1$

Рисунок 3 – Изменение давления гидрожидкости P в сервоприводе механизма поворота и глубины колеи h (м) при $C = B = 2 \text{ м}$ для глинистой поверхности

Расчеты показывают, что на деформируемой поверхности с образованием колеи критерий оценки энергоемкости поворота колес P увеличивается по сравнению с поворотом на твердой поверхности. При выбранных параметрах на тугопластичной глинистой поверхности ($B_k = 0,25 \div 0,5$) при глубине колеи $h = 0,097 \text{ м}$ P увеличивается на 20%. На текучепластичной глинистой поверхности ($B_k = 0,75 \div 1,0$) при глубине колеи $h = 0,156 \text{ м}$ P увеличивается на 24,4%. Применение колесно-гусеничного тандема ($l = 1,3 \text{ м}$; $b = 0,42 \text{ м}$) позволяет на твердой поверхности уменьшить энергоемкость поворота по сравнению с колесным на 32,4 %, на тугопластичной поверхности – на 34 %, на текучепластичной поверхности – на 26,2 %. Разработанная методика расчета уровня энергозатрат на поворот в колее позволяет оптимизировать процесс проектирования шарнирно-сочлененного колесного трактора и механизма сервопривода управления поворотом. Для снижения энергоемкости поворота в колее разработан новый способ поворота сочле-

ненного трактора со значительным снижением энергозатрат на поворот в колее и уменьшением экологического воздействия на поверхность движения.

Литература

1. Смирнов А.Г. Теория движения колесных машин. -М.: Машиностроение, 1990. – 351 с.
2. Анисимов Г.М. Лесные машины. -М.: Лесная промышленность, 1989. – 512 с.
3. Цытович Н.А. Механика грунтов. -М.: Высшая школа, 1973. – 279 с.