

БЕСКРИТЕРИАЛЬНЫЙ СИНТЕЗ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ОБОРУДОВАНИЯ ПАЛЬЦЕФРЕЗЕРНЫХ ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЕЙ

Одной из исходных задач при проектировании строительных машин (СМ), в данном случае – траншеекопателя, является определение значений геометрических параметров рабочего органа (РО) и его навески (включая ход подвижных элементов) в привязке к базовой машине.

Особенностью такой задачи является то, что на возможные значения этих параметров в неявном виде накладывается совокупность функциональных ограничений, отражающих требования технического задания относительно рабочего и транспортного режимов работы траншеекопателя (по максимальной глубине копания, дорожному просвету (клиренсу), транспортным габаритам и др.).

При отсутствии каких-либо критериальных требований, сформулированных в виде целевых функций, такая задача называется бескритериальным геометрическим синтезом и, вообще говоря, часто встречается в практике проектирования СМ из-за использования принципов аналогий и подобия. Целью ее решения является определение таких значений геометрических параметров, которые одновременно удовлетворяют все функциональные ограничения [1], и только!

Согласно классическим представлениям теории механизмов и машин существуют три метода решения указанной задачи - графический, численный (обычно поставленный на компьютер) и аналитический.

Первые два [1, 2], основанные на многократных итеративных процедурах перебора вариантов, страдают следующими недостатками:

- трудоемкостью,
- полученные результаты малодоступны для других проектировщиков, т.к. при создании новых машин, например – иной типоразмерной группы, требуют воспроизведения аналогичных процедур,
- изначально не в состоянии отразить в аналитическом виде соотношения между искомыми геометрическими параметрами и ограничениями, как следствие – результаты не носят какой-либо рекомендательный характер и, строго говоря, не обладают научной новизной.

Видимо, в связи с последним замечанием синтез геометрических параметров, например, пальцефрезерных траншеекопателей не нашел отражения в научной литературе. Хотя опытные образцы такой техники с отличающимися навесками РО созданы были: в США, России (под руководством проф. А.Ф.Николаева), на Украине в НИИ строительной, дорожной и инженерной техники (под руководством д.т.н. В.Л.Баладинского) [3, 4].

Таким образом, бескритериальный синтез геометрических параметров пальцефрезерных траншеекопателей (как и других СМ) на основе аналитического метода является актуальной задачей, так как в итоге он позволяет определять значения этих параметров через формулы, связывающие их в явном виде с ограничениями.

Вследствие последнего, пожалуй, наиболее важным аргументом в пользу аналитического метода при бескритериальном синтезе является то, что при последующем решении критериальных (оптимизационных) задач геометрического синтеза СМ (связанных, обычно, с анализом нагружения [2, 5]), он позволяет избежать в алгоритме поиска решения внутренних итерационных процедур бескритериального синтеза, иначе говоря – понижает порядок оптимизационной задачи.

В работе автора [6] поставлена и математически сформулирована актуальная оптимизационная задача синтеза геометрических параметров пальцефрезерного траншекопателя по критерию минимума неравномерности нагружения привода РО с учетом изменения глубины копания, грунтовых условий и принципиального отличия навесок (рис.1).

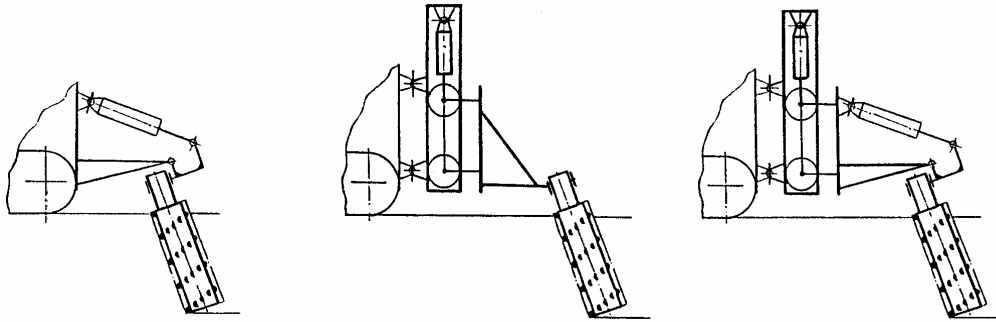


Рис. 1. Принципиальное отличие навесок по ресурсам управления, используемых для настройки глубины копания:

- а – углом поворота РО ($U_H = (\beta)$); б – перемещением каретки ($U_H = (H_{КЛ})$); в – комбинацией угла поворота РО и перемещения каретки ($U_H = (\beta; H_{КЛ})$)

При ограничениях, связанных с рельефом местности и податливостью ходовой базы, эта задача имеет вид:

$$\min \left\{ K_j(D) = \sum_{q=1}^{\lambda} \left(\sum_{i=1}^m \frac{\sigma_M}{M_R} \right) \mid D \in R^n, t = (\overline{0; T}) \right\}, \quad (1)$$

$$R^n = \{D = (D_{PO}, U_H, D_H) \mid \{C\}, \{V_q\}\}, \quad (2)$$

$$\left([H_{TP}^{\min}] \leq H_{TPi} \leq [H_{TP}^{\max}] \right) \in \{C\}, i = (\overline{1; m}), \quad (3)$$

Расшифровки, касающиеся данной статьи, указаны в [6, 7].

Наличие множества ограничений $\{C\}$ и матрицы (U_{H_j}) в (1)...(3) диктует необходимость предварительного бескритериального геометрического синтеза.

Таким образом, целью данной статьи является определение в аналитической форме допустимых значений геометрических параметров РО и его навесок, отличающихся по ресурсам управления, в привязке к базовой машине.

При этом основная идея, предложенная автором [7], состоит в том, что решение может быть получено использованием обобщенной имитационной модели пальцефрезерного траншекопателя, которая поглощает принципиальные отличия навесок и выступает, таким образом, как единый матаппарат синтеза.

Специфика задачи (1)...(3), анализ прикладной литературы по СМ и конструкций созданных пальцефрезерных траншекопателей позволяют сказать, что общее поле принятия решения при геометрическом синтезе рабочего оборудования, определяется совокупностью следующих выражений (рис. 2):

$$U_H = (\beta; H_{КЛ}), \quad (4)$$

$$H_{TP}^{\max} = [H_{TP}^{\max}], \quad (5)$$

$$H_{КЛ}^{\min} \geq [H_{КЛ}], \quad (6)$$

$$H_b \geq 0, \forall H_{TP} = (0; H_{TP}^{\max}), \quad (7)$$

$$\beta_{\max} \leq [\beta_{np}], \quad (8)$$

$$[H_{TP}^{\min}] \leq H_{TP}(u_H) \leq [H_{TP}^{\max}], \text{ где } u_H(H_{TP}) \in \{U_H\}; (9) \max L_K^{(T)} \leq [L_K^{(T)}], \quad (10)$$

$$\max H^{(T)} \leq [H^{(T)}], \tag{11}$$

$$\max H^{(T)} \geq [H_{KL}], \tag{12}$$

$$H_{KL}^{(T)} \geq [H_{KL}], \tag{13}$$

$$\left. \begin{aligned} 0 \leq L_{SV} \leq 0,5 \\ 0,1 \leq R_{\phi P} \leq 0,25 \end{aligned} \right\} \in \{ЛПР\}, \tag{14}$$

где u_n - значение текущего управления, ЛПР – лицо, принимающее решение (суть разработчик), индексы min, max и (T) - обозначают минимальное, максимальное значение параметра при рытье траншеи (в пределах нормированного диапазона) и в транспортном положении соответственно. Содержание прочих обозначений вытекает из расчетной схемы.

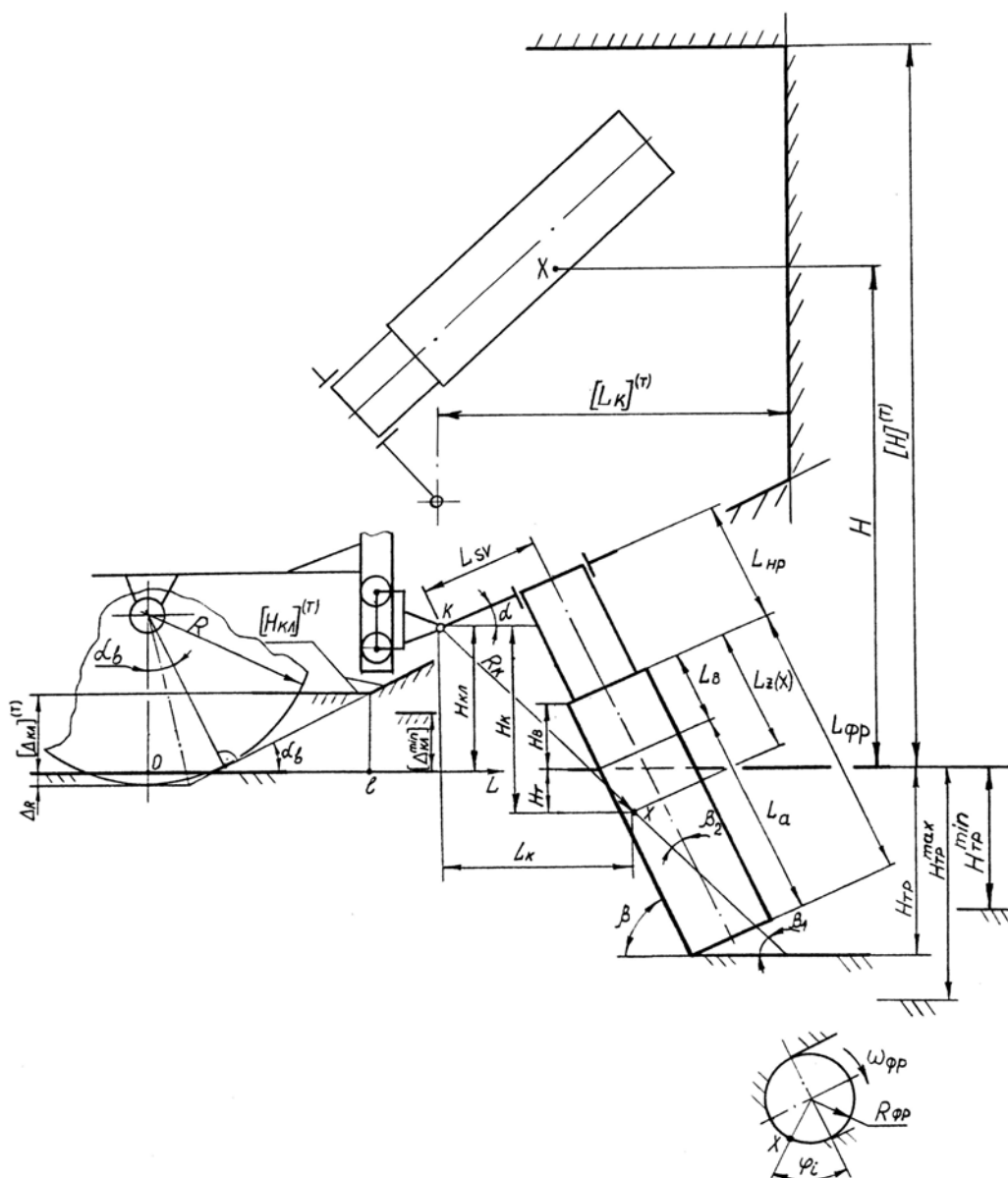


Рис. 2. Расчетная схема для синтеза геометрических параметров рабочего оборудования пальцефрезерных траншекопателей

Выражения (4)...(13) обозначают следующее:



(4) – раскрывает тот факт, что в задаче синтеза может быть использована любая комбинация ресурсов управления, а именно – угла наклона РО β и клиренса каретки $H_{кл}$ (таким образом, охватываются все навески),

(5) – требует, чтобы максимальная глубина отрываемой РО траншеи равнялась верхней границе нормированного диапазона по условиям прокладки коммуникаций,

(6) – ограничение по предельной величине клиренса поворотного шарнира в режиме копания,

(7) – ограничение на траекторию движения верхнего резца фрезы,

(8) – ограничение на угол наклона фрезы при укладке через нее кабеля по условию сохранения его работоспособности [8],

(9) – имитирует синтез оператором такой величины управления за счет комбинации ресурсов, которая обеспечивает любую наперед заданную глубину траншеи в пределах нормированного диапазона. По сути, условие (9) отражает специфику задачи критериального синтеза в форме (1)...(3),

(10) и (11), (12) – ограничения по вылету относительно поворотного шарнира и высоте расположения относительно дневной поверхности торца РО (соответственно), определяющие транспортные габариты машины. При этом сочетание (10), (11) – характерно для навесок с управлением $U_H = (\beta)$; (10), (12) – с $U_H = (H_{кл})$, а (10)...(12) – с управлением $U_H = (\beta; H_{кл})$,

(13) – лимитирует предельную величину клиренса поворотного шарнира в транспортном режиме,

(14) – отражает коллективный опыт проектирования пальцефрезерных траншекопателей.

В соответствии с расчетной схемой задача синтеза, очевидно, является двухэтапной и состоит в том, чтобы определить:

- значения $L_{фр}$, $L_{НР}$, $H_{кл}$, при условии, что L_{SV} и $R_{фр}$ могут быть приняты из (14),

- предельные значения и диапазон изменения ресурсов управления β и $H_{кл}$ (для всех типов навесок), так, чтобы они удовлетворяли совокупность функциональных ограничений (4) ... (13).

Определим допустимые границы для рабочего режима траншекопателя.

Исходя из анализа типовых проектов на прокладку линий связи, можно утверждать, что границы условий (5) и (9) на глубину отрываемой траншеи удовлетворяют, обычно, выражениям

$$[H_{TP}^{\min}] = 0,8 \text{ м}, \quad (15)$$

$$[H_{TP}^{\max}] = 1,2 \text{ м}. \quad (16)$$

Здесь (15) в большей степени соответствует локальным линиям, а (16) – магистральным.

Учитывая различие требований к размещению поворотного шарнира в рабочем и транспортном положениях пока еще не определенную в литературе в аналитическом смысле величину $[H_{кл}]$ представим как функцию, зависящую от конструктивных параметров базовой машины и ее навески, в виде

$$[H_{кл}] = \begin{cases} [H_{кл}^{\min}] = [\Delta_{кл}^{\min}] = \text{const} \gg 0 \\ [H_{кл}^{(T)}] = \begin{cases} [\Delta_{кл}^{(T)}] = \text{const}, \text{ нпу } L \leq l = \frac{[\Delta_{кл}^{(T)}] + \Delta_R}{\text{tg} \alpha_b} + R \cdot \text{tg} \left(\frac{\alpha_b}{2} \right), \\ \left(L - R \cdot \text{tg} \left(\frac{\alpha_b}{2} \right) \right) \cdot \text{tg} \alpha_b - \Delta_R, \text{ нпу } L \geq l \end{cases} \end{cases} \quad (17)$$

где $[H_{кл}^{\min}]$, $[H_{кл}^{(T)}]$ – предельная величина клиренса поворотного шарнира в рабочем и

транспортном положении (соответственно) как аналитическая функция;

$[\Delta_{\text{КЛ}}^{\text{min}}]$ - минимально допустимая величина $[H_{\text{КЛ}}^{\text{min}}]$, не зависящая от конструкции навески и постоянная для базовых тракторов одного класса, которая исключает заклинивание негабаритных включений (вынесенных РО) между шарниром и дневной поверхностью; $[\Delta_{\text{КЛ}}^{(T)}]$ - минимально допустимая величина $[H_{\text{КЛ}}^{(T)}]$ не ухудшающая дорожный просвет базового трактора при его транспортном перемещении; L – линейная координата поворотного шарнира от оси заднего колеса (или здесь и далее – звездочки или опорного катка гусеничного движителя в зависимости от его конструкции); l – координата точки пересечения прямой $[\Delta_{\text{КЛ}}^{(T)}]$ и касательной к заднему колесу под углом α_b к горизонту; Δ_R - осадка колеса, которую можно определить из опыта или посчитать по известным формулам; α_b - задний угол въезда (обычно равный 20°); R – радиус заднего колеса трактора данной модели.

Испытания опытно-промышленных образцов траншекопателей с пальце-фрезерными РО на базе тракторов Т-150К и ЛТЗ-60 (проведенные автором на Украине и в России в условиях преимущественно однородных грунтов) показали, что размеры случайных включений (в виде обломков кирпича и бетона), вынесенных РО из поверхностных слоев или смещенных машиной в его зону, могут достигать 250...300 мм. С учетом габаритных размеров поворотного шарнира это позволяет для базовых тракторов аналогичных классов оценить величину $[\Delta_{\text{КЛ}}^{\text{min}}]$ через выражение вида

$$[\Delta_{\text{КЛ}}^{\text{min}}] = 0,35 \dots 0,4 \text{ м}. \quad (18)$$

Для базовых тракторов других классов, по мнению автора, можно воспользоваться рекомендациями данными в [9] для рыхлителей, у которых требование к размещению поворотного шарнира навески по условию исключения заклинивания разрушенного грунта является аналогичным.

Анализ технических характеристик тракторов тягового класса 15...30 кН (МТЗ-82, ЛТЗ-60, Т-150К и др.) на предмет их дорожного просвета позволяет сказать, что для них, как правило, выполняется соотношение

$$[\Delta_{\text{КЛ}}^{(T)}] \cong [\Delta_{\text{КЛ}}^{\text{min}}]. \quad (19)$$

Расчеты, выполненные с учетом выражений (18), (19), показывают, что для этих моделей тракторов величина l лежит в диапазоне 1,2...1,4 м, так что конструктивно всегда удастся расположить поворотный шарнир навески пальцевой фрезы на меньшем от оси заднего колеса расстоянии, иначе говоря, соблюсти условие

$$L < l. \quad (20)$$

Полученные результаты в форме (18)...(20) являются удобными, т.к. для поворотного шарнира величины $[H_{\text{КЛ}}^{\text{min}}]$ и $[H_{\text{КЛ}}^{(T)}]$ в (17) являются одинаковыми, что позволяет однозначно определить величину $[H_{\text{кл}}]$ в (6) и (13) вне зависимости от схемы навески. Тем не менее, это не снижает актуальности определения величины $[H_{\text{КЛ}}^{(T)}]$ по (17) для случая $L \geq l$, т. к. она может лимитировать транспортное положение РО в соответствии с (12), что будет показано далее.

Значение угла $[\beta_{\text{np}}]$ можно посчитать по методике, предложенной автором в [8].

Глубина траншеи как функция ресурсов управления β и $H_{\text{КЛ}}$ была определена автором в [7]

$$H_{\text{TP}}(\beta, H_{\text{КЛ}}) = (L_{\text{ФР}} + L_{\text{НР}}) \cdot \sin \beta - (L_{\text{SV}} - R_{\text{ФР}}) \cdot \cos \beta - H_{\text{КЛ}}. \quad (21)$$

Справедливо считая, что глубина отрываемой траншеи определяется положением нижнего резца фрезы, т. е. при соблюдении условий

$$L_z(X) = L_{\text{ФР}}; \varphi_i = 90^\circ, \quad (22)$$

получим выражение иного вида



$$H_{TP}(\beta, H_{KЛ}) = R_K^{HP} \cdot \sin(\beta - \beta_2^{HP}) - H_{KЛ}, \quad (23)$$

где R_K^{HP} и β_2^{HP} - радиус-вектор из поворотного шарнира навески и его угол относительно оси фрезы (соответственно) для нижнего резца фрезы при условиях (22).

Величины R_K^{HP} , β_2^{HP} с учетом (22) определим из [7] в виде

$$R_K^{HP} = \sqrt{(L_{SV} - R_{\Phi P})^2 + (L_{HP} + L_{\Phi P})^2} = const, \quad (24)$$

$$\beta_2^{HP} = \arctg\left(\frac{(L_{SV} - R_{\Phi P})}{(L_{HP} + L_{\Phi P})}\right) = const. \quad (25)$$

С учетом (21), (23)...(25) получим в (9) взаимосвязь $u_H(H_{TP})$, то есть определим в аналитическом виде ресурсы управления β и $H_{KЛ}$, обеспечивающие любую требуемую глубину траншеи

$$\beta = \arcsin\left(\frac{H_{TP} + H_{KЛ}}{R_K}\right) + \arctg\left(\frac{(L_{SV} - R_{\Phi P})}{(L_{HP} + L_{\Phi P})}\right), \quad (26)$$

$$H_{KЛ} = (L_{HP} + L_{\Phi P}) \cdot \sin \beta - (L_{SV} - R_{\Phi P}) \cdot \cos \beta - H_{TP}. \quad (27)$$

Величина выступающей части фрезы как функция ресурсов управления β и $H_{KЛ}$ была определена автором в [7]

$$H_B = H_{KЛ} + (L_{SV} - R_{\Phi P}) \cdot \cos \beta - L_{HP} \cdot \sin \beta. \quad (28)$$

Воспользовавшись строгим равенством в формуле (7) в виде

$$H_B = 0, \quad (29)$$

из (28) и (21) последовательно определим выполняющиеся при этом соотношения

$$H_{KЛ} = L_{HP} \cdot \sin \beta - (L_{SV} - R_{\Phi P}) \cdot \cos \beta, \quad (30)$$

$$H_{TP} = L_{\Phi P} \cdot \sin \beta. \quad (31)$$

Выражение (31) легко получить, подставив (30) в (21). Переписав (31) в ином виде и поменяв его местами с (30), получим при соблюдении условия (29) новую систему

$$\beta = \arcsin\left(\frac{H_{TP}}{L_{\Phi P}}\right), \quad (32)$$

$$H_{KЛ} = L_{HP} \cdot \sin \beta - (L_{SV} - R_{\Phi P}) \cdot \cos \beta. \quad (33)$$

Полученный результат является интересным с той точки зрения, что при известных геометрических размерах навески и фрезы (т. е. L_{HP} , L_{SV} , $R_{\Phi P}$ и $L_{\Phi P}$) и требуемой глубине траншеи позволяет однозначно определить величины ресурсов управления β и $H_{KЛ}$, в отличие от общего случая (т. е. без условия $H_B = 0$) в форме (32) и (33), где одна и та же глубина траншеи может быть достигнута различными комбинациями значений β и $H_{KЛ}$.

С учетом (32), (33) более общее, чем (29), условие (7) принимает вид

$$\beta \leq \arcsin\left(\frac{H_{TP}}{L_{\Phi P}}\right), \quad (34)$$

$$H_{KЛ} \geq L_{HP} \cdot \sin \beta - (L_{SV} - R_{\Phi P}) \cdot \cos \beta. \quad (35)$$

Полученные выражения уже позволяют осуществить первый этап задачи синтеза - определить геометрические параметры фрезы, навески и соотношения между ними, удовлетворяющие (4)...(9), для всех рассмотренных конструкций.

В качестве исходного положения будем считать, что вне зависимости от конструкции навески РО соблюдается условие

$$\text{при } H_{TP} = H_{TP}^{\max}, H_B = 0. \quad (36)$$

Длина фрезы из (31) с учетом (8) вне зависимости от конструкции навесок:

$$L_{\Phi P} = \frac{H_{TP}^{\max}}{\sin \beta_{\max}}. \quad (37)$$

Для простейших навесок с управлениями $U_H = (H_{\text{кЛ}})$ и $U_H = (\beta)$ длину нерабочей части фрезы определим из (30) с учетом (6), (8) в виде

$$L_{HP} = \frac{H_{\text{кЛ}}}{\sin \beta_{\max}} + (L_{SV} - R_{\Phi P}) \cdot \text{ctg} \beta_{\max}, \quad (38)$$

где $H_{\text{кЛ}} = H_{\text{кЛ}}^{\min} \geq [H_{\text{кЛ}}]$ при $U_H = (H_{\text{кЛ}})$, (39)

$$H_{\text{кЛ}} = \text{const} \geq [H_{\text{кЛ}}] \text{ при } U_H = (\beta). \quad (40)$$

Для навесок с управлением $U_H = (\beta, H_{\text{кЛ}})$ возможны два предельных варианта.

Для первого варианта считается, что соблюдаются условия (7) и (36), а необходимые параметры могут быть определены из (37) ... (39).

Для второго варианта исполнения навески с $U_H = (\beta, H_{\text{кЛ}})$ кроме (36) можно учесть, что условие (7) в сочетании с ограничением в (9) имеет частный вид

$$H_B = 0, \quad \forall H_{TP} = ([H_{TP}^{\min}], [H_{TP}^{\max}]). \quad (41)$$

По сути, выражение (41) раскрывает тот факт, что в пределах нормированного диапазона глубины отрываемой траншей можно потребовать, чтобы величина выступающей части фрезы (на которой расположены резцы) всегда равнялась нулю. Тогда, соблюдая условие (37), величину нерабочей части фрезы определим из выражения

$$L_{HP} = \frac{H_{\text{кЛ}}}{\sin \beta_{\min}} + (L_{SV} - R_{\Phi P}) \cdot \text{ctg} \beta_{\min}, \quad (42)$$

где величину β_{\min} с учетом (41) определим из (32) в виде

$$\beta_{\min} = \arcsin \left(\frac{[H_{TP}^{\min}]}{L_{\Phi P}} \right). \quad (43)$$

Следует отметить, что технически условие (41) может осуществляться настройкой ресурсов управления по (32) и (33) за счет управляющих воздействий оператора или системы автоматического управления при любой глубине траншеи из нормированного диапазона.

Полученные выражения позволяют определить неизвестные предельные значения и диапазон изменения ресурсов управления для всех типов навесок при копании траншей.

Так, для навесок с $U_H = (H_{\text{кЛ}})$ величину клиренса (максимального), обеспечивающего условие $H_{TP} = H_{TP}^{\min}$; определим, подставив (39) в (27). После упрощений получим

$$H_{\text{кЛ}}^{\max} = H_{\text{кЛ}}^{\min} + (H_{TP}^{\max} - H_{TP}^{\min}). \quad (44)$$

Выразительность этой формулы позволяет легко определить ход каретки, требуемый для обеспечения диапазона (9), в виде

$$\Delta L_{TP} = H_{\text{кЛ}}^{\max} - H_{\text{кЛ}}^{\min} = H_{TP}^{\max} - H_{TP}^{\min}. \quad (45)$$

В частности, полученная инвариантность решения в (45) является ожидаемой, т. к. перемещение РО, жестко закрепленного на каретке, однозначно приводит к изменению глубины отрываемой траншеи.

С учетом указанного замечания и (36), из (28) следует, что для навесок с $U_H = (H_{\text{кЛ}})$, величину ΔL_{TP} можно выразить так же в виде

$$\Delta L_{TP} = H_b(H_{TP}^{\min}) - H_b(H_{TP}^{\max}) = H_b(H_{TP}^{\min}). \quad (46)$$

Из анализа (28) и (36) однозначно следует, что ограничение по траектории в форме (7) будет удовлетворено.



Для навесок с $U_H = (\beta)$ величину угла наклона фрезы (минимальную), обеспечивающую условие $H_{TP} = H_{TP}^{\min}$, определим из (26) с учетом (40)

$$\beta_{\min} = \arcsin\left(\frac{H_{TP}^{\min} + H_{КЛ}}{R_K^{HP}}\right) + \arctg\left(\frac{L_{SV} - R_{\Phi P}}{L_{HP} + L_{\Phi P}}\right). \quad (47)$$

Тогда, диапазон изменения угла поворота РО, требуемый для обеспечения условия (9), с учетом (8), будет равен

$$\Delta\beta_{TP} = \beta_{\max} - \beta_{\min}. \quad (48)$$

При этом из анализа (28), (36) и (14) следует, что ограничение по траектории в форме (7) будет удовлетворено.

Для первого и второго вариантов исполнения навесок с $U_H = (\beta, H_{КЛ})$ предельные значения параметров управления и диапазон их изменения при копании траншей определяются по выражениям, полученным для навесок с $U_H = (H_{КЛ})$ и $U_H = (\beta)$. При этом отличие полученных значений для этих вариантов будет связано с определением L_{HP} по формулам (38) и (42) соответственно.

Рассмотрим вопрос обеспечения транспортных габаритов.

В формулах (10), (11) еще жестко не нормированные в литературе параметры $[L_K^{(T)}]$ и $[H^{(T)}]$ могут быть назначены:

- исходя из сопоставимости с альтернативными траншекопателями на базе тракторов того же класса (с цепными, дискофрезерными РО);
- исходя из дизайна, включающего анализ по эргономическим показателям, при условии, что он не противоречит первому требованию.

Для навески с $U_H = (\beta)$ обеспечение транспортных габаритов связано с определением угла наклона фрезы $\beta^{(T)}$, который должен удовлетворить одновременно неравенства (10), (11). Очевидно, что функции $[L_K^{(T)}]$ и $[H^{(T)}]$ максимальны для нижней торцевой части фрезы, то есть

$$\left. \begin{aligned} L_K^{(T)} &= \max L_K^{(T)} \\ H^{(T)} &= \max H^{(T)} \end{aligned} \right\} \text{ при } L_Z(x) = L_{\Phi P}. \quad (49)$$

С учетом результатов, полученных автором в [7], выражение (49) приводится к виду

$$\left. \begin{aligned} L_K^{(T)} &= R_K^{HP} \cdot \cos(\beta^{(T)} - \beta_2) \leq [L_K^{(T)}] \\ H^{(T)} &= -H_T^{(T)} = H_{КЛ}^{(T)} - R_K^{HP} \cdot \cos(\beta^{(T)} - \beta_2) \leq [H^{(T)}] \end{aligned} \right\} \text{ при } L_Z(x) = L_{\Phi P}, \quad (50)$$

где $H_T^{(T)}$ - текущая глубина заложения торцевой части фрезы в транспортном положении (знакоположительная функция ниже дневной поверхности).

После простейших преобразований получим

$$\left\{ \begin{aligned} \beta^{(T)} &\geq \arcsin\left(\frac{H_{КЛ}^{(T)} - [H^{(T)}]}{R_K^{HP}}\right) + \beta_2 \\ \beta^{(T)} &\leq \arccos\left(\frac{[L_K^{(T)}]}{R_K^{HP}}\right) + \beta_2 \end{aligned} \right. \text{ при } L_Z(x) = L_{\Phi P} \quad (51)$$

Здесь следует отметить, что для траншекопателей с пальцевой фрезой и поворотной навеской удовлетворить условия (51) достаточно легко из-за меньшей длины этого РО по сравнению с цепными и роторными. Более того, опыт проектирования подсказывает, что, обычно, второе ограничения (по параметру $[H^{(T)}]$) остается пассивным,

так что его нельзя нарушить ни при каких значениях $\beta^{(T)}$, удовлетворяющих первое ограничение, то есть по $[L_K^{(T)}]$.

Само по себе это позволяет в расчетах использовать только первое неравенство в (51).

Тогда величина изменения угла поворота РО, требуемая для обеспечения и рабочих и транспортных габаритов будет равна

$$\Delta\beta = \beta_{\max} - \beta^{(T)}. \quad (52)$$

Учет дизайна, не противоречащей неравенству (51), был выполнен автором при проектировании траншекопателя-кабелеукладчика на базе трактора ЛТЗ-60 в виде

$$\beta^{(T)} \approx -\beta_{\max}. \quad (53)$$

Для навесок с управлением $U_H = (H_{KL})$ обеспечение транспортных габаритов связано с неравенствами (10), (12), которые аналогично предыдущему варианту навески должны выполняться для нижней торцевой части фрезы, т. е. при $L_Z(x) = L_{\Phi P}$.

Учитывая постоянство угла наклона РО к горизонту, то есть, что

$$\beta_{\max} = \beta^{(T)} = const, \quad (54)$$

условие (10) необходимо соблюсти изначально. Имея в виду значения предельного угла наклона фрезы $[\beta_{HP}]$ к горизонту [8] и небольшую длину фрезы, что следует из (8), (16) и (37), выполнить это достаточно легко.

Используя рис.2, неравенство (12) раскроем в виде

$$H^{(T)} = -H_T^{(T)} = H_{KL}^{(T)} - H_K \geq [H_{KL}^{(T)}], \text{ при } L_Z(x) = L_{\Phi P}, \quad (55)$$

где H_K - вертикальное смещение резца (в данном случае – нижнего) относительно поворотного шарнира.

Преобразовав (55), получим

$$H_{KL}^{(T)} \geq [H_{KL}^{(T)}] + H_K, \text{ при } L_Z(x) = L_{\Phi P}. \quad (56)$$

Необходимую в этой формуле величину $[H_{KL}^{(T)}]$ для нижнего резца определим по (17) зная его линейную координату L от оси заднего колеса, которую можно с учетом результатов [7] представить в виде

$$L = L_{K3} + L_K = L_{K3} + (L_{SV} - R_{\Phi P} \cdot \sin \varphi_i) \cdot \sin \beta_{\max} + (L_{HP} + L_{\Phi P}) \cdot \cos \beta_{\max}. \quad (57)$$

где L_{K3} , L_K - расстояние от оси заднего колеса до поворотного шарнира навески и от него до нижнего резца фрезы (соответственно) вдоль координаты L .

Величину H_K можно определить из работы автора [7]

$$H_K = (L_{HP} + L_{\Phi P}) \cdot \sin \beta + (L_{SV} - R_{\Phi P} \cdot \sin \varphi_i) \cdot \cos \beta. \quad (58)$$

Таким образом, формулы (56)...(58) позволяют определить величину клиренса поворотного шарнира, необходимую для обеспечения транспортного габарита навески РО.

Тогда полный ход каретки с учетом (56), (17) определим из выражения

$$\Delta L = H_{KL}^{(T)} - H_{KL}^{\min}. \quad (59)$$

Для навесок с управлением $U_H = (\beta; H_{KL})$ значения аналогичных параметров можно легко получить комбинацией решений, полученных для случаев $U_H = (\beta)$ и $U_H = (H_{KL})$.

Ценность полученных выражений, как результата научного исследования, определяется: допустимостью исходных ограничений, новизной, кругом решаемых задач.

Предложенные зависимости для синтеза геометрических параметров РО и навесок различного исполнения в привязке к базовой машине не учитывают позиционные поправки, связанные с изменением развесовки на ходовую базу при переходе от режима



копания к транспортному, что является предметом дальнейшего исследования. Однако следует отметить, что для гусеничной ходовой базы они не существенны. В остальном полученные выражения являются аналитически точными.

Методика исследования предложена автором ранее [4, 6, 7] и основана на использовании обобщенной имитационной модели пальцефрезерного траншеекопателя, которая поглощает принципиальные отличия навесок РО по ресурсам управления и выступает, таким образом, как единый матаппарат.

Сами по себе полученные выражения являются новыми, так как известные ранее работы касались синтеза геометрических параметров оборудования траншеекопателей с использованием графического или алгоритмического методов, но никак не аналитического, как в данной статье.

Формула (17) для определения предельной величины клиренса в рабочем и транспортном положениях, очевидно, может использоваться не только для траншеекопателей, но и для других СМ (например, - рыхлителей).

Полученные выражения, в связи со свойством обобщенности использованной методики, могут быть частью комплексной автоматизированной системы компьютерного проектирования пальцефрезерных траншеекопателей. При этом преимущества аналитического подхода при синтезе параметров сохраняются.

Представленная работа является необходимым этапом для решения актуальной задачи о снижении неравномерности нагружения привода РО в форме (1)...(3).

Литература

1. Смірнов В.М., Пелевін Л.Е., Гаркавенко О.М. Оптимізація параметрів навісок дискових робочих органів //Гірн., будів., дор. та меліорат. машини: Респ. міжвід. наук.-техн. зб.- К., 1995.- Вип. 48. - С. 10-13.
2. Бажан В.Т. Оптимизация основных параметров гусеничных рыхлителей: Автореф. дис... канд. техн. наук/ Киевский инж.-стр. ин-т. - К., 1988. - 27 с.
3. Зухба А. Г. Траншеекопатель - кабелеукладчик с пальцефрезерным рабочим органом //Техніка будівництва. – 1997. - Вип. 1. - С. 31 - 33.
4. Зухба А.Г. Определение кинематических параметров резца как оконечного звена в передаточной цепи "базовая машина – навеска – пальцевая фреза – грунт" для целей имитационного моделирования //Гірн., буд., дор. та меліорат. машини: Респ. міжвід. наук.– техн. зб. – К., 1999. - Вип. 53. - С. 73-83.
5. Хмара Л.А., Кулик І.А. Методика визначення параметрів захватно-розпушувальних робочих органів гідравлічних екскаваторів// Гірн., будів., дор. та меліорат. машини: Респ. міжвід. наук.- техн. зб.- К., 1995.- Вип. 48. - С. 13-16.
6. Зухба А.Г. Синтез параметров фрезерного траншеекопателя, минимизирующих неравномерность нагружения привода рабочего органа (Постановка задачи. Методика решения)// Техніка будівництва. – К., 2002. - Вип. 11.- С. 61 - 66.
7. Зухба А.Г. Определение позиционных параметров взаимодействия элементов системы "базовая машина – навеска – пальцевая фреза – грунт" для целей имитационного моделирования // Горн., строит., дор. и мелиорат. машины: Респ. межвед. научно-техн. сб. – К.: Интехнодрук, 1998.- Вып. 52. - С. 49-58.
8. Зухба А.Г. Обеспечение условий работоспособности кабеля при проектировании траншеекопателей-кабелеукладчиков// Техніка будівництва. – К., 1998.- Вип. 4.- С. 61 - 70.
9. Строительные машины: Справочник: В 2т./Под ред. В.А.Баумана и Ф.А. Лапира. – М.: Машиностроение, 1976. – Т.1.- С.111.