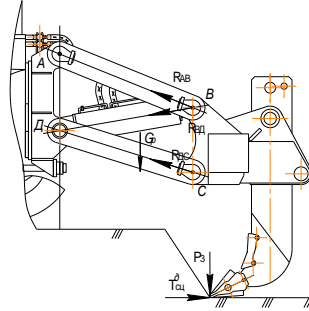


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

КАФЕДРА “БУДІВЕЛЬНІ, ДОРОЖНІ МАШИНИ І БУДІВНИЦТВО”



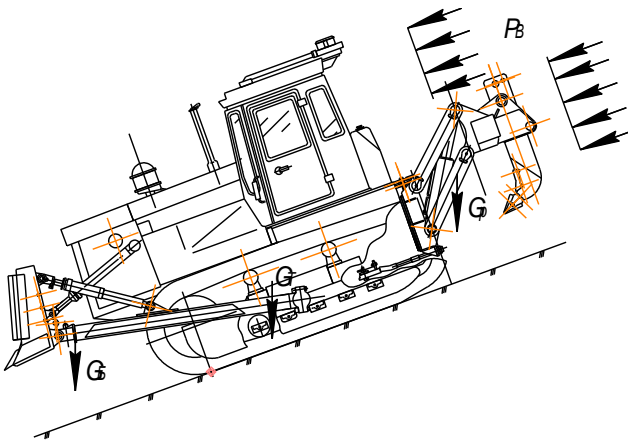
ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

Машина для розпушення міцних і мерзлих ґрунтів

Методичні вказівки

до виконання курсового і дипломного проектів

для студентів спеціальності: 8.090214 “Підійомно-транспортні, будівельні,
дорожні, меліоративні машини і обладнання”



Кіровоград 2006

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА “БУДІВЕЛЬНІ, ДОРОЖНІ МАШИНИ І БУДІВНИЦТВО”

ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

Машина для розпушення міцних і мерзлих ґрунтів

Методичні вказівки
до виконання курсового і дипломного проєктів

для студентів спеціальності: 8.090214 “Підйомно-транспортні,
будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання”

*“Затверджено”
на засіданні кафедри “Будівельні,
дорожні машини та будівництво”
Протокол № 7 від 29.03.2006 р.*

Кіровоград 2006

Проектування машин для земляних робіт. Методичні вказівки до виконання курсового і дипломних проектів для студентів спеціальності 8.090214 "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання" всіх форм навчання / Укл.: С.О. Карпушин, С.Л. Хачатурян – Кіровоград: КНТУ, 2006. – 46с.

Укладачі: С.О. Карпушин – канд. техн. наук, доцент,
С.Л. Хачатурян – канд. техн. наук, доцент.

Рецензент: О.Г. Маслов, докт. техн. наук, професор (Кременчуцький державний політехнічний університет, м. Кременчук).

Методичні вказівки розроблені у відповідності до модульно-рейтингової системи дисципліни "Проектування машин для земляних робіт" і призначені для виконання курсового проекту з даної дисципліни студентами спеціальності: 8.090214 "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання", а також можуть бути використані для розробки дипломного проекту по машинам, що здійснюють розпушення міцних і мерзлих ґрунтів.

Наведені вимоги до курсового проекту, порядок його виконання, методика розрахунку навісних розпушувачів та варіанти завдань.

© Проектування машин для земляних робіт
/Укладачі: С.О. Карпушин,
С.Л. Хачатурян, 2006.

© РВЛ КНТУ, тиражування, 2006 р.

ЗАДАЧІ КУРСОВОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Закріплення знань по курсу “Проектування машин для земляних робіт” застосуванням їх до конкретної технічної задачі.

Розвиток творчого підходу при вирішенні конкретної конструкторської задачі.

Отримання навиків в конструюванні і оформленні креслень у відповідності з СКД, у виконанні загальних розрахунків машини, її окремих вузлів і деталей, користуванні патентними джерелами інформації, довідниковою літературою. За час курсового проектування студент повинен оволодіти основами ескізної розробки землерийної машини та набути навиків техніко-економічного обґрунтування.

СКЛАД КУРСОВОГО ПРОЕКТУ ТА ВИМОГИ, ЩО ДО НЬОГО ВИСУВАЮТЬСЯ

Студент виконує курсовий проект в об’ємі 4 листа формату А1 графічної частини і розрахунково-пояснювальної записки в межах 30...50 сторінок.

Графічна частина:

Загальний вид розпушувального агрегату (не менше 2-х проєкцій);

Розпушувальне обладнання;

Вузол, виконуваний згідно варіанта;

Розрахункові схеми.

Альбом документів складається:

- титульний лист; (Додаток 1);

- опис документів (Додаток 2);

- бланк завдання;

- відомість курсового проекту (Додаток 3);

- пояснювальна записка;

- додатки (специфікації на складальні креслення (Додаток 4), програми розрахунку на ЕОМ і т.ін.)

Пояснювальна записка повинна включати наступні розділи:

- вступ;

- патентно-інформаційний огляд (щонайменше 5 технічних рішень);

- вибір і розрахунок основних параметрів начіпного розпушувача;

- загальний розрахунок розпушувального обладнання і вузла, зазначеного у варіанті;

- розрахунок гідроциліндрів керування розпушувальним обладнанням;

- визначення продуктивності розпушувального агрегату і його техніко-економічних показників;

- охорона праці при роботі на розпушувальному агрегаті;

- висновок;

- список використаної літератури;
- зміст.

ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

Спроекувати розпушувальний агрегат для розпушування міцних і мерзлих ґрунтів на базі промислового трактора.

Вихідні дані приймаються відповідно до варіанту по таблиці додатка 5. Для усіх варіантів - керування розпушувальним обладнанням гідравлічне.

Склад проекту

ВСТУП

У вступі необхідно вказати галузі можливого використання розпушувачів та обґрунтувати актуальність теми курсового проекту у відповідності до задач будівельного і дорожнього машинобудування України.

1. ПАТЕНТНО-ІНФОРМАЦІЙНИЙ ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ РОЗПУШУВАЧІВ

Описати основні способи руйнування міцних і мерзлих ґрунтів, а також робоче обладнання, застосовуване для цього. Обґрунтувати переваги того чи іншого робочого обладнання в порівнянні одне з одним.

2. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ НАЧІПНОГО РОЗПУШУВАЧА

До основних параметрів розпушувача відносяться: номінальне тягове зусилля базового трактора по зчепленню – T_{cu} ; максимальна глибина розпушування – H ; ширина наконечника зуба – σ ; кут розпушування – α ; відстань від нижньої точки рами до опорної поверхні при максимальній глибині розпушування – K ; відстань від наконечника зуба в крайньому нижньому положенні до осі привідної зірочки трактора – L , задній кут в'їзду – ψ (рис.2.1).

2.1. Номінальне тягове зусилля базового трактора.

Визначається на щільному ґрунті при швидкості 2,5...3 км/год і буксуванні не вище 7%.

Тягове зусилля визначається наступним чином ([3], с.115):

$$T_{cu} = [(G_T + G_P + G_B) \cdot q \pm R_N] \cdot \varphi_2, \quad (2.1)$$

де G_T – маса трактора, т; ([2], табл. 3 і [3], табл. 5);

G_P – маса розпушувального обладнання, т;

G_B – маса бульдозерного обладнання, т;
 R_N - вертикальна складова зусилля розпушування, кН;
 φ_2 – коефіцієнт зчеплення трактора з поверхнею мерзлого ґрунту,
 $\varphi_2=0,8\dots0,85$.

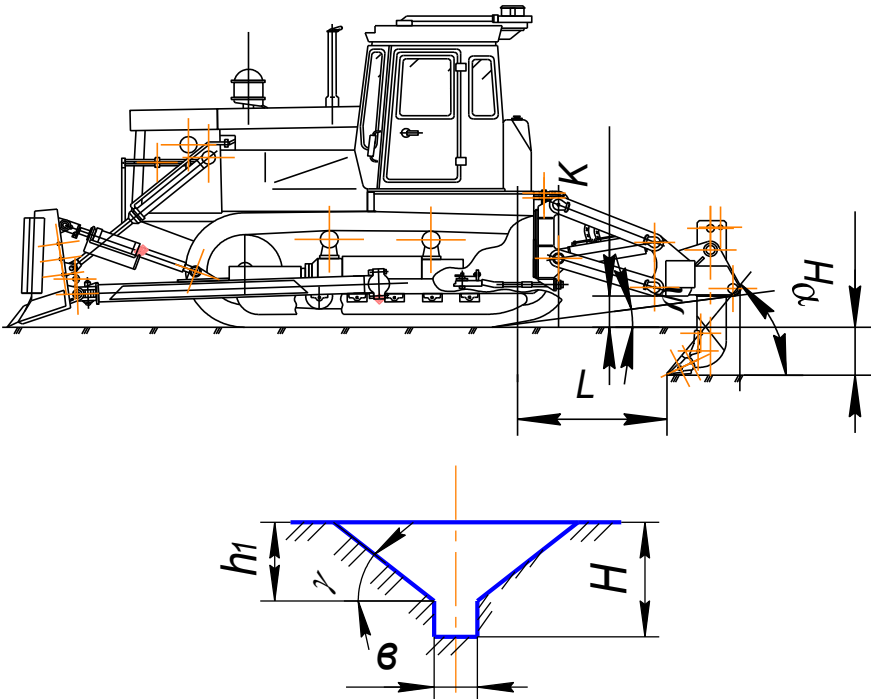


Рисунок 2.1 – Схема навісного розпушувача і поперечного перерізу прорізи, виконаної в ґрунті.

Вертикальну складову зусилля розпушування R_N визначають по горизонтальній складовій R_T і куту розпушування

$$R_N = R_T \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1), \quad (2.2)$$

де α – кут розпушування, град; $\alpha=30\dots45^\circ$;

φ_1 – кут тертя мерзлого ґрунту по матеріалу наконечника розпушувача, ([3], табл.3).

Горизонтальна складова зусилля розпушування дорівнює:

$$R_T = h_1^2 \sigma_P, \quad (2.3)$$

де h_1 – глибина зони розвалу м, див. рис. 2.1;

σ_p – межа міцності ґрунту при розтягненні Н/м^2 , ([3], Табл.1).

Глибина розвалу визначається з залежності:

$$h_1 = \kappa \cdot H, \quad (2.4)$$

де κ – коефіцієнт розширення бічної частини прорізу, $\kappa = 0,6...0,8$.

Горизонтальна складова зусилля розпушування може бути визначена по формулі:

$$R_r = 0,5 \cdot K_{ВД} \cdot \sigma \cdot (H - h_1), \quad (2.5)$$

де $K_{ВД}$ – питомий опір вдавлювання наконечника в мерзлий ґрунт.

$$K_{ВД} = 21\sigma_p \sqrt{\frac{t_{CM}}{t_{PA3}}}, \quad (2.6)$$

де t_{CM} – середня температура мерзлого ґрунту в нижній частині прорізу, в шарі $(H - h_1)$ ([5], рис.44);

t_{PA3} – середня температура ґрунту в шарі h_1 .

2.2. Максимальна глибина різання.

Залежить від класу базового трактора і вибирається відповідно до ДСТ 7425-71 [4]. При цьому, найменша енергоємність процесу розпушування ґрунту досягається при оптимальній глибині розпушування h_{OPT} , рівної:

$$h_{OPT} = (2,5...4,0) \sigma \quad (2.7)$$

Найменше значення числових коефіцієнтів відповідає пластичним ґрунтам (глини, суглинки), а великі значення – крихким ґрунтам (піски, супісі).

2.3. Ширина наконечника і кут розпушування.

Ширина наконечника вибирається за ДСТ 7425-71 [4], а кут розпушування вибирають виходячи з умов забезпечення міцності наконечника розпушувача і задовільного заднього кута розпушування. Рекомендується приймати $\alpha = 30...45^\circ$, при задньому куті розпушування не менше $7...8^\circ$.

2.4. Відстань K від найнижчої точки рами до опорної поверхні трактора.

Ця відстань повинна бути такою, щоб рама розпушувача могла вільно проходити над розпушеним ґрунтом при будь-якій глибині розпушування.

Для тракторів класу до 10 включно ця відстань складає не менше:

$$K = (0,65...0,75) H. \quad (2.8)$$

Для тракторів класу понад 10:

$$K=(0,3...0,6) H. \quad (2.9)$$

2.5. Відстань L від наконечника зуба до осі привідної зірочки трактора. Визначається мінімальна відстань L . Ця відстань призначається з умов вільного виломлювання міцного або мерзлого ґрунту перед зубом і виключення при цьому заклинювання його під гусеницями. В залежності від класу трактора:

$$L = (1,5...2,0) H. \quad (2.10)$$

2.6. Задній кут в'їзду ψ .

Висота підйому зубів начіпних розпушувачів визначається з розрахунку забезпечення заднього кута в'їзду ψ , котрий повинен бути не менш 20° [4].

Терміни і найменування елементів розпушувачів приймаються відповідно до ДСТ 19218-73 [5].

3. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК РОЗПУШУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

3.1. Визначення зусиль заглиблення і виглиблення зубів.

Зусилля заглиблення в ґрунт зубів розпушувача P_3 визначають з умов вивішування базового трактора відносно ребра А і зуба розпушувача в статичному положенні (рис.3.1).

Умова рівноваги $\Sigma M_A = 0$, звідки:

$$P_3 = \frac{G_T l_1 + G_P (l_4 + l_2) - G_B l}{l_4 + l_3}. \quad (3.1)$$

Зусилля виглиблення зубів розпушувача P_B визначають з умови рівноваги відносно задніх опорних котків В при максимальній глибині розпушування (рис.3.2).

Умова рівноваги $\Sigma M_B = 0$, звідки:

$$P_B = \frac{G_B (l + l_4) + G_T l_1 - G_P l_2}{l_3}. \quad (3.2)$$

3.2. Визначення реакцій в шарнірах кріплення і зусиль в стержнях розпушувача.

На зуб розпушувача в процесі роботи діють наступні навантаження (рис.3.3):

– горизонтальна складова опору ґрунту розпушуванню

$$T_{CI}^D = T_{CI} \cdot K_D, \quad (3.3)$$

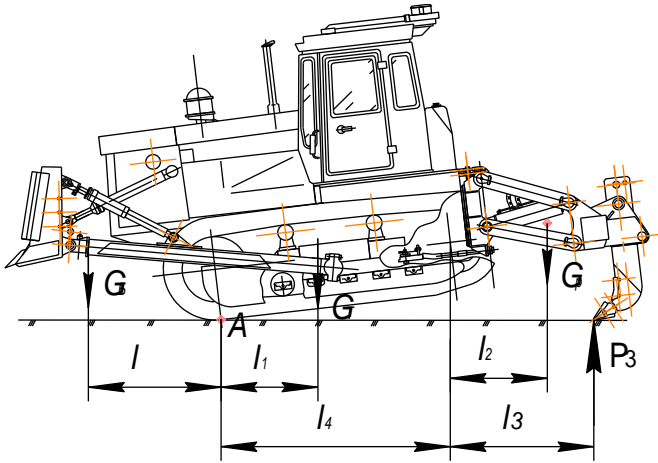


Рисунок 3.1 – Схема для визначення зусиль заглиблення зубів розпушувача.

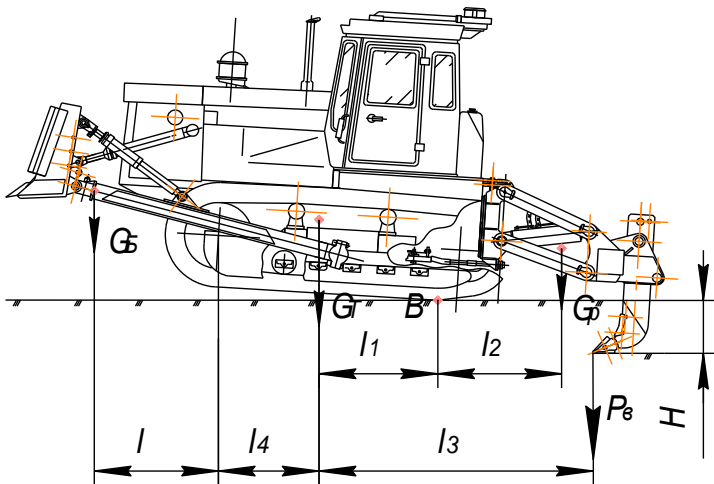


Рисунок 3.2 – Схема сил для визначення зусиль виглиблення зубів розпушувача.

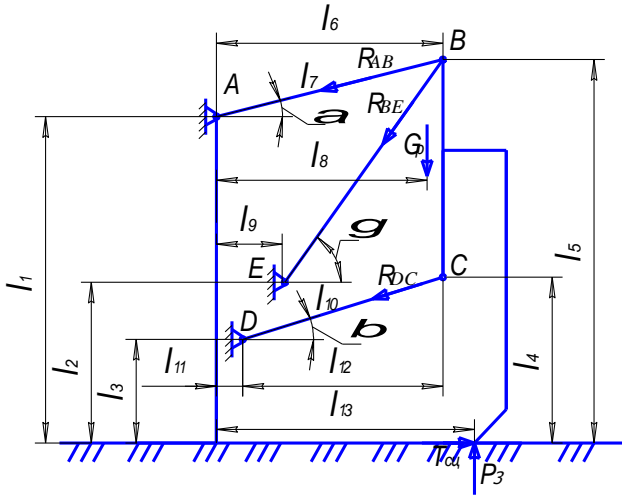


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема для визначення зусиль в стержнях при заглибленні зуба розпушувача.

де K_D - коефіцієнт динамічності, $K_D=2...3,5$.

– вертикальна складова опору ґрунту розпушуванню P_B , що визначається по формулі (3.2);

– зусилля опору ґрунту заглибленню P_3 , що визначається по формулі (3.1);

– маса розпушувального обладнання G_P .

При розрахунку всі складові сил опору розпушуванню вважаються прикладеними до ріжучої крайки наконечника розпушувача.

Опорні реакції в шарнірах кріплення розпушувального обладнання і зусилля в його стержнях визначають для двох розрахункових положень.

Перше розрахункове положення.

Початок заглиблення зуба розпушувача або кінець виглиблення ($H=0$).

Розміри плеч і довжини стержнів визначають з робочих креслень прототипу проєктованого розпушувача [6]. Розрахункові схеми викреслюються в масштабі.

Визначають кути α, γ, β :

$$\sin \alpha = \frac{l_5 - l_1}{l_7}; \quad \sin \beta = \frac{l_4 - l_3}{l_{10}}; \quad \operatorname{tg} \gamma = \frac{l_5 - l_2}{l_6 - l_9} \quad (3.4)$$

Реакції опор від сили T_{CI}^D :

З умови рівноваги

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0; \quad \sum M_E = 0; \quad \sum M_D = 0. \\ \sum M_A = T_{CI}^D \cdot l_1 - R_{DC} \cdot \cos \beta \times \\ \times (l_1 - l_3) - R_{DC} \cdot \sin \beta \cdot l_{11} - R_{BE} \cdot \cos \gamma (l_1 - l_2) - R_{BE} \cdot \sin \gamma \cdot l_9 = 0 \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} \sum M_E = T_{CI}^D \cdot l_2 + R_{AB} \cdot \cos \alpha (l_1 - l_2) + R_{AB} \cdot \sin \alpha \cdot l_9 - \\ R_{DC} \cdot \cos \beta (l_2 - l_3) + R_{DC} \cdot \sin \beta (l_9 - l_{11}) = 0 \end{aligned} \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} \sum M_D = T_{CI}^D \cdot l_3 + R_{AB} \cdot \cos \alpha (l_1 - l_3) + R_{AB} \cdot \sin \alpha \cdot l_{11} + \\ + R_{BE} \cdot \cos \gamma (l_2 - l_3) - R_{BE} \cdot \sin \gamma (l_9 - l_{11}) = 0 \end{aligned} \quad (3.7)$$

Реакції опор від сили P_3 :

З умови рівноваги:

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_E = 0; \quad \sum M_D = 0.$$

$$\sum M_A = P_3 \cdot l_{13} - R_{DC} \cdot \cos \beta (l_1 - l_3) - R_{DC} \cdot \sin \beta \cdot l_{11} - R_{BE} \cdot \cos \gamma (l_1 - l_2) - R_{BE} \cdot \sin \gamma \cdot l_9 = 0 \quad (3.8)$$

$$\sum M_E = P_3 \cdot (l_{13} - l_9) + R_{AB} \cdot \cos \alpha \cdot (l_1 - l_2) + R_{AB} \cdot \sin \alpha \cdot l_9 - R_{DC} \cdot \cos \beta (l_2 - l_3) + R_{DC} \cdot \sin \beta (l_9 - l_{11}) = 0 \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} \sum M_D = P_3 \cdot (l_3 - l_{11}) + R_{AB} \cdot \cos \alpha (l_1 - l_3) + R_{AB} \cdot \sin \alpha \cdot l_9 - \\ - R_{BE} \cdot \cos \gamma (l_2 - l_3) - R_{BE} \cdot \sin \gamma (l_9 - l_{11}) = 0 \end{aligned} \quad (3.10)$$

Реакції опор від сили G_P :

З умови рівноваги:

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_E = 0; \quad \sum M_D = 0.$$

$$\begin{aligned} \sum M_A = -G_P \cdot l_8 - R_{DC} \cdot \cos \beta (l_1 - l_3) - R_{DC} \cdot \sin \beta \cdot l_{11} - \\ - R_{BE} \cdot \cos \gamma (l_1 - l_2) - R_{BE} \cdot \sin \gamma \cdot l_9 = 0 \end{aligned} \quad (3.11)$$

$$\begin{aligned} \sum M_E = -G_P \cdot (l_8 - l_9) + R_{AB} \cdot \cos \alpha (l_1 - l_2) + R_{AB} \cdot \sin \alpha \cdot l_9 - \\ - R_{DC} \cdot \cos \beta \cdot (l_2 - l_3) + R_{DC} \cdot \sin \beta \cdot (l_9 - l_{11}) = 0 \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$\begin{aligned} \sum M_D = -G_P \cdot (l_8 - l_{11}) + R_{AB} \cdot \cos \alpha (l_1 - l_3) + R_{AB} \cdot \sin \alpha \cdot l_{11} + \\ + R_{BE} \cdot \cos \gamma (l_2 - l_3) - R_{BE} \cdot \sin \gamma (l_9 - l_{11}) = 0 \end{aligned} \quad (3.13)$$

Вирішуються системи рівнянь

$$\begin{cases} (3.5) \\ (3.6) \\ (3.7) \end{cases} \begin{cases} (3.8) \\ (3.9) \\ (3.10) \end{cases} \begin{cases} (3.11) \\ (3.12) \\ (3.13) \end{cases}$$

Визначаються зусилля R_{AB} , R_{DC} , R_{BE} від кожної із сил, що діють на розпушувальне обладнання.

Обчислюються сумарні зусилля в стержнях навіски:

$$\begin{aligned} \sum R_{AB} &= R_{AB}^{(T_{ци})} + R_{AB}^{(P_3)} + R_{AB}^{(G_P)}; \\ \sum R_{DC} &= R_{DC}^{(T_{ци})} + R_{DC}^{(P_3)} + R_{DC}^{(G_P)}; \\ \sum R_{BE} &= R_{BE}^{(T_{ци})} + R_{BE}^{(P_3)} + R_{BE}^{(G_P)}. \end{aligned} \quad (3.14)$$

Друге розрахункове положення.

Максимальне заглиблення зуба розпушувача ($H = H_{max}$) або виглиблення зуба з глибини H (рис.3.4).

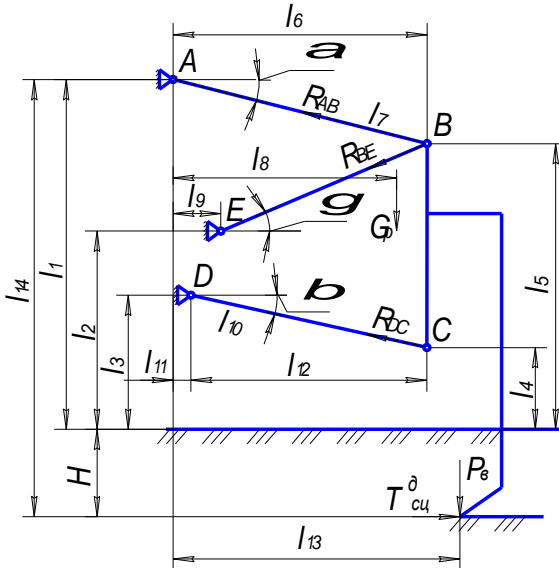


Рисунок 3.4 - Розрахункова схема для визначення зусиль в стержнях при виглибленні зуба розпушувача.

Визначають кути α, γ, β :

$$\sin \alpha = \frac{l_1 - l_5}{l_7}; \quad \sin \beta = \frac{l_3 - l_4}{l_{10}}; \quad \operatorname{tg} \gamma = \frac{l_5 - l_2}{l_6 - l_9} \quad (3.15)$$

Реакції опор (зусилля в стержнях) від сили T_{CI}^D :

З умови рівноваги:

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_E = 0; \quad \sum M_D = 0.$$

$$\begin{aligned} \sum M_A = T_{CI}^D \cdot l_{14} - R_{DC} \cos \beta \cdot (l_1 - l_3) + R_{DC} \sin \beta \cdot l_{11} - \\ - R_{BE} \cdot \cos \gamma (l_1 - l_2) - R_{BE} \cdot \sin \gamma \cdot l_9 = 0 \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} \sum M_E = T_{CI}^D \cdot (l_2 + H) + R_{AB} \cdot \cos \alpha (l_1 - l_2) - R_{AB} \cdot \sin \alpha \cdot l_{11} - \\ - R_{DC} \cdot \cos \beta (l_2 - l_3) - R_{DC} \cdot \sin \beta \cdot (l_9 - l_{11}) = 0. \end{aligned} \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} \sum M_D = T_{CI}^D \cdot (l_3 + H) + R_{AB} \cdot \cos \alpha (l_1 - l_3) - R_{AB} \cdot \sin \alpha \cdot l_{11} + \\ + R_{BE} \cdot \cos \gamma (l_2 - l_3) - R_{BE} \cdot \sin \gamma \cdot (l_9 - l_{11}) = 0 \end{aligned} \quad (3.18)$$

Реакції опор від сили P_B :

З умови рівноваги:

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_E = 0; \quad \sum M_D = 0.$$

$$\begin{aligned} \sum M_A = -P_B \cdot l_{13} - R_{DC} \cos \beta \cdot (l_1 - l_3) + R_{DC} \cdot \sin \beta \cdot l_{11} - \\ - R_{BE} \cdot \cos \gamma (l_1 - l_2) - R_{BE} \cdot \sin \gamma \cdot l_9 = 0 \end{aligned} \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} \sum M_E = -P_B \cdot (l_{13} - l_9) + R_{AB} \cdot \cos \alpha (l_1 - l_2) - R_{AB} \sin \alpha \cdot l_3 - \\ - R_{DC} \cdot \cos \beta (l_2 - l_3) - R_{DC} \cdot \sin \beta \cdot (l_9 - l_{11}) = 0 \end{aligned} \quad (3.20)$$

$$\begin{aligned} \sum M_D = -P_B \cdot (l_{13} - l_{11}) + R_{AB} \cos \alpha \cdot (l_1 - l_3) - R_{AB} \sin \alpha \cdot l_{11} + \\ + R_{BE} \cdot \cos \gamma \cdot (l_2 - l_3) - R_{BE} \cdot \sin \gamma \cdot (l_9 - l_{11}) = 0 \end{aligned} \quad (3.21)$$

Реакції опор від сили G_P :

З умови рівноваги:

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_E = 0; \quad \sum M_D = 0.$$

$$\begin{aligned} \sum M_A = & -G_P \cdot l_8 - R_{DC} \cdot \cos \beta \cdot (l_1 - l_3) + R_{DC} \cdot \sin \beta \cdot l_{11} - \\ & - R_{BE} \cdot \cos \gamma \cdot (l_1 - l_2) - R_{BE} \cdot \sin \gamma \cdot l_9 = 0 \end{aligned} \quad (3.22)$$

$$\begin{aligned} \sum M_E = & -G_P \cdot (l_8 - l_9) + R_{AB} \cdot \cos \alpha (l_1 - l_2) - R_{AB} \cdot \sin \alpha \cdot l_9 - \\ & - R_{DC} \cdot \cos \beta \cdot (l_2 - l_3) - R_{DC} \cdot \sin \beta \cdot (l_9 - l_{11}) = 0 \end{aligned} \quad (3.23)$$

$$\begin{aligned} \sum M_D = & -G_P \cdot (l_8 - l_{11}) + R_{AB} \cdot \cos \alpha \cdot (l_1 - l_3) - R_{AB} \cdot \sin \alpha \cdot l_{11} + \\ & + R_{BE} \cdot \cos \gamma \cdot (l_2 - l_1) - R_{BE} \cdot \sin \gamma \cdot (l_9 - l_{11}) = 0 \end{aligned} \quad (3.24)$$

Вирішуються системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} (3.16) \\ (3.17) \\ (3.18) \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} (3.19) \\ (3.20) \\ (3.21) \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} (3.22) \\ (3.23) \\ (3.24) \end{array} \right.$$

Визначаються зусилля R_{AB} , R_{DC} , R_{BE} від кожної із сил, що діють на розпушувальне обладнання.

Обчислюються сумарні зусилля в стержнях навіски:

$$\begin{aligned} \sum R_{AB} &= R_{AB}^{(T_{Cl})} + R_{AB}^{(R_B)} + R_{AB}^{(G_P)}; \\ \sum R_{DC} &= R_{DC}^{(T_{Cl})} + R_{DC}^{(P_B)} + R_{DC}^{(G_P)}; \\ \sum R_{BE} &= R_{BE}^{(T_{Cl})} + R_{BE}^{(P_B)} + R_{BE}^{(G_P)}. \end{aligned} \quad (3.25)$$

При розрахунку трьохланкової навіски використовують посібник [7].

4. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ РОЗПУШУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

В розрахунках на однократну дію максимальних навантажень враховуються нормативні навантаження, що діють в різних поєднаннях, розрахункові положення, що розглянуті вище. При цьому взаємне положення елементів конструкції, напрямок дії навантажень в кожному поєднанні приймають найбільш несприятливими з числа припустимих технічним описанням та інструкцією по експлуатації машини.

Для забезпечення міцності повинна виконуватися нерівність:

$$k\sigma \leq m_{\sigma} R_p, \quad (4.1)$$

де σ – напруження (нормальне чи дотичне) від діючих навантажень, МПа

k – коефіцієнт перевантаження (для розпушувачів $k = 1, 2 \dots 1, 25$);

m_{σ} – коефіцієнт умов роботи, який визначається добутком $m_{\sigma} = m_1 m_2$;

m_1 – коефіцієнт відповідальності (для розпушувачів $m_1 = 1$);

m_2 – коефіцієнт, який включає особливості роботи і повноту даних для розрахунку елемента або частини конструкції (для розпушувача $m_2 = 1, 25$);

R_p – розрахунковий опір, МПа (приймається для елементів металоконструкції за даними табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Нормативний і розрахунковий опір прокату

Марка сталі	ДСТУ або ТУ	Вид прокату	Товщина прокату	Нормативний опір (границя текучості), МПа	Розрахунковий опір, МПа
1	2	3	4	5	6
ВСТЗСП5	ДСТУ 380-71х	Лист	4-20	235	225
ВСТЗГСП5	-//-	-//-	-//-	235	225
ВСТЗСП	ДСТ 380-71х	Лист	21-40	225	215
ВСТЗГСП	-//-	-//-	-//-	225	215
ВСТЗСП5	-//-	Фасон	4-20	245	235
ВСТЗГСП5	-//-	-//-	4-20	245	235
ВСТЗСП	-//-	-//-	21-40	225	215
ВСТЗГСП	-//-	-//-	21-40	225	215
09Г2С	ДСТ 19282-73	Лист	21-32	305	290
09Г2С	-//-	-//-	4-9	345	330
09Г2С	-//-	-//-	10-20	326	310
09Г2С	ДСТ 19281-73	Фасон	4-9	345	330
09Г2С	-//-	-//-	10-20	325	310
09Г2С	-//-	-//-	21-32	305	290
10Г2С1	ДСТ 19282-73	Лист	4	355	340
10Г2С1	ДСТ 19281-73	Фасон	4	355	340
10Г2С1	ДСТ 19282-73	Лист	5-9	345	330
10Г2С1	ДСТ 19281-73	Фасон	5-9	345	330
10Г2С1	ДСТ 19282-73	Лист	10-20	335	320
10Г2С1	ДСТ 19281-73	Фасон	10-20	335	320
10Г2С1	ДСТ 19282-73	Лист	21-32	325	310
10Г2С1	ДСТ 19281-73	Фасон	21-32	325	310
10Г2С1	ДСТ 19282-73	Фасон	10-40	390	355
Термозміцнена					
10ХСНД	ДСТ 19281-73	фасон	4-15	390	355
10ХСНД	ДСТ 19282-73	Лист	4-15	390	355

Продовження табл. 4.1.

1	2	3	4	5	6
10XCHД	ДСТ 19282-73	Лист	33-40	390	355
15XCHД	ДСТ 19282-73	Лист	4-32	345	330
15XCHД	ДСТ 19281-73	фасон	4-9	345	330
15XCHД	ДСТ 19281-73	фасон	10-32	325	310
14Г2АФ	ДСТ 19282-73	Лист	4-50	390	370
15Г2АФДПС	ДСТ 19282-73	Лист	4-32	390	355
16Г2АФ	ТУ14-3-567-76	Лист	6-9	4-10	400
16Г2АФ	ТУ14-3-567-76	Лист	16-40	350	320
16Г2АФ	ДСТ 19282-73	Лист	4-32	440	400

Таблиця 4.2 – Нормативний і розрахунковий опір металу швів зварних з'єднань з кутовими швами

Зварочні матеріали		Нормативний опір по тимчасовому опору, МПа	Розрахунковий опір зрізу, МПа
Тип електроду по ДСТУ9467-75	Марка дроту		
E42, E42A	CB-08, CB-08A	410	180
E46, E46A	CB-08ГА	450	200
E50, E50A	CB-10ГА, CB-08Г2С, CB-08Г2СЦ, ПП-АН8, ПП-АН3	490	215
E60	CB-08Г2С*, CB-08Г2СЦ*, CB-10НМА, CB-10Г2	590	240
E70	CB-10ХГ2СМА, CB-08ХН2ГМЮ	685	280
E85	-	835	340

* Тільки для швів з катетом $K_f < 8$ мм в конструкціях із сталі з границею текучості 440 МПа і більше.

Розрахунковий опір металу межі сплавлення визначають виходячи з нормативного опору основного металу по тимчасовому опору.

4.1. Розрахунок стійки зуба.

На стійку зуба (рис.4.1) діють зусилля:

- тягове зусилля трактора по зчепленню;
- сила опору ґрунту виглибленню стійки.

Вибирається матеріал – сталь 40ХН, НВ 282...321. Границя текучості $\sigma_T = 8000$ кгс/см²; межа міцності $\sigma_B = 10000$ кгс/см².

Вертикальні сили, що діють на стійку, сприймаються пальцем у точці 0, а моменти сприймаються горизонтальними реакціями.

Горизонтальні реакції з умови рівноваги:

$$\sum M_{\phi} = 0; \quad \sum M_{\psi} = 0 .$$

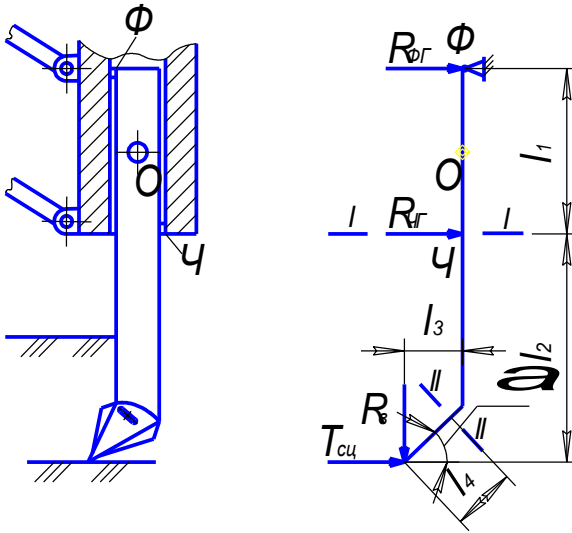


Рисунок 4.1 – Схема до розрахунку міцності стійки зуба.

$$\sum M_{\psi} = T_{сц}^D \cdot l_2 + P_B \cdot l_3 - R_{\phi\Gamma} \cdot l_1 = 0; \quad R_{\phi\Gamma} = \frac{T_{сц}^D \cdot l_2 + P_B \cdot l_3}{l_1}; \quad (4.2)$$

$$\sum M_{\phi} = T_{сц}^D \cdot (l_1 + l_2) + P_B \cdot l_3 - R_{\psi\Gamma} \cdot l_1 = 0; \quad R_{\psi\Gamma} = \frac{T_{сц}^D \cdot (l_1 + l_2) + P_B \cdot l_3}{l_1}. \quad (4.3)$$

Вертикальна реакція з умови рівноваги: $\sum Y = 0;$

$$\sum Y = R_{O\phi} - P_B = 0; \quad R_{O\phi} = P_B. \quad (4.4)$$

Перевірка міцності перерізів I-I і II-II.

Напруження вигину

$$\sigma_{ИЗ} = \frac{M_{ИЗ}^I}{W_Y^I}, \quad (4.5)$$

де $M_{ИЗ}$ – згинальний момент;

W_Y – момент опору;

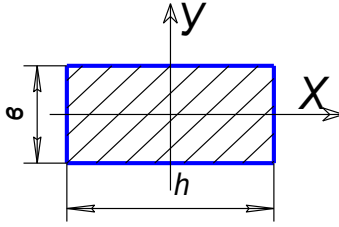


Рисунок 4.2 – Переріз I-I.

$$M_{I3} = R_{\phi T} \cdot I_1; \quad W_y = \frac{h^2 \cdot b}{6}. \quad (4.6)$$

Розміри перерізу стійки вибираються з прототипу проектованого розпушувача.

Напруження від нормальної сили:

$$\sigma_N = \frac{R_{O\Phi}}{F}, \quad (4.7)$$

де F – площа поперечного перерізу стійки.

Сумарне напруження

$$\sigma = \sigma_{I3} + \sigma_N. \quad (4.8)$$

Запас міцності по границі текучості:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma}. \quad (4.9)$$

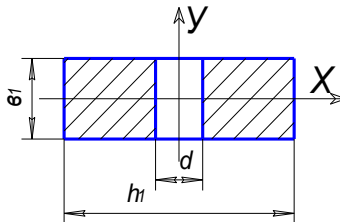


Рисунок 4.3 – Переріз II-II.

Напруження згину

$$\sigma_{ИЗ} = \frac{M_{ИЗ}^{II}}{W_Y^{II}}. \quad (4.10)$$

Згинальний момент

$$M_{ИЗ}^{II} = (T_{СИ}^{II} \cdot \sin \alpha + P_B \cdot \cos \alpha) \cdot l_3, \quad (4.11)$$

де α – кут розпушування стійки.

Момент опору:

$$W_Y^{II} = \frac{h_1^2 \epsilon_1 - \epsilon_1 d^2}{6} \quad (4.12)$$

Напруження від стискаючого зусилля:

$$\sigma_S = \frac{S}{F}. \quad (4.13)$$

Стискаюче зусилля:

$$S = T_{СИ}^{II} \cdot \cos \alpha - P_B \cdot \sin \alpha. \quad (4.14)$$

Площа поперечного перерізу:

$$F = h_1 \epsilon_1 - \epsilon_1 d. \quad (4.15)$$

Напруження в перерізу:

$$\sigma = \sigma_{ИЗ} + \sigma_S. \quad (4.16)$$

Запас міцності по межі текучості:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma}. \quad (4.17)$$

Розрахунок зуба з кріпленням двома пальцями виконують по посібнику [6].

4.2. Розрахунок опорної рами.

Перевірку міцності перерізу А-А робимо для випадку дії на верхню тягу розпушувача стискаючого навантаження $P = R_{AB}$ (див. розділ 3.2).

Як матеріал рами приймають сталь 15ХСНД ($\sigma_T = 3500$ кгс/см², $\sigma_B = 5000$ кгс/см²).

Складові від стискаючого навантаження:

$$P_X = R_{AB} \cdot \cos \alpha; \quad P_Y = R_{AB} \cdot \sin \alpha. \quad (4.18)$$

Згинальний момент в перерізу:

$$M_{ИЗ} = P_X \cdot l_1. \quad (4.19)$$

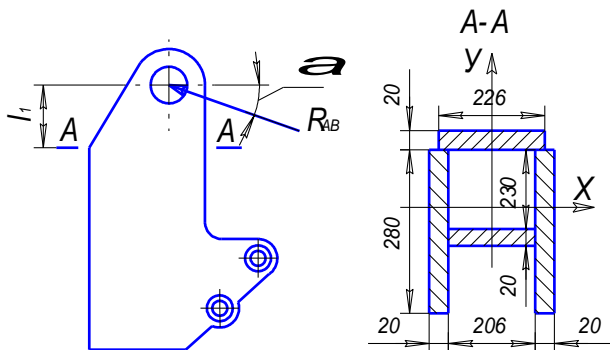


Рисунок 4.4 – Схема опорної рами.

Напруження в перерізу:

$$\sigma = \frac{M_{I3}}{W_X} + \frac{P_Y}{F}. \quad (4.20)$$

Запас міцності по границі текучості:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma}. \quad (4.21)$$

4.3. Розрахунок зварних швів верхньої і нижньої тяг, робочої балки.

У верхній тязі втулка кріплення вибирається зі Сталі 35 і приварена до бокового листа тяги (сталь 15ХСНД).

Діюче навантаження R_{AB} .

Розрахункове дотичне напруження в куткових швах дорівнює:

$$\tau = \frac{0,25R_{AB}}{0,7 \cdot \kappa \cdot l_{\Sigma}} < [\tau]_{ш}, \quad (4.22)$$

де $\kappa = 1,0$ - катет шва;

l_{Σ} - розрахункова довжина периметра шва;

$[\tau]_{ш}$ – допустиме напруження у зварному шві;

$$l_{\Sigma} = \Pi \left(d + \frac{\kappa}{2} \right), \quad (4.23)$$

де d – зовнішній діаметр втулки.

$$[\tau]_{ш} = \varphi[\tau] = \varphi R_{CP}^{CB} \frac{m}{n}, \quad (4.24)$$

де $\varphi_{св} = 0,9$ – коефіцієнт якості шва;

R_{CP}^{CB} – розрахунковий опір зварного шва при зрізі для матеріалу втулки;

m – коефіцієнт, що враховує умови роботи шва, $m = 0,9$;

n – коефіцієнт перевантаження, $n = 1,1$.

4.4. Розрахунок осей розпушувального обладнання.

Розрахункова схема, розташування осей див. рис.3.4. і рис.4.1.

Осі А, В, С, Д виконуються зі Сталі 40Х. Діаметри осей визначаються з прототипу проектованого розпушувача.

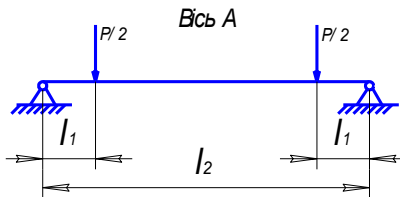


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема сил, що діють на вісь А.

Розрахункове навантаження $P = R_{AB}$ (розділ 3.2).

Напруження згину

$$\sigma_{ИЗ} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{\frac{P}{2} \cdot l_1}{0,1 \cdot d^3}. \quad (4.25)$$

Запас міцності по межі текучості $n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma}$.

Вісь В.

Діючі навантаження:

$$\begin{aligned} P_1 &= R_{AB}; & P_2 &= R_{BE}; \\ P_{2X} &= P_2 \cdot \cos(\alpha + j); & P_{2Y} &= P_2 \cdot \sin(\alpha + j). \end{aligned} \quad (4.26)$$

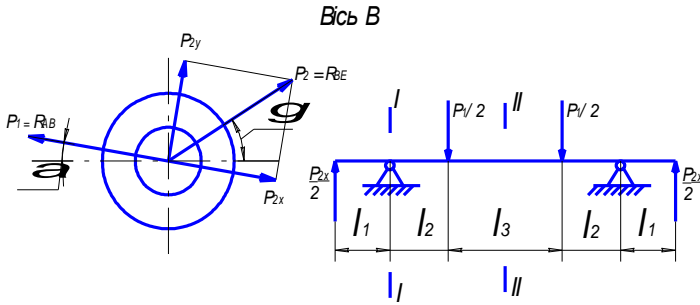


Рисунок 4.6 – Схема прикладення сил і розрахункова схема зусиль, що діють на вісь В в площині X-X.

Згинаючий момент в перерізу I-I

$$M_X^I = \frac{P_{2X}}{2} \cdot a. \quad (4.27)$$

Згинаючий момент в перерізу II-II

$$M_X^{II} = \frac{P_{2X}}{2} \left(l + l_2 + \frac{l_3}{2} \right) + \frac{P_1 - P_{2X}}{2} \left(l_2 + \frac{l_3}{2} \right) - \frac{P_1}{2} \cdot \frac{l_3}{2} = \frac{P_{2X}}{2} \cdot l_1 + \frac{P_1}{2} \cdot l_2 \quad (4.28)$$

Момент опору перерізу I-I

$$W_X^I = 0,1 \cdot d^3. \quad (4.29)$$

Момент опору перерізу II-II

$$W_X^{II} = 0,1 \cdot d_1^3 - \frac{d_1 \cdot d^2}{6}. \quad (4.30)$$

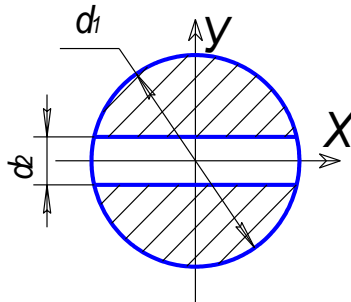


Рисунок 4.7 – Схема перерізу II-II осі В.

Напруження згину:

$$\sigma_X^I = \frac{M_X^I}{W_X}; \quad \sigma_X^{II} = \frac{M_X^{II}}{W_X}. \quad (4.31)$$

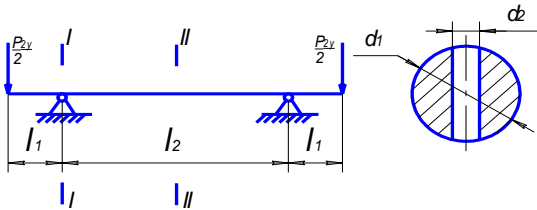


Рисунок 4.8 – Розрахункова схема сил, що діють на вісь А в площині і переріз осі А II-II.

Згинальний момент в перерізу II-II і I-I

$$M_y = \frac{P_{2y} \cdot l_1}{2}. \quad (4.32)$$

Моменти опорів:

$$W_y^I = W_X^I; \quad W_y^{II} = 0,1d_1^3 - \frac{d_1 \cdot d_2^2}{6}. \quad (4.33)$$

Напруження згину:

$$\sigma_y^I = \frac{M_y^I}{W_y^I}; \quad \sigma_y^{II} = \frac{M_y^{II}}{W_y^{II}}. \quad (4.34)$$

Сумарні напруження:

$$\sigma_I = \sqrt{(\sigma_X^I)^2 + (\sigma_y^I)^2}; \quad \sigma_{II} = \sqrt{(\sigma_X^{II})^2 + (\sigma_y^{II})^2}. \quad (4.35)$$

Запас міцності по межі текучості:

$$n_T^I = \frac{\sigma_T}{\sigma}; \quad n_T^{II} = \frac{\sigma_T}{\sigma}. \quad (4.36)$$

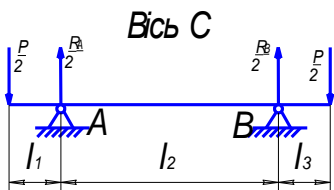


Рисунок 4.9 – Розрахункова схема сил, що діють на вісь С.

Діюче навантаження: $P = R_{ДС}$.

Максимальний згинаючий момент:

$$M_{\max} = \frac{P \cdot l_1}{2} . \quad (4.37)$$

Момент опору перерізу згину:

$$W = \frac{\Pi(d_1^4 - d_2^4)}{32d_1} . \quad (4.38)$$

Напруження згину:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} . \quad (4.39)$$

Запас міцності по межі текучості $n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma}$.

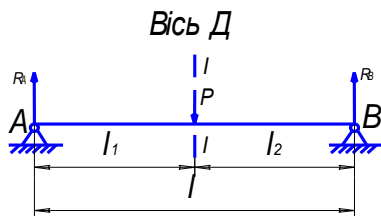


Рисунок 4.10 – Розрахункова схема сил, що діють на вісь Д.

Діюче навантаження: $P = \frac{R_{ДС}}{2}$.

Найбільший згинаючий момент в перерізу I-I:

$$M_{\max} = \frac{P \cdot l_1 \cdot l_2}{l} . \quad (4.40)$$

Момент опору перерізу:

$$W = \frac{\Pi(d_1^4 - d_2^4)}{32d_1} . \quad (4.41)$$

Напруження згину:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} . \quad (4.42)$$

Запас міцності по межі текучості:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma} . \quad (4.43)$$

5. ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ І РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ КЕРУВАННЯ

Механізм керування розпушувальним обладнанням повинен забезпечувати необхідні швидкості підйому – опускання зубів, чітку фіксацію положення розпушувача відносно трактора. Швидкості керування робочим органом повинні забезпечити нормальний хід процесу розпушення ґрунту. За звичай швидкість заглиблення \mathcal{G}_0 вибирається такою, щоб нахил траєкторії заглиблення не перевищував заднього кута зуба Θ , тобто щоб ґрунт не зминався задньою поверхнею зуба.

$$\mathcal{G}_0 \leq \mathcal{G}_M \operatorname{tg} \Theta \quad (5.1)$$

Зусилля у виконавчому механізмі приводу керування (в гідроциліндрах) визначаються за умови статичної рівноваги трактора відносно переднього і заднього краю опорної поверхні гусениць при заглибленні і підйомі зуба.

5.1. Визначення зусиль в гідросистемі за умови статичної рівноваги трактора.

Визначення зусиль проводиться для двох випадків. В першому виходять з умови, що заглиблення відбувається при нерухомому тракторі. При цьому горизонтальне зусилля на зубі розпушувача дорівнює нулю. Зусилля заглиблення для такого розрахункового положення визначено в розділі 3.2.

Перший розрахунковий випадок (рис.5.1) – заглиблення зуба.

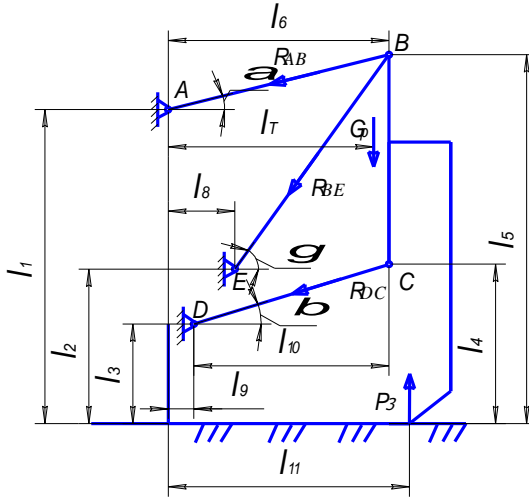


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема для визначення тиску в гідроциліндрах при заглибленні зуба.

Зусилля в гідроциліндрі (стержень BE) може бути визначене за умови рівноваги:

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_B = 0;$$

$$\sum M_A = G_p \cdot l_7 - P_3 \cdot l_{11} + R_{DC} \cdot \cos \beta \cdot (l_1 - l_3) + R_{DC} \cdot \sin \beta \cdot l_9 + R_{BE} \cdot \cos \gamma \cdot (l - l_2) + R_{BE} \cdot \sin \gamma \cdot l_8 = 0 \quad (5.2)$$

$$\sum M_B = G_p \cdot (l_6 - l_7) - P_3 \cdot (l_{11} - l_6) - R_{DC} \cdot \cos \beta \cdot (l_5 - l_3) + R_{DC} \cdot \sin \beta (l_6 - l_9) = 0. \quad (5.3)$$

Вирішують рівняння (5.2) і (5.3) і визначають реакції R_{BE} і R_{DC} .

Зусилля в одному гідроциліндрі (якщо їх два):

$$P_{ц.засл.} = R_{BE}/2 \quad (5.4)$$

Зусилля заглиблення виникає при роботі штокової порожнини гідроциліндрів.

При співвідношенні діаметра циліндра і діаметра штока $d_c/d_{шт} = 2$ і робочому тиску в гідросистемі P (в сучасних тракторах $P = 16$ МПа), зусилля $P_{ц.шт.}$, яке створюється штоковою порожниною гідроциліндра:

$$P_{ц.ум} = \frac{3}{16} \pi d_c^2 P \eta_r, \quad (5.5)$$

де d_c – діаметр циліндра;

P – робочий тиск в гідросистемі;

η_r – ккд гідроциліндра (прийняти $\eta_r = 0,9 \dots 0,95$).

З умови (5.5) обраховують діаметр гідроциліндра:

$$d_c^{заял} = \sqrt{\frac{16P_{ц.ум}}{3\pi r \eta_r}} \quad (5.6)$$

У другому варіанті визначають зусилля виглиблення зуба з глибини H у відповідності з рис. 5.2. Підйом відбувається при нерухомому тракторі. Горизонтальне зусилля на зубі дорівнює 0.

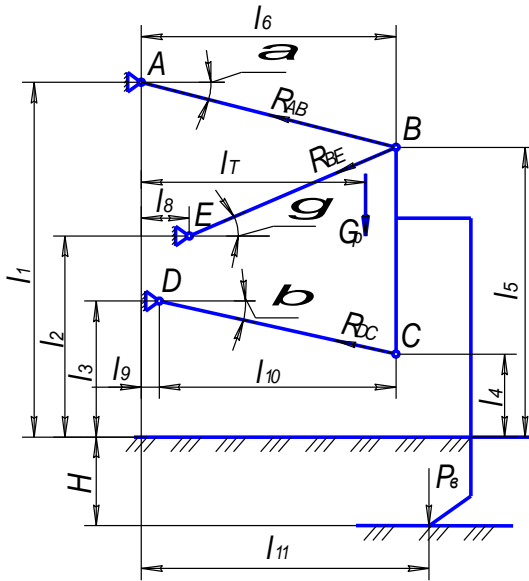


Рисунок 5.2 - Розрахункова схема до визначення тиску в гідроциліндрах при виглибленні зуба.

З умови рівноваги:

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_B = 0;$$

$$\sum M_A = -G_P \cdot l_7 - P_B \cdot l_{11} - R_{ДС} \cdot \cos \beta \cdot (l_1 - l_3) + R_{ДС} \cdot \sin \beta \cdot l_9 - R_{BE} \cdot \cos \gamma \cdot (l_1 - l_2) - R_{BE} \cdot \sin \gamma \cdot l_8 = 0. \quad (5.7)$$

$$\sum M_B = G_P \cdot (l_6 - l_7) + P_8 \cdot (l_6 - l_{11}) - R_{ДС} \cos \beta \cdot (l_5 - l_3) - R_{ДС} \cdot \sin \beta \cdot (l_6 - l_9) = 0. \quad (5.8)$$

З системи рівнянь (5.7) і (5.8) обчислюють зусилля підйому зуба - визначають реакцію R_{BE} .

При двох гідроциліндрах зусилля в одному гідроциліндрі для підйому:

$$P_{ц.вигл} = \frac{R_{BE}}{2} \quad (5.9)$$

Зусилля підйому виникає при подачі масла в поршневу порожнину гідроциліндра:

$$P_{ц.вигл} = \frac{\pi d_u^2}{4} P \eta_{Г} \quad (5.10)$$

Тому діаметр гідроциліндра повинен бути не меншим, ніж:

$$d_u^{вигл} \geq \sqrt{\frac{4P_{ц.вигл}}{\pi \rho \eta_{Г}}} \quad (5.11)$$

Після розрахунків за формулами (5.6) і (5.11) вибираємо більше значення діаметра гідроциліндра, яке потім округлюється до ближчого більшого по стандарту (табл. 5.1).

5.2. Визначення швидкості і величини ходу гідроциліндра.

По заданій величині швидкості підйому і опускання зуба v_n і v_o визначається подача гідронасоса. Швидкість руху поршня гідроциліндра знаходиться в залежності від конструктивної схеми розпушувача. Для найбільш поширеної схеми паралелограмної підвіски робочого органу хід гідроциліндра визначається таким чином (рис. 5.3). У відповідності з розмірами, приведеними на схемі, довжина гідроциліндра $l_{Г1}$ в положенні максимальної висоти підйому обладнання розпушувача дорівнює:

$$l_{Г1} = \sqrt{l_2^2 + (h_3 - h_2)^2} + l_4^2 - 2l_2 \sqrt{(h_3 - h_2)^2} + l_4^2 \cos \beta_1 \quad (5.12)$$

$$\text{де } \beta_1 = 180 - \arctg\left(\frac{h_5 - h_3}{l_1}\right) - \arctg\left(\frac{l_4}{h_3 - h_2}\right) \quad (5.13)$$

$$r = \frac{H_0}{2} \sqrt{\frac{l_2 - H_0/2}{l_2 + H_0/2}}, \quad p = l_2 + H_0/2$$

Хід штоку гідроциліндра $l_{ш}$ визначають як

$$l_{ш} = l_{Г1} - l_{Г2} \quad (5.16)$$

Якщо швидкість заглиблення v_0 м/с, то час переводу робочого обладнання з транспортного положення в положення максимального заглиблення t_0

$$t_0 = H_0 / v_0, \text{ с.} \quad (5.17)$$

Тоді об'єм рідини, який подається насосом в гідроциліндри керування розпушувачем Q , в літрах за хвилину дорівнює

$$Q = \frac{\pi n}{4} (D^2 - d^2) l_{ш} / t_0 = \frac{15\pi}{10^6} (D^2 - d^2) l_{ш} / t_0 \quad (5.18)$$

де n – число гідроциліндрів;

$D, d, l_{ш}$ – діаметри поршня і штока і хід штока, мм;

t_0 – час заглиблення, с.

Для підйому

$$Q = \frac{\pi D^2 n l_{ш}}{4 t_0} = \frac{15\pi D^2 l_{ш}}{t_0 \cdot 10^6}, \text{ л/хв.} \quad (5.19)$$

Якщо є гідроциліндри зміни кута різання, необхідні характеристики для їх розрахунку і конструювання (зусилля, що розвиває гідроциліндр, швидкість руху і хід поршня) визначають в залежності від прийнятої конструктивної схеми.

Після визначення вихідних розрахункових даних кількість і діаметри гідроциліндрів і штоків, робочий тиск подача насоса гідравлічний привід проектується в такому порядку. Розроблюють принципову схему гідроприводу, в якій визначається кількість насосів, виконавчих гідроциліндрів, розподільників, встановлюється розташування запобіжних клапанів, баку, фільтрів та інших елементів системи, визначається довжина трубопроводів. Кількість і тип насосів визначається за умови, що сумарна подача робочої рідини повинна забезпечувати потрібну швидкість руху штоків з врахуванням втрат рідини на витікання 3-8% від подачі. Кількість виконавчих гідроциліндрів n приймають, виходячи із загальної компоновки розпушувача з врахуванням діючих на циліндр зусиль і можливостей уніфікації конструктивних елементів.

Внутрішні діаметри гідроциліндрів, діаметри штоків, хід штока, вибирають згідно з табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Основні характеристики гідроциліндрів

Параметри	Значення параметрів, мм											
Внутрішній діаметр												
Основний ряд	40	50	60	80	100	125	165	200	250	320	400	500
Додатковий ряд	45	56	70	90	110	140	180	220	280	360	450	560
Діаметр штока												
Основний ряд	20	25	32	40	50	63	80	100	125	150	200	250
Додатковий ряд	22	28	36	45	56	70	90	110	140	180	220	280
Величина ходу поршня гідроциліндра												
Основний ряд	250	320	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150
Додатковий ряд	280	360	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240	2800	3350

Знаючи величину подачі Q_n і номінальний тиск P_n , визначають кількість і тип насосів, або перевіряють, чи відповідає власний насос базової машини значенням n Q_n і P_n .

Потужність на привід насосів

$$N_H = \frac{P_H Q_H}{61,2 \eta_H}, \quad (5.20)$$

де η_n – загальний ККД насосів.

Для захисту насосів і гідроциліндрів від перевантаження, лінії гідропередачі необхідна установка запобіжного або розвантажувального клапану. Регулювання запобіжного клапану залежить від максимального тиску, який допускається для насосів і циліндрів і, як правило, не перевищує 1,3...1,35.

Внутрішній діаметр трубопроводів вибирається таким, щоб середня швидкість рідини в нагнітальному трубопроводі складала 3...5 м/с і до 1,5 м/с – в усмоктувальному. Одержані розрахунком значення округлюють до рекомендованих: 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100мм. Технічні характеристики жорстких трубопроводів і рукавів високого тиску для гідросистем дорожньо-будівельних машин наведені в табл. 5.2

Таблиця 5.2 – Розміри жорстких трубопроводів (мм) гідросистем з допустимим тиском до 32 МПа.

Розміри трубопроводів	Умовний прохід, мм							
	6	8	10	13	15	20	25	32
Діаметр зовнішній	10	12	14	16	20	25	32	40
Товщина стінки	2,0	2,0	2,0	2,0	3,0	3,0	4,0	4,5

Таблиця 5.3 – Технічні характеристики рукавів високого тиску

Параметри	Внутрішній діаметр рукава, мм								
	8	8	10	12	16	20	25	32	38
Максимальний тиск, МПа	280	250	215	210	165	150	150	120	105
Мінімальний радіус згину, мм	70	90	100	130	170	200	300	385	460
Довжина, мм	450	500	600	700	800	1000	1400	1800	2200
	500	550	650	750	900	1200	1600	2000	2400

Об'єм бака для робочої рідини призначають таким, щоб він забезпечував двох-трьоххвилинну продуктивність насосу. При цьому величину ємності бака округлюють до найближчого з рекомендованих значень: 10, 16, 25, 40, 63, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000дм³.

Характеристики приводу керування вносять до табл. 5.4.

Таблиця 5.4 – Технічна характеристика розпушувача.

Основні параметри агегатів	Од. вимір.	Величина
1	2	3
Тягач		
1. Тип і марка		
2. Потужність двигуна	кВт	
3. Число обертів двигуна	обхв	
4. Теоретичні швидкості і тягові зусилля		
вперед: 1 – ша передача	км/год, кН	
2 – га передача	км/год, кН	
і т.д.	км/год, кН	
назад: 1 – ша передача	км/год, кН	
2 – га передача	км/год, кН	
5. Маса в заправленому стані	кг	
Навісне обладнання		
6. Тип розпушувача		
7. Ширина розпушувача	мм	
8. Кількість зубів	шт	
9. Максимальна глибина розпушування	мм	
10. Максимальна висота підйому обладнання	мм	
11. Кут різання	град.	
12. Задній кут	град.	
Привід керування		
13. Тип приводу керування		
14. Кількість керуючих механізмів	Один	
15. Тиск в гідросистемі	МПа	

16. Розміри гідроциліндрів	мм	
17. Швидкості керування механізмами	м/с	
18. Хід гідроциліндрів	мм	
19. Кути в'їзду і спуску розпушувача	град.	
20. Загальна маса розпушувача	кг	

6. ВИЗНАЧЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ РОЗПУШУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ І ЙОГО ТЕХНІКО – ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ

Технічний рівень розпушувача визначається техніко-економічними показниками їх роботи. Такі розрахунки дозволяють оцінити прогресивність і корисність нової машини.

Найбільш важливими для оцінки якості розпушувача є продуктивність і собівартість одиниці ґрунту, що розроблюється, інші показники приведені при визначенні ефективності машини.

6.1. Продуктивність розпушувача

Технічна продуктивність розпушувача Π (м³/год) визначається способом виробництва робіт:

При зворотньо-поступальному способі:

$$\Pi_T = \frac{K_n B l h_{cp}}{\left[0,001 \left(\frac{l}{v_{px}} + \frac{l}{v_{ox}} \right) + t_{nn} \right] n_{cp}}, \quad (6.1)$$

При круговому способі:

$$\Pi_T = \frac{K_n B l h_{cp}}{\left(\frac{0,001}{v_{px}} + t_{нов} \right) n_{cp}}, \quad (6.2)$$

де B – ширина розпушування за один прохід, м;

h_{cp} – середня глибина розпушування, м;

l – довжина робочої ділянки, м;

K_n – ($K_n = 0,75$) – коефіцієнт перекриття;

v_{px} – середня швидкість робочого ходу, км/год;

U_{ox} – швидкість зворотнього ходу, км/год;

t_m – час перемикання передач і заглиблення робочого органу

($t_m = 0,003...0,004$), год;

$t_{нов}$ – час одного повороту, що включає час підйому робочого органу

($t_{нов} = 0,004...0,008$), год;

n_{cp} – кількість проходів по одному сліду.

Визначають змінну (експлуатаційну) продуктивність:

$$P_3 = n_{cp} P_T K_e, \quad (6.3)$$

де n_{cp} – тривалість зміни в годинах

K_e – коефіцієнт використання машини за часом (приймається для попередніх розрахунків $K_e = 0,85$).

Річну експлуатаційну продуктивність обчислюють з врахуванням, що розпушувачі експлуатуються в різних ґрунтових умовах і на різних видах робіт

$$P = \sum_1^n P_i T_{cp} K_{PP} K_i, \quad (6.4)$$

де P_i – продуктивність розпушувача в i -тих ґрунтових умовах;

K_i – коефіцієнт, що враховує долю часу роботи розпушувача в i -тих ґрунтових умовах;

n – кількість категорій ґрунту, в яких експлуатується розпушувач;

T_{cp} – тривалість роботи машини за рік, машино-годин;

K_{PP} – коефіцієнт, що враховує простой, враховані при обчисленні експлуатаційної продуктивності ($K_{PP} = 0,75$).

Кількість годин робочого часу розпушувача за рік T_p

$$T_p = \frac{T_{\phi} K_{3M} T_{3M}}{1 + K_{3M} T_{3M} \frac{\sum n_i T_{Pi}}{T_{PC}}}, \quad (6.5)$$

де T_{ϕ} – річний фонд робочого часу машини, днів (по Україні – 255 днів, по СНД – 247 днів, у північних районах – 238 днів);

K_{3M} – коефіцієнт змінності роботи (для розпушувачів – 1,4);

T_{3M} – тривалість зміни, годин;

n_i, T_i – кількість і тривалість проведення ТО і ремонтів кожного виду за один міжремонтний цикл, днів;

T_{PC} – тривалість міжремонтного циклу, год. [9].

6.2 Собівартість одиниці ґрунту, що розроблюється.

Собівартість розробки 1 м³ ґрунту:

$$C = C_{\text{МЗМ}} / P_{\text{з}}, \quad (6.6)$$

де $C_{\text{МЗМ}}$ – собівартість машино-зміни; грн.;

$P_{\text{з}}$ – змінна експлуатаційна продуктивність, м³;

Собівартість машино-зміни визначається через собівартість машино-години

$$C_{\text{МЗМ}} = C_{\text{МГ}} T_{\text{ЗМ}}, \quad (6.7)$$

де $T_{\text{ЗМ}}$ – тривалість зміни, год.;

$C_{\text{МГ}}$ – собівартість машино-години.

Планово-розрахункову собівартість машино-години $C_{\text{МГ}}^{\text{ПП}}$ знаходять за формулою [7]:

$$C_{\text{МГ}}^{\text{ПП}} = MA / (820 T_{\text{гп}} \beta) + (Mg + Tp) / T_{\text{Г}} + P + B + E + C + Z, \quad (6.8)$$

де M – розрахункова вартість машини, грн.;

A – амортизаційні відрахування, %;

P – витрати на технічне обслуговування і поточний ремонт, грн.;

B – витрати на заміну і ремонт змінного обладнання, грн.;

E – витрати на енергоносії, грн.;

C – затрати на змащувальні матеріали, грн.;

Z – заробітна плата оператора, грн.;

$T_{\text{гп}}$ – кількість днів роботи машини за рік;

β – число змін роботи машини на протязі доби (планується для даних умов);

Mg – вартість одного монтажу і демонтажу, грн.;

Tp – вартість транспортування машини на даний об'єкт з попереднього місця роботи, грн.;

$T_{\text{Г}}$ – кількість годин роботи машини на даному об'єкті.

Значення параметрів, які входять у формулу (6.8), приймаються згідно з [7].

В першому приближенні собівартість машино-зміни визначають по середнім даним питомої вартості машино-зміни на одиницю ваги машини $G_{\text{б}}$.

$$C_{\text{МЗМ}} = K_{\text{М}} G_{\text{б}}, \quad (6.9)$$

де $K_{\text{М}}$ – коефіцієнт вартості.

6.3. Ефективність розпушувача.

При розробці нових конструкцій, робочих процесів машин важливо оцінити їх ефективність. Для одержання оцінок необхідно встановлення показників, які визначають ефективність нової техніки. Ці показники можна поділити на три групи [11]: по визначенню якості, технічного рівня об'єкту або процесу, що розроблюється чи досліджується, конкурентоздатності [11].

До першої групи входять такі:

1) Класифікаційні показники – належність машини до певної типорозмірної групи, головний і основні параметри машини, опис її конструктивні різновиди.

2) Показники призначення: експлуатаційно-виробничі можливості та ступінь технічної досконалості машини (продуктивність, швидкості руху, характеристики робочого обладнання, питомі та узагальнені показники).

3) Показники надійності: ресурс, наробіток на відказ, трудомісткість технічного обслуговування та ремонту.

4) Показники технологічності – раціональність та ефективність конструктивних рішень.

5) Показники стандартизації та уніфікації – застосування у машині стандартних і уніфікованих деталей, складових частин (характеризується коефіцієнтом застосування та повторності).

6) Патентно-правові показники – патентна чистота, можливості поширення машини в інші країни.

7) Показники технічної естетики.

8) Ергономічні показники та показники безпеки – відповідність машини санітарно-гігієнічним нормам і вимогам безпечної експлуатації.

Друга група характеризує витрати споживача на придбання машини (ціна, вартість транспортування, монтаж, налагодження) і експлуатаційні витрати (паливно-мастильні матеріали, інші матеріали, енергія, оплата обслуговуючому персоналу).

Третя група показників визначає умови продажу, сервісного обслуговування машини.

Нижче наведені залежності для оцінки ряду показників. В тому випадку, коли розробка математичних моделей для оцінки показників неможлива, застосовуються експертні методи, оцінка в балах. Показники надані в ієрархічному зв'язку від одиничних показників нижнього рівня оцінки якості до комплексних.

Таблиця 6.1 – Показники для визначення технічного рівня і ефективності об'єктів.

Найменування показника	Математична модель або форма запису показників	Умови оптимізації	Умови застосування показників
1. Технічні параметри машини (потужність, тягове зусилля, маса, габарити, швидкість, та інші.)	N кВт P_T кН G кг l м., v м/с		
2. Час циклу та робочих операцій	t_u с t_{pi} с	$t_u \rightarrow \min$ $t_{pi} \rightarrow \min$	Оцінка тривалості робочих операцій
3. Продуктивність (технічна, експлуатаційна, річна)	Π_T м ³ /г Π_{Σ} м ³ /зм. Π м ³ /р	$\Pi_i \rightarrow \max$	Оцінка підвищення продуктивності
4. Виробіток на одного робітника	$\Pi_{yD} = \Pi/n_p$	$\Pi_{yD} \rightarrow \max$	Оцінка економії трудових ресурсів
5. Показники надійності (ресурс, наробок на відказ, коефіцієнт технічного використання)	T_{cp} , роки t_{cp} , рік $K_{TB} = \frac{t_{роб}}{t_{роб} + t_{обб} + t_{рем}}$	$T_{cp} \rightarrow T_{onm}$ $t_{cp} \rightarrow t_{onm}$ $K_{TB} \rightarrow \max$	Оцінка характеристик надійності (якості конструювання та виготовлення машини)
6. Матеріаломісткість	$G_{yD} = G/\Pi_T$	$G_{yD} \rightarrow \min$	Оцінка економії матеріальних витрат
7. Енергомісткість	$N_{yD} = N/\Pi_T$	$N_{yD} \rightarrow \min$	Оцінка економії енергетичних витрат
8. Узагальнений показник енергомісткості та матеріаломісткості	$\Pi_{NG} = NG/\Pi^2$	$\Pi_{NG} \rightarrow \min$	Узагальнена оцінка технічного рівня з економії енергетичних та матеріальних витрат
9. Узагальнений показник енергомісткості та виробки на одного робітника	$\Pi_{NGn} = NGn/\Pi^3$	$\Pi_{NGn} \rightarrow \min$	Узагальнена оцінка технічного рівня з економії енергетичних, матеріальних та трудових витрат
10. Приведені питомі витрати	$Z_{yD} = C_{num} + EK_{num}$	$Z_{yD} \rightarrow \min$	Інтегральна оцінка техніко-економічної ефективності застосування машини

7. ПИТАННЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ В ПРОЕКТІ

В проектуванні розпушувача обов'язково включають питання безпеки праці при експлуатації машини, зручність керування і обслуговування, виробничої естетики, протипожежної безпеки.

Розв'язання цих питань повинно забезпечити:

наявність зручного сидіння, достатнього огляду і освітленості робочого органу і фронту робіт;

усунення вібрації і шуму в кабіні оператора, герметизацію і надійну вентиляцію кабіни, додержання температурного режиму;

зручність користування важелями і педалями, застосування прогресивних систем керування, наявність і зручне розміщення контрольних вимірювальної апаратури (ергономіка);

заходи, котрі створюють безпечні умови праці (загородження деталей, що обертаються, застерігаюче фарбування рухомих деталей, надійне регулювання гальм, клапанів і т. ін.);

заходи з протипожежної безпеки.

Скласти інструкцію по техніці безпеки при розробці ґрунту розпушувачами.

ЛІТЕРАТУРА

1. Справочник конструктора дорожных машин / Под. ред. И.П. Бородачёва. – М.: Машиностроение, 1973. – 508с.
2. Проектирование машин для земляных работ / Под. ред. А.М. Холодова. – Харьков: Высш. шк. Изд-во при Харьковском ун-те, 1986. – 272с.
3. Бульдозеры и рыхлители / Б.З. Захарчук, В.Д. Телушкин, Г.А. Шлойдо, А.А. Яркин. – М.: Машиностроение, 1987. – 240с.
4. Землеройно-транспортные машины. Хлодов А.М., Ничке В.В., Назаров Л.В. – Харьков. Вища школа, 1982. – 192с.
5. Холодов А.М. Основы динамики землеройно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1968. – 155с.
6. Машины для земляных работ // А.К. Рейш, С.М. Борисов, Б.Ф. Бондаков; Под ред. С.П. Епифанова и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. Стройиздат, 1981. – 352с.
7. Хмара Л.А. Интенсификация рабочих процессов машин для земляных работ. – Днепропетровск, ДИСИ, 1983. – 329с.
8. Методические указания по математическому моделированию на ЭВМ при выполнении курсового и дипломного проектов по навесному рыхлительному оборудованию / Сост. Л.А. Хмара, С.В. Шатов, В.К. Тимошенко – Днепропетровск: ДИСИ, 1990. – 58с.
9. Холодов А.М., Ничке В.В., Назаров Л.В. Землеройно-транспортные машины. Справочник. – Харьков: Выс. шк. Изд-во при Харьк. Ун-те, 1982. – 192с.
10. Филипов Б.И. Охрана труда при эксплуатации строительных машин. Учебник для строительных вузов. Изд. 2-е, перераб. и дополн. М., Высш. школа, 1977. 320с.с ил.
11. Методические указания к выполнению курсового и дипломного проектов. «Машины для рыхления прочных и мёрзлых грунтов». / Сост. Хмара Л.А., Тимошенко В.К., Шатов С.В. – Днепропетровск: ДИСИ, 1984. – 37с.
12. Методичні вказівки до курсового і дипломного проектів на тему «Розпушувач» з дисципліни «Машини для земляних робіт» / Сост. В.В. Нічке, І.В. Рибалко, О.А.Єрмакова, В.П.Розенфельд – Харків: ХДАДТУ, 1997. – 46с.

ЗМІСТ

	Стор.
Задачі курсового проектування.....	3
Склад курсового проекту та вимоги, що до нього висуваються.....	3
Завдання на курсовий проект	4
Вступ.....	4
1. Патентно-інформаційний огляд існуючих конструкцій робочого Обладнання розпушувачів.....	4
2. Вибір і розрахунок основних параметрів начіпного розпушувача	4
2.1. Номінальне тягове зусилля базового трактора.....	4
2.2. Максимальна глибина різання.....	6
2.3. Ширина наконечника і кут розпушування.....	6
2.4. Відстань K від найнижчої точки рами до опорної поверхні трактора.....	6
2.5. Відстань L від наконечника зуба до осі привідної зірочки трактора.....	7
2.6. Задній кут в'їзду ψ	7
3. Загальний розрахунок розпушувального обладнання.....	7
3.1. Визначення зусиль заглиблення і виглиблення зубів.....	7
3.2. Визначення реакцій в шарнірах кріплення і зусиль в стержнях розпушувача.....	7
4. Розрахунки на міцність розпушувального обладнання.....	13
4.1. Розрахунок стійки зуба.....	15
4.2. Розрахунок опорної рами.....	18
4.3. Розрахунок зварних швів верхньої і нижньої тяг, робочої балки.....	19
4.4. Розрахунок осей розпушувального обладнання.....	20
5. Обґрунтування конструкції і розрахунок приводу керування.....	24
5.1. Визначення зусиль в гідросистемі за умови статичної рівноваги трактора.....	24
5.2. Визначення швидкості і величини ходу гідроциліндра.....	27
6. Визначення продуктивності розпушувального агрегата і його техніко-економічних показників.....	32
6.1. Продуктивність розпушувача.....	32
6.2. Собівартість одиниці ґрунту, що розроблюється.....	34
6.3. Ефективність розпушувача.....	35
7. Питання охорони праці в проекті.....	37
Література.....	38
Додатки.....	40

Додаток 1 – Приклад оформлення титульного листа курсового проекту.

Міністерство освіти і науки України

Кіровоградський національний технічний університет

Кафедра: «Будівельні, дорожні машини і будівництво»

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

з дисципліни:

«Проектування машин для земляних робіт»

на тему:

**Спроекувати розпушувальний агрегат для розпушування
міцних і мерзлих ґрунтів на базі трактора Т-130* (*марка згідно
варіанту).**

ДП-26.00.00.000 А

(Альбом документів)

Виконав:

студент гр. ДМ-97-1

Анкудінов Олександр

Олександрович

Перевірив:

канд. техн. наук, доцент

Карпушин Сергій

Олександрович

Кіровоград 2007

							Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підп	Дат	ДП-26.00.00.000.А		2
			а				

Додаток 3 – Приклад оформлення відомості курсового проекту.

Формат	Зона	Позначен	Позначення	Найменування	Кільсть	Приміт ки
				<u>Документація загальна</u>		
				<i>Знову розроблена</i>		
A4			ДП-26.00.00.000.ПЗ	Пояснювальна записка	45	
A1			ДП-26.00.00.000.ВЗ	Креслення загального виду	1	
A4			ДП-26.00.00.000	Специфікація	1	
A1			ДП-26.00.00.000.РС	Розрахункові схеми	1	
				<u>Документація по</u>		
				<u>складальним</u>		
				<u>одиницям</u>		
				<i>Знову розроблена</i>		
				<i>Розпушувальне обладнання</i>		
A1			ДП-26.01.00.000.СК	Складальне креслення	1	

					<i>ДП-26.01.00.000.</i>	<i>Лист</i>
						2
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп</i>	<i>Дата</i>		

Додаток 5 – Варіанти завдань курсового проекту

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	T = 10тс, T = 100МГ		T = 10 тс, T = 30.1Г-1		T = 15тс, T = 180		T = 25 тс, ДЭТ – 250		T = 25тс, T = 330	
0	H = 0,3 м; ϕ = 6,0 см Навіска – трьохлан- кова; Тяга	H = 0,4 м; ϕ = 6,5 см Навіска – чоти- ртьохланкова; Нижня тяга	H = 0,3 м; ϕ = 6,0 см Навіска – трьохланкова; Рама опорна	H = 0,35 м; ϕ = 6,0 см Навіска – трьохланкова; Тяга нижня	H = 0,4 м; в = 7,0 см Навіска – трьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,4 м; ϕ = 9,0 см Навіска –чоти- ртьохланкова; Рама опорна	H = 0,5 м; ϕ = 9,0 см Навіска – трьохланкова; Тяга	H = 0,5 м; ϕ = 9,0 см Навіска – чоти- ртьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,6 м; ϕ = 10 см Навіска– трьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,6 м; ϕ = 10 см Навіска – чоти- ртьохланкова; Рама опорна
1	H = 0,5 м ϕ = 7,0 см трьохланкова; Рама опорна	H = 0,6 м ϕ = 8,0 см; чоти- ртьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,4 м ϕ = 6,0 см трьохланкова; Балка робоча	H = 0,45 м ϕ = 6,0 см; чоти- ртьохланкова; Тяга верхня	H = 0,45 м ϕ = 7,0 см трьохланкова; Тяга	H = 0,45 м ϕ = 7,0 см чоти- ртьохланкова; Тяга верхня	H = 0,55 м ϕ = 9,0 см трьохланкова; Балка робоча	H = 0,55 м ϕ = 9,0 см; чоти- ртьохланкова; Рама опорна	H = 0,65 м ϕ = 10 см трьохланкова; Тяга	H = 0,65 м ϕ = 10 см; чоти- ртьохланкова; Зуб в зборі
2	H = 0,35 м ϕ = 6,0 см; чотирьохланкова; Верхня тяга	H = 0,45 м ϕ = 6,5 см; трьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,5 м ϕ = 7,0 см; чотирьохланкова; Тяга нижня	H = 0,55 м ϕ = 7,0 см; трьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,5 м ϕ = 7,5 см; чотирьохланкова; Балка робоча	H = 0,5 м ϕ = 7,5 см; трьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,6 м ϕ = 9,5 см; чотирьохланкова; Тяга верхня	H = 0,6 м ϕ = 9,5 см; трьохланкова; Рама опорна	H = 0,7 м ϕ = 10,0 см; чотирьохланкова; Балка робоча	H = 0,7 м ϕ = 10,0 см; трьохланкова; Балка робоча
3	H = 0,55 м ϕ = 7,0 см; чотирьохланкова; Балка робоча	H = 0,65 м ϕ = 8,5 см; трьохланкова; Рама опорна	H = 0,6 м ϕ = 7,0 см; чотирьохланкова; Рама опорна	H = 0,65 м ϕ = 7,0 см; трьохланкова; Рама опорна	H = 0,55 м ϕ = 7,5 см; чотирьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,55 м ϕ = 7,5 см; трьохланкова; Тяга	H = 0,65 м ϕ = 9,5 см; чотирьохланкова Тяга нижня	H = 0,65 м ϕ = 9,5 см; чотирьохланкова Зуб в зборі	H = 0,7 м ϕ = 10,5 см; чотирьохланкова; Тяга нижня	H = 0,7 м ϕ = 10,5 см; трьохланкова; Тяга
4	H = 0,4 м ϕ = 6,5 см; трьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,3 м ϕ = 6,0 см; чотирьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,6 м ϕ = 8,5 см; трьохланкова; Балка робоча	H = 0,6 м ϕ = 8,5 см; чотирьохланкова Рама опорна	H = 0,5 м ϕ = 8,0 см; трьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,6 м ϕ = 8,0 см; трьохланкова; Тяга	H = 0,7 м ϕ = 10,0 см; трьохланкова; Рама опорна	H = 0,7 м ϕ = 10,0 см; чотирьохланкова Зуб в зборі	H = 0,8 м ϕ = 11,0 см; трьохланкова; Тяга верхня	H = 0,8 м ϕ = 11,0 см; чотирьохланкова; Зуб в зборі
5	H = 0,6 м ϕ = 8,0 см; трьохланкова; Балка робоча	H = 0,5 м ϕ = 6,0 см; чотирьохланкова; Тяга нижня	H = 0,5 м ϕ = 7,5 см; трьохланкова; Тяга	H = 0,5 м ϕ = 7,5 см; чотирьохланкова Зуб в зборі	H = 0,65 м ϕ = 8,5 см; трьохланкова; Тяга	H = 0,65 м ϕ = 8,5 см; чотирьохланкова Тяга верхня	H = 0,75 м ϕ = 10,0 см; трьохланкова; Рама опорна	H = 0,75 м ϕ = 10,0 см; чотирьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,85 м ϕ = 11,0 см; трьохланкова; Тяга	H = 0,85 м ϕ = 11,0 см; чотирьохланкова; Зуб в зборі
6	H = 0,35 м ϕ = 6,0 см; трьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,45 м ϕ = 6,5 см; чотирьохланкова; Тяга верхня	H = 0,45 м ϕ = 7,5 см; трьохланкова; Рама опорна	H = 0,45 м ϕ = 7,5 см; чотирьохланкова Балка робоча	H = 0,7 м ϕ = 8,5 см; чотирьохланкова; Балка робоча	H = 0,7 м ϕ = 8,5 см; трьохланкова; Рама опорна	H = 0,8 м ϕ = 10,5 см; чотирьохланкова; Балка робоча	H = 0,8 м ϕ = 10,5 см; трьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,9 м ϕ = 11,5 см; чотирьохланкова; Тяга верхня	H = 0,9 м ϕ = 11,5 см; трьохланкова; Зуб в зборі
7	H = 0,55 м ϕ = 7,0 см; трьохланкова; Балка робоча	H = 0,6 м ϕ = 8,5 см; чотирьохланкова; Рама опорна	H = 0,4 м ϕ = 7,0 см; чотирьохланкова; Рама опорна	H = 0,4 м ϕ = 7,0 см; трьохланкова; Балка робоча	H = 0,4 м ϕ = 7,5 см; чотирьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,4 м ϕ = 7,5 см; трьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,5 м ϕ = 10,0 см; чотирьохланкова; Тяга	H = 0,5 м ϕ = 10,0 см; трьохланкова; Тяга	H = 0,95 м ϕ = 12,0 см; чотирьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,95 м ϕ = 12,0 см; трьохланкова; Тяга
8	H = 0,45 м ϕ = 7,0 см; трьохланкова; Тяга	H = 0,5 м ϕ = 8,0 см; трьохланкова; Рама опорна	H = 0,4 м ϕ = 6,5 см; чотирьохланкова; Балка робоча	H = 0,4 м ϕ = 6,5 см; трьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,5 м ϕ = 8,0 см; трьохланкова; Рама опорна	H = 0,5 м ϕ = 8,0 см; чотирьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,6 м ϕ = 10,0 см; трьохланкова; Тяга	H = 0,6 м ϕ = 10,0 см; чотирьохланкова; Рама опорна	H = 1,0 м ϕ = 12,0 см; трьохланкова; Зуб в зборі	H = 1,0 м ϕ = 12,0 см; чотирьохланкова Рама опорна
9	H = 0,6 м ϕ = 7,5 см; чотирьохланкова; Тяга верхня	H = 0,55 м ϕ = 6,0 см; трьохланкова; Тяга	H = 0,5 м ϕ = 8,0 см; чотирьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,5 м ϕ = 8,0 см; трьохланкова; Рама опорна	H = 0,6 м ϕ = 8,5 см; трьохланкова; Зуб в зборі	H = 0,6 м ϕ = 8,5 см; чотирьохланкова Тяга верхня	H = 0,9 м ϕ = 10,5 см; трьохланкова; Рама опорна	H = 0,9 м ϕ = 10,5 см; чотирьохланкова; Балка робоча	H = 1,05 м ϕ = 12,0 см; трьохланкова; Рама опорна	H = 1,05 м ϕ = 12,0 см; чотирьохланкова Зуб в зборі

T – тяговий клас трактора, тс; H – максимальна глибина розпушування, м; ϕ – ширина наконечника, см.

Додаток 6. Основні параметри тракторів

Тяго- вий клас	Модель	Потужність		Маса констр., т	Тягове зусилля, кН		
		к.с.	кВт		Номін	Макс.	Стоп- режим
3	ДТ-75В	80	58	6,1	29	34	-
	ДТ-75РВ	80	58	6,1	29	34	-
	ДТ-75МВ	90	66	6,2	35	40	-
	ДТ-75МРВ	90	66	6,3	35	63	-
4	ДТ-75МП	90	66	7,3	40	65	-
	ДТ-4АП2	130	95	8,5	40	131	-
6	Т-6, 01	120	88	7,2	60	80	123
10	Т-130МГ-1	160	117	14,4	100	142	-
	Т-100МГ-1	180	131	14,0	100	150	350
	Т-10. 01	180	131	13,9	100	150	350
15	Т-180Г	180	131	15,7	134	142	-
	Т-15. 01	240	175	18,3	150	200	350
25	ДЕТ-250М	330	242	29,0	250	294	-
	ДЕТ-250М2	330	242	29,5	250	350	-
	Т-330	330	242	38,3	250	400	683
	Т-25. 01	340	250	31,3	250	350	600
35	Т-35. 01	465	342	41,7	426	490	865
50	Т-50. 01	710	522	64,5	500	650	1250
75	Т-75. 01	820	603	70,0	750	850	1400

Навчально-методичне видання
Проектування машин для земляних робіт.
Методичні вказівки до виконання курсового і дипломного проектів для
студентів спеціальності 8.090214 "Підйомно-транспортні, будівельні,
дорожні, меліоративні машини та обладнання" всіх форм навчання.
Машини для розпушення міцних і мерзлих ґрунтів.

Укладачі: *С.О Карпушин, С.Л. Хачатурян*

Редактор *В.О.Омельяненко*
Комп'ютерний набір та верстка *Н.А.Томаченко*
Тиражування на різнографі *Ю.М.Рубан*

Здано до друку .0.2006. Підписано до друку “ ” 2006. Формат
64x84 1/16 (A5). Папір газетний. Умов. друк. арк. . Тираж 100 прим. Зам.
№ / 2006.

РВЛ КНТУ. м. Кіровоград, пр. Університетський, 8-А. Тел.: 390-541, 559-245.