

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
БУДІВЕЛЬНИХ РОБІТ
(у прикладах)**

Навчальний посібник

Харків 2014



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
БУДІВЕЛЬНИХ РОБІТ
(у прикладах)**

Навчальний посібник

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки,
молоді та спорту України як навчальний посібник
для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за
спеціальністю «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні,
меліоративні машини і обладнання»*

Харків 2014

УДК 624 + 69.002.5
ББК 39.311 + 39.20-06
П 32

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів,
які навчаються за спеціальністю «Підйомно-транспортні,
дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання»
(№ 1/11-9606 від 06.06.13 р.).*

Рецензенти:

професори Є.С. Венцель (ХНАДУ),
А.П. Нестеров (УПА)

Авторський колектив:

А.В. Погребняк, А.О. Каграманян,
А.В. Євтушенко, А.О. Бабенко

П 32 Підвищення ефективності будівельних робіт (у прикладах):
Навч. посібник / А.В. Погребняк, А.О. Каграманян,
А.В. Євтушенко, А.О. Бабенко. – Харків: УкрДАЗТ, 2014. –
238 с., рис. 148, табл. 35.

ISBN 978-617-654-008-3

У навчальному посібнику на основі прогресивного досвіду вітчизняного будівництва із використанням техніко-економічного аналізу розглядається вплив технологічних і організаційних факторів на ефективність роботи машин і наводяться засоби підвищення їх продуктивності.

Посібник містить необхідні спеціалістам методичні і практичні рекомендації, які можуть бути використані при вирішенні конкретних завдань.

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальності 6.050503 (бакалавр), 7.05050308 (спеціаліст), 8.05050308 (магістр) і буде доцільним для слухачів факультету підвищення кваліфікації, інженерам, які працюють на виробництві, а також науковим робітникам, які займаються проектуванням і експлуатацією будівельних, дорожніх та інших машин.

УДК 624 + 69.002.5
ББК 39.311 + 39.20-06

ISBN 978-617-654-008-3

© Українська державна академія
залізничного транспорту, 2014.

Навчальний посібник

Погребняк Андрій Валерійович,
Каграманян Артур Олександрович,
Євтушенко Андрій Вікторович
та ін.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
БУДІВЕЛЬНИХ РОБІТ
(у прикладах)

Відповідальний за випуск Євтушенко А.В.

Редактор Ібрагімова Н.В.

Підписано до друку 02.10.13 р.

Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 9,75. Тираж 300. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту
61050, Харків - 50, майдан Фейербаха, 7
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ	7
1.1. Загальні положення до будівельних машин	7
1.2. Вплив технологічних і організаційних факторів на ефективність будівельних машин	21
1.2.1. Вибір машин.....	22
1.2.2. Забезпечення максимальної продуктивності головної машини.....	23
1.2.3. Вибір комплектного обладнання.....	24
1.2.4. Раціональна організація технологічного процесу	25
1.2.5. Оптимізація роботи комплекту машин.....	31
2. МАШИНИ ДЛЯ БУДІВНИЦТВА	36
2.1. Характеристика будівельного автотранспорту.....	36
2.2. Конструктивні особливості автомобілів для будівництва.....	37
2.2.1. Самоскиди.....	46
2.3. Продуктивність автомобілів і способи підвищення її ефективності.....	62
3. МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ	78
3.1. Скрепери.....	79
3.1.1. Засоби підвищення технічної продуктивності та ефективності роботи скреперів.....	97
3.1.2. Визначення швидкостей скрепера за динамічними характеристиками.....	102
3.1.3. Двумоторні та двоківшові скрепери.....	111
3.1.4. Скреперні потяги.....	115
3.2. Бульдозери.....	122
3.2.1. Продуктивність бульдозерів і способи підвищення її ефективності	151
3.2.2. Методи розрахунку продуктивності бульдозера..	161
3.2.3. Шляхи вдосконалення конструкцій відвалів бульдозерів.....	173
3.2.3.1. Види і конструкції відвалів бульдозерів.....	173
3.2.3.2. Види і конструкції спеціальних відвалів бульдозерів.....	179
3.2.3.3. Відвали активної дії.....	182

4. РЕМОНТ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН ЗА КОРДОНОМ	187
4.1. Показники надійності будівельних машин.....	187
4.2. Термін служби машин.....	188
4.3. Організація ремонту.....	195
4.3.1. Приклад надання послуг фірмою «Caterpillar»....	197
4.3.2. Діагностування машин.....	200
Бібліографічний список	210
ДОДАТОК 1. Вихідні дані до практичних занять 1-8	219

ВСТУП

Підйом капітального будівництва на якісно новий рівень можливий лише за рахунок послідовного проведення курсу на подальшу його індустріалізацію, суттєве зниження ручної праці, удосконалення структури й організації будівельного виробництва.

Одним із головних факторів у вирішенні завдання скорочення собівартості будівництва, підвищення продуктивності праці і загальної ефективності будівельного виробництва є комплексна механізація будівельно-монтажних робіт. Широкому впровадженню комплексної механізації в будівельне виробництво сприяє постачання будівництва необхідною кількістю високопродуктивних машин, освоєння виробництвом ряду нових типів машин, розширення технологічних можливостей засобів механізації та удосконалення організації їх ефективного використання.

Наряду зі знанням вітчизняної будівельної, дорожньої техніки необхідно вміти орієнтуватися у використанні будівельних машин за кордоном і правильно оцінювати ці машини та їх параметри за технічними і економічними факторами.

У навчальному посібнику, крім узагальнених відомостей про закордонні будівельні машини, на основі прогресивного досвіду вітчизняного будівництва й опробованих вітчизняною практикою положень наведено вимоги до будівельних машин, способи підвищення їх продуктивності та ефективності, визначення строку служби машин. Також окремий розділ присвячено ремонту будівельних машин за кордоном, розглянуто питання надійності, організації ремонту, наведено приклади розрахунків терміну служби будівельних машин та ефективність використання діагностики у загальному ремонтному циклі.

У навчальному посібнику на основі прогресивного досвіду вітчизняного будівництва з використанням техніко-економічного аналізу розглядається вплив технологічних і організаційних факторів на ефективність роботи машин і наводяться способи підвищення їх продуктивності.

Матеріал у навчальному посібнику подано таким чином, щоб зорієнтувати читача. Посібник містить необхідні спеціалістам методичні і практичні рекомендації, які можуть бути використані при вирішенні конкретних завдань.

Кожний розділ містить приклади розрахунків, які можна використовувати на практичних заняттях. Вихідні дані до цих занять наведено в окремому додатку.

Форма викладення матеріалу навчального посібника дозволяє використовувати кожний розділ для самостійного вивчення з прикладною метою.

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальності 05050308 «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання» усіх форм навчання і буде доцільним для слухачів факультетів підвищення кваліфікації (ФПК), ІПК, інженерів, які працюють на виробництві, та інших зацікавлених осіб.

1. Загальні положення

1.1. Загальні положення до будівельних машин

Будівельні машини повинні відповідати таким загальним вимогам:

- відповідність їх технологічному призначенню в сучасному будівельному процесі;

- мінімальна питома металомісткість, що може досягатися за рахунок раціонального проектування і використання високоякісних сортів металу;

- простота конструкції і зручність керування з урахуванням того, що будівельні машини працюють у складних виробничих умовах;

- низька питома витрата енергії, що досягається, наприклад у землерийних машинах, раціональним вибором конструкції робочого органу;

- добра маневреність і висока робоча швидкість, що обумовлює більшу продуктивність;

- легкість монтажу і демонтажу, що особливо важливо для більшості будівельних машин, які потребують частого перебазування з місця на місце при зростаючих темпах роботи і добової продуктивності;

- широке застосування змінного обладнання для машин невеликої потужності, що значно полегшує їх експлуатацію;

- надійність у роботі і висока зносостійкість, що досягається за рахунок використання відповідних матеріалів і герметичних вузлів;

- широке впровадження автоматички як засобу, що поліпшує працю і збільшує її ефективність;

- зручність ремонту, що досягається простотою конструкції, легкістю монтажу і демонтажу при зміні деталей;

- комфортність, тобто створення сприятливих умов роботи оператора.

Для сучасних будівельних машин характерними рисами є зростання потужностей і робочих швидкостей, а також використання гідропривода й уніфікація.

Суттєве значення має і загальний науково-технічний рівень (НТР) створення машини, і конкурентоспроможність [3].

Зростання потужностей визначається їх оптимальністю, критерієм якої є приведені витрати на одиницю продукції.

Визначення *оптимальної потужності* машини потребує ретельного техніко-економічного аналізу.

Під оптимальною потужністю мотор-колес скрепера слід розуміти таку потужність, при якій приведені витрати на 1 м³ ґрунту будуть мінімальними [10].

Потужність при копанні ґрунту $N_{\text{коп}}$, кВт,

$$N_{\text{коп}} = \frac{\varphi_k \cdot (G + Q) \cdot V_{\text{коп}}}{0,36 \cdot \eta} \quad (1.1)$$

Потужність при завантаженому ході $N_{\text{зав}}$, кВт,

$$N_{\text{зав}} = \frac{\psi_d \cdot (G + Q) \cdot V_{\text{зав}}}{0,36 \cdot \eta} \quad (1.2)$$

де Q, G – маса скрепера і ґрунту в ньому, т;

φ_k, ψ_d – коефіцієнти зчеплення при копанні і сумарного питомого дорожнього опору;

η – ККД машини;

$V_{\text{коп}}, V_{\text{зав}}$ – швидкості копання і завантаженого ходу, км/год.

Зусилля копання $P_{\text{коп}}$, Н, визначаємо як

$$P_{\text{коп}} = k_{\text{різ}} \cdot b \cdot c \quad (1.3)$$

де b, c – ширина і товщина стружки, м;

$k_{\text{різ}}$ – питомий опір різанню, Н/м², який пропорційний перетину стружки, оскільки її ширина b значно більше від товщини c і в цьому випадку можна не враховувати зону руйнування по боках ножа [1].

Шлях копання $L_{\text{коп}}$, м, визначаємо за формулою

$$L_{\text{коп}} = \frac{Q \cdot (1 + \mu)}{\rho \cdot b \cdot c} = \frac{Q \cdot (1 + \mu) \cdot k_{\text{різ}}}{\rho \cdot P_{\text{коп}}} = \frac{Q \cdot (1 + \mu) \cdot k_{\text{різ}}}{\rho \cdot (\varphi_k - \psi_k) \cdot (G + Q) \cdot 10^3} \quad (1.4)$$

де μ, ψ_k – коефіцієнти, які враховують призму волочіння і сумарний питомий опір шляху копання;

ρ – щільність ґрунту, т/м³.

Проте, маючи значення q (геометрична місткість ковша скрепера), a (ширина полоси різання) та h (глибина різання), формулу (1.4) можна привести до такого вигляду, м:

$$L_{\text{коп1}}^* = \frac{q \cdot K_{\text{н}} \cdot K_{\text{п}}}{0,7 \cdot a \cdot h \cdot K_{\text{р}}}, \quad (1.4^*)$$

де q – геометрична місткість ковша скрепера, м³;

$K_{\text{н}}$ – коефіцієнт наповнення ковша;

$K_{\text{п}}$ – коефіцієнт, який враховує втрати ґрунту при утворенні валика;

0,7 – коефіцієнт, який враховує нерівномірність товщини стружки;

a – ширина полоси різання, м;

h – глибина різання, м;

$K_{\text{р}}$ – коефіцієнт розпушення ґрунту.

Визначимо довжину шляху розвантаження ґрунту $L_{\text{розв}}$, м, за формулою

$$L_{\text{роз}} = \frac{q \cdot K_{\text{н}}}{a \cdot b}, \quad (1.4^{**})$$

де q – геометрична місткість ковша скрепера, м³;

$K_{\text{н}}$ – коефіцієнт наповнення ковша;

a – ширина полоси різання, м;

b – середня товщина шару відсипки, м.

Оскільки $N_{\text{коп}} = N_{\text{зав}} = N_{\text{МК}}$, то згідно з формулами (1.1) та (1.2) маємо такі швидкості $V_{\text{коп}}$, $V_{\text{нав}}$, км/год:

$$V_{\text{коп}} = \frac{0,36 \cdot \eta \cdot N_{\text{МК}}}{\varphi_{\text{к}} \cdot (G + Q)}, \quad (1.5)$$

$$V_{\text{нав}} = \frac{0,36 \cdot \eta \cdot N_{\text{МК}}}{\psi_{\text{д}} \cdot (G + Q)}, \quad (1.6)$$

де $N_{\text{МК}}$ – потужність мотор-колес, кВт.

Річна продуктивність скрепера $\Pi_{\text{річ}}$, м³,

$$\Pi_{\text{річ}} = \frac{Q \cdot n_{\text{річ}} \cdot k_{\text{вик}}}{\rho \cdot T_p}, \quad (1.7)$$

де Q – маса скрепера, т;

$n_{\text{річ}}$ – кількість робочих днів на рік;

$k_{\text{вик}}$ – коефіцієнт використання річного часу;

T_p – тривалість рейсу, год (складається з часу копання, завантаженого руху, холостого руху, на розвантаження і маневри);

ρ – щільність ґрунту, т/м³.

На основі формул (1.5), (1.6), (1.7) витрати часу на 1 м³ ґрунту, год, складають

$$\frac{1}{\Pi_{\text{річ}}} = \frac{T_1}{N_{\text{МК}} \cdot n_{\text{річ}} \cdot k_{\text{вик}}} + \frac{T_2}{n_{\text{річ}} \cdot k_{\text{вик}}}. \quad (1.8)$$

Для спрощення розрахунку введемо величини T_1 та T_2 , с/м³, які є константами технічної продуктивності:

$$T_1 = \frac{\rho [L_{\text{коп}} \cdot \varphi_k \cdot (G + Q) + L_{\text{зав}} \cdot \psi_d \cdot (G + Q)]}{0,36 \cdot \eta \cdot Q}; \quad (1.9)$$

$$T_2 = \frac{\rho}{Q} \left(\frac{L_{\text{хх}}}{V_{\text{хх}}} + t_{\text{роз}} \right), \quad (1.10)$$

де $L_{\text{хх}}$ – довжина холостого руху скрепера, м;

$V_{\text{хх}}$ – швидкість холостого руху скрепера, км/год;

$t_{\text{роз}}$ – час на розвантаження і маневри, год;

Q – маса скрепера, т;

ρ – щільність ґрунту, т/м³.

Приведені витрати на 1 м³ ґрунту $E_{\text{пр}}$, грн, складаються з витрат на зарплату E_1 , реновацію, ремонти, облік ефективності капітальних вкладень E_2 і на паливо E_3 :

– на зарплату E_1

$$E_1 = \frac{B \cdot n_{\text{річ}} \cdot k_{\text{вик}}}{\Pi_{\text{річ}}} = B \cdot \left(\frac{T_1}{N_{\text{МК}}} + T_2 \right); \quad (1.11)$$

– на реновацію, ремонти, ефективність капітальних вкладень E_2

$$\begin{aligned}
 E_2 &= \frac{A \cdot G}{\text{Пріч}} \cdot \left(\frac{b_p + c_{pm}}{100} + K_{\text{еф}} \right) + \frac{B \cdot N_{\text{МК}}}{\text{Пріч}} \cdot \left(\frac{b_e + c_e}{100} + K_{\text{еф}} \right) = \\
 &= \frac{A \cdot G}{n_{\text{рiч}} \cdot k_{\text{вик}}} \cdot \left(\frac{b_p + c_{pm}}{100} + K_{\text{еф}} \right) \cdot \left(\frac{T_1}{N_{\text{МК}}} + T_2 \right) + \frac{B \cdot N_{\text{МК}}}{n_{\text{рiч}} \cdot k_{\text{вик}}} \times \\
 &\times \left(\frac{b_e + c_e}{100} + K_{\text{еф}} \right) \cdot \left(\frac{T_1}{N_{\text{МК}}} + T_2 \right);
 \end{aligned} \quad (1.12)$$

– на паливо E_3

$$E_3 = \frac{d \cdot M \cdot N_{\text{МК}} \cdot n_{\text{рiч}} \cdot k_{\text{вик}}}{\text{Пріч} \cdot 10^3} = \frac{d \cdot M \cdot N_{\text{МК}}}{10^3} \left(\frac{T_1}{N_{\text{МК}}} + T_2 \right), \quad (1.13)$$

де B – годинна зарплата машиніста з усіма нарахуваннями і доплатами, грн;

b_p, c_{pm} – витрати на реновацію і ремонт машин, %;

b_e, c_e – витрати на електрообладнання, %;

$K_{\text{еф}}$ – коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;

A – вартість 1 т маси машини, грн;

B – вартість 1 кВт потужності електрообладнання, грн;

d – вартість 1 кг палива, грн;

M – витрати палива, г/кВт · год;

$N_{\text{МК}}$ – потужність мотор-колес, кВт;

$n_{\text{рiч}}$ – кількість робочих днів у році;

$k_{\text{вик}}$ – коефіцієнт використання річного часу;

T_1 і T_2 – константи технічної продуктивності (див. формули (1.9) та (1.10));

Пріч – річна продуктивність скрепера, м³ (формула (1.7)).

Згідно з формулами (1.9) – (1.13) маємо

$$E_{\text{пр}} = f(N_{\text{МК}}) = \frac{C_1}{N_{\text{МК}}} + C_2 \cdot N_{\text{МК}} + C_3. \quad (1.14)$$

Прирівнявши першу похідну виразу (1.14) до нуля, тобто $\frac{de}{dN_{\text{МК}}} = 0$, отримаємо оптимальну потужність мотор-колес $N_{\text{МК}}^{\text{опт}}$, кВт,

$$N_{\text{МК}}^{\text{опт}} = \sqrt{\frac{C_1}{C_2}}, \quad (1.15)$$

де

$$C_1 = \left[\frac{A \cdot G}{n_{\text{річ}} \cdot k_{\text{ВМК}}} \cdot \left(\frac{b_p + C_{\text{рм}}}{100} + K_{\text{еф}} \right) + B \right] \cdot T_1; \quad (1.16)$$

$$C_2 = \left[\frac{B}{n_{\text{річ}} \cdot k_{\text{ВМК}}} \cdot \left(\frac{b_e + C_e}{100} + K_{\text{еф}} \right) + \frac{d \cdot M}{10^3} \right] \cdot T_2. \quad (1.17)$$

Для спрощення аналізу і розрахунків виділимо співмножники в дужках формул (1.16) і (1.17) і назвемо їх економіко-організаційними константами

$$\epsilon_1 = \frac{A \cdot G}{n_{\text{річ}} \cdot k_{\text{ВМК}}} \cdot \left(\frac{b_p + C_{\text{рм}}}{100} + K_{\text{еф}} \right) + B; \quad (1.18)$$

$$\epsilon_2 = \frac{B}{n_{\text{річ}} \cdot k_{\text{ВМК}}} \cdot \left(\frac{b_e + C_e}{100} + K_{\text{еф}} \right) + \frac{d \cdot M}{10^3}. \quad (1.19)$$

Таким чином, $C_1 = \epsilon_1 \cdot T_1$, а $C_2 = \epsilon_2 \cdot T_2$.

Функція $E_{\text{пр}} = f(N_{\text{МК}})$ має властивість поволі змінюватися в області оптимуму при значних змінах незалежної змінної N і тому проектувальника практично цікавить область оптимуму. Виходячи з техніко-економічних розрахунків область оптимуму можна обмежити прямою $\tau \cdot E_{\text{пр.min}}$, де τ – допустима рівноцінність результатів підрахунків, яка дорівнює 1,05–1,15, а в середньому $\tau = 1,1$.

Для встановлення значень крайніх точок області оптимуму N_1 та N_2 (рис. 1.1) визначаємо $E_{\text{пр.min}}$:

$$E_{\text{пр.min}} = \frac{C_1}{N_{\text{опт}}} + C_2 \cdot N_{\text{опт}} + C_3. \quad (1.20)$$

Задаємо величину τ і розв'язуємо рівняння

$$\tau \cdot E_{\text{пр. min}} = \frac{C_1}{N_{\text{МК}}} + C_2 \cdot N_{\text{МК}} + C_3. \quad (1.21)$$

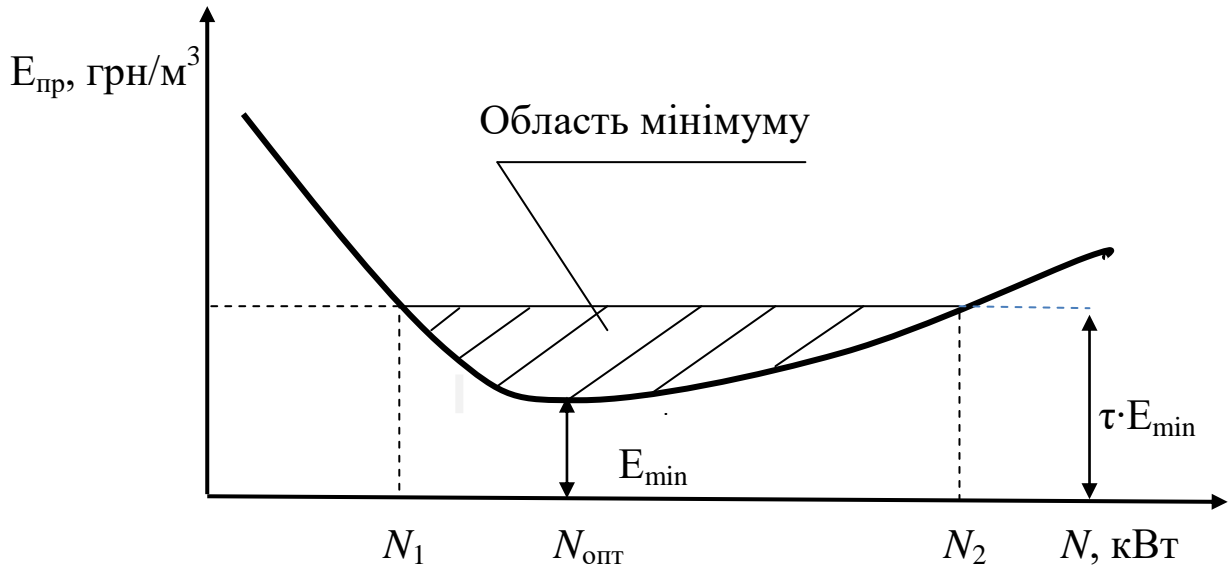


Рис. 1.1. До розрахунку області оптимуму

Корені квадратного рівняння (1.21) і будуть граничними значеннями оптимальної області.

Границі оптимальної області $N_{\text{МК}}^{\text{опт.ок}}$ можна також визначити приблизно за формулою

$$N_{\text{МК}}^{\text{опт.ок}} = \left(\tau \pm \sqrt{\tau^2 - 1} \right) \cdot N_{\text{МК}}^{\text{опт}}, \quad (1.22)$$

або для прикладу, який розглядається, з урахуванням області оптимуму

$$N_{\text{МК}}^{\text{опт.ок}} = \left(\tau \pm \sqrt{\tau^2 - 1} \right) \cdot \sqrt{\frac{\epsilon_1 \cdot T_1}{\epsilon_2 \cdot T_2}}. \quad (1.23)$$

Константи технічної продуктивності T_1 та T_2 , які були отримані за допомогою детермінованих методів розрахунку, показують, як зростає оптимальна потужність із збільшенням відстані транспортування $L_{\text{нав}}$ і як вона залежить від властивостей ґрунтів $\phi_k, k_{\text{різ}}$ і характеристик шляхів ϕ_k, ψ_d (формула (1.4)).

Економіко-організаційні константи ϵ_1 та ϵ_2 показують, на скільки збільшується потужність при збільшенні вартості машини $A \cdot G$ і зниженні вартості електрообладнання B , а також як вона залежить від організації робіт, яка враховується параметрами $n_{річ}$ та $k_{вик}$ [10].

Для сучасного скрепера з місткістю ківша 30 м^3 в характерних умовах експлуатації розрахункова оптимальна потужність $N = 375 \text{ кВт}$. Слід зазначити, що в США у саморухомих скреперів із примусовим навантаженням і ємкістю ківша $8\text{-}25 \text{ м}^3$ потужність складає $110\text{-}300 \text{ кВт}$ (рис. 1.2) [4].

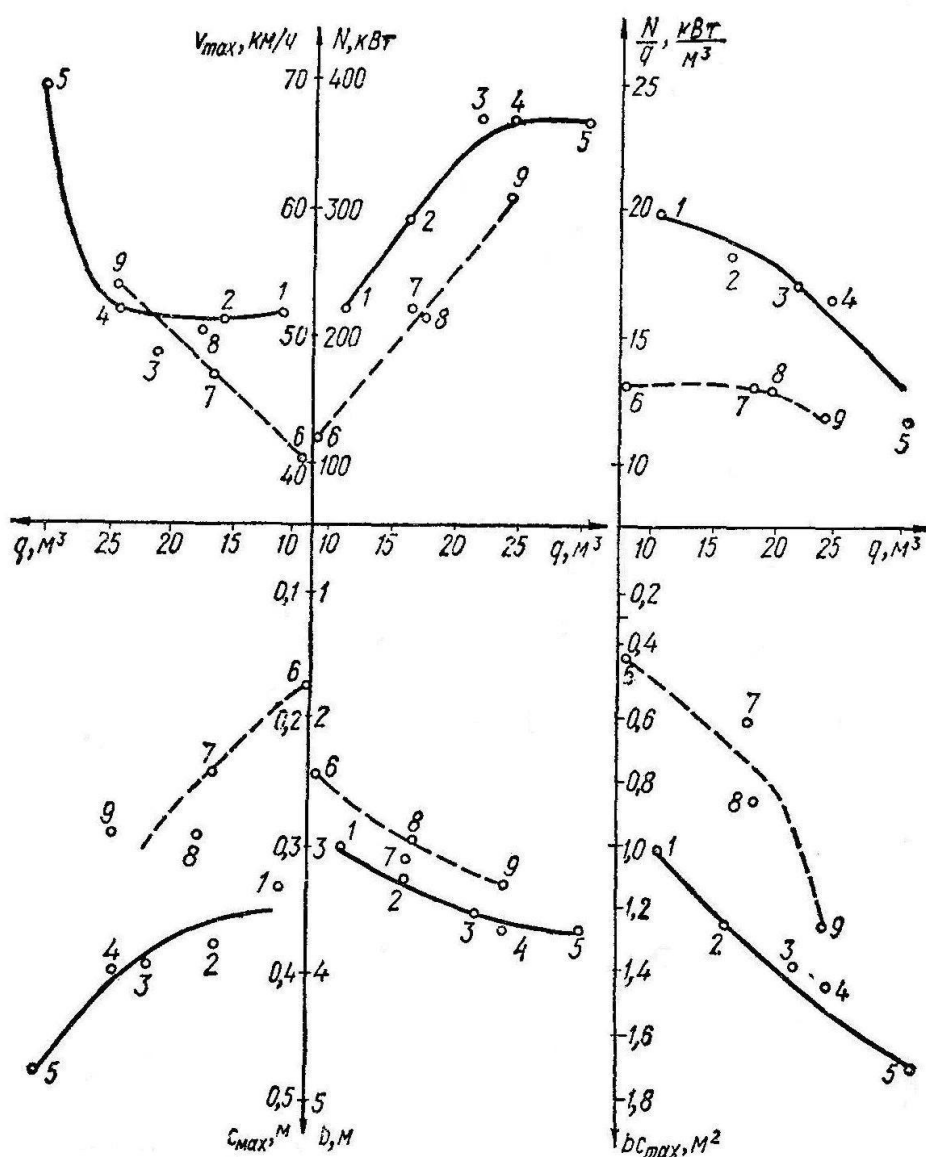


Рис. 1.2. Основні параметри скреперів (США):
 1...5 – із тяговим навантаженням (суцільні лінії);
 6...9 – із примусовим навантаженням (штрихові лінії) [4]

Наведемо приклад визначення оптимальної потужності мотор-колес саморухомого скрепера з примусовим навантаженням (приклад 1.1).

ПРИКЛАД 1.1 (практичне заняття 1). Визначення оптимальної потужності мотор-колес саморухомого скрепера з примусовим навантаженням

Саморухомий скрепер має такі вихідні дані:

Q – маса скрепера, $Q = 33,4$ т; q – геометрична місткість ковша скрепера, $q = 12,65$ м³; ґрунт – глина (щільність $\rho = 1,9$ т/м³); $L_{зав}$ – дальність транспортування ґрунту, $L_{зав} = 2500$ м; $L_{х.х}$ – довжина шляху порожнього скрепера, $L_{х.х} = 2700$ м; a – ширина полоси різання, $a = 3,02$ м; h – глибина різання, $h = 0,333$ м; b – середня товщина шару відсіпки, $b = 0,38$ м; I-а температурна зона; $\varphi_k = 0,3$; $\psi_d = 0,1$; $\eta = 0,85$; $V_{коп} = 2,2$ км/год; $V_{зав} = 9,3$ км/год; $G = 24$ т ($q \cdot \rho$); $K_H = 1$; $K_{II} = 1$; $K_p = 1,3$; $b = 0,38$ м; $B = 15$ грн/год; $b_p = 12$ %; $c_{рм} = 5$ %; $(b_e + c_e) = 8$ %; $K_{эф} = 0,15$; $A = 78593$ грн; $B = 0,175$ грн; $d = 10$ грн; $K_{вик} = 0,85$; $n_{річ} = 4034,4$ год; $M = 185$ г/кВт · год.

За формулами (1.1), (1.2) визначаємо потужність при копанні $N_{коп}$, кВт,

$$N_{коп} = \frac{0,3 \cdot (24 + 33,4) \cdot 2,2}{0,36 \cdot 0,85} = 123,8 ;$$

і потужність при завантаженому ході $N_{зав}$, кВт,

$$N_{зав} = \frac{0,1 \cdot (24 + 33,4) \cdot 9,3}{0,36 \cdot 0,85} = 174,6.$$

За формулою (1.4^{*}) визначаємо шлях копання, $L_{коп1}^*$, м (довжину шляху заповнення ковша)

$$L_{коп1}^* = \frac{12,65 \cdot 1 \cdot 1,2}{0,7 \cdot 3,02 \cdot 0,333 \cdot 1,3} \approx 17 \text{ м.}$$

За формулою (1.4^{**}) визначаємо довжину шляху розвантаження ґрунту $L_{розв}$, м,

$$L_{\text{роз}} = \frac{12,65 \cdot 1}{3,02 \cdot 0,38} = 11 \text{ м.}$$

Тоді час розвантаження $t_{\text{розв}}$, с, при відомій швидкості розвантаження ґрунту $V_{\text{розв}} = 3,1 \text{ м/с}$ (довідкові дані) складає $t_{\text{розв}} \approx 3,5 \text{ с}$.

Для спрощення розрахунків введемо величини T_1 і T_2 , с/м^3 , які є константами технічної продуктивності. Тоді за формулами (1.9) та (1.10) маємо

$$T_1 = \frac{1,9 [17 \cdot 0,3 \cdot (24 + 33,4) + 2500 \cdot 0,1 \cdot (24 + 33,4)]}{0,36 \cdot 0,85 \cdot 33,4} \approx 2722 \text{ с/м}^3;$$

$$T_2 = \frac{1,9}{33,4} \left(\frac{2700}{7} + 3,5 \right) \approx 22 \text{ с/м}^3.$$

За формулами (1.18) та (1.19) і табл. 1.1 визначаємо економіко-організаційні константи ϵ_1 та ϵ_2 , грн/год:

$$\epsilon_1 = \frac{78593 \cdot 24}{4034,4 \cdot 0,85} \cdot \left(\frac{12+5}{100} + 0,15 \right) + 15 = 191,02 \text{ грн/год};$$

$$\epsilon_2 = \frac{0,175}{4034,4 \cdot 0,85} \cdot \left(\frac{8}{100} + 0,15 \right) + \frac{10 \cdot 185}{10^3} = 1,85 \text{ грн/год.}$$

Таким чином,

$$C_1 = \epsilon_1 \cdot T_1 = 191,02 \cdot 2722 = 519956,44 \text{ умов. од.},$$

$$C_2 = \epsilon_2 \cdot T_2 = 1,85 \cdot 22 = 40,7 \text{ умов. од.}$$

Прирівнявши першу похідну виразу (1.14) до нуля, тобто $\frac{de}{dN_{\text{МК}}} = 0$, отримаємо оптимальну потужність мотор-колес $N_{\text{МК}}^{\text{опт}}$, кВт, за формулою (1.15)

$$N_{\text{МК}}^{\text{опт}} = \sqrt{\frac{519956,44}{40,7}} = 113,03 \text{ кВт.}$$

Таблиця 1.1

До розрахунку $n_{\text{річ}}$ (кількість робочих годин у році)

Показник	Значення
Кількість календарних діб за рік	365
Кількість неробочих діб за рік, у тому числі:	
- святкові дні;	10
- вихідні дні;	52
- простої за метеорологічними умовами;	27
- технічне обслуговування та ремонт;	16
- непередбачені причини;	8
- перебазування машини	6
РАЗОМ	119
Кількість робочих діб	246
Кількість годин роботи скрепера за добу	16,4
Кількість робочого часу машини за рік, год	4034,4

З урахуванням області оптимуму за формулою (1.23) знайдемо межі оптимальної області:

- для 1-го випадку згідно з формулою (1.23) маємо

$$N_{\text{МК1}}^{\text{опт.ок}} = \left(1,1 - \sqrt{1,1^2 - 1} \right) \cdot 113,03 = 72,54 \text{ кВт};$$

- для 2-го випадку згідно з формулою (1.23) отримаємо

$$N_{\text{МК2}}^{\text{опт.ок}} = \left(1,1 + \sqrt{1,1^2 - 1} \right) \cdot 113,03 = 176,13 \text{ кВт},$$

де τ – допустима рівноцінність результатів підрахунків, яка дорівнює 1,05–1,15, а в середньому $\tau = 1,1$.

Виходячи з техніко-економічних розрахунків область оптимуму можна обмежити прямою $\tau \cdot E_{\text{пр.мін}}$.

Для встановлення значень крайніх точок області оптимуму N_1 і N_2 визначаємо $E_{\text{пр.мін}}$, грн/м³, за формулами (1.20) та (1.21)

$$E_{\text{пр.мін}} = \frac{519956,44}{113,03} + 40,7 \cdot 113,03 + 0 \approx 9200,5 \text{ грн/м}^3$$

Задаємо величину τ і розв'язуємо рівняння

$$1,1 \cdot E_{\text{пр.мин}} = 1,1 \cdot 9200,5 = 10120,55 \text{ грн/м}^3.$$

Корені квадратного рівняння (1.21) і будуть граничними значеннями оптимальної області.

$$\sqrt{E_{\text{пр.мин}}} = \sqrt{9200,5} = 95,92 \text{ грн/м}^3;$$

$$\sqrt{1,1 \cdot E_{\text{пр.мин}}} = \sqrt{10120,55} = 100,6 \text{ грн/м}^3.$$

На основі отриманих результатів будуємо графік області оптимальності (рис. 1.3).

Гідропривод набуває в будівельних машинах все більшого і більшого поширення. До його основних переваг належать: збільшена надійність у роботі; широкі можливості регулювання без використання передач; можливість роботи при збільшених зусиллях; плавність роботи; можливість використання для робочих операцій індивідуальних двигунів при їхній незалежності від зовнішнього джерела енергії. Ці переваги дозволяють отримати просту систему малих габаритів і маси. Але використання гідропривода потребує високої точності виготовлення його агрегатів і використання відповідних рідин залежно від температури повітря.

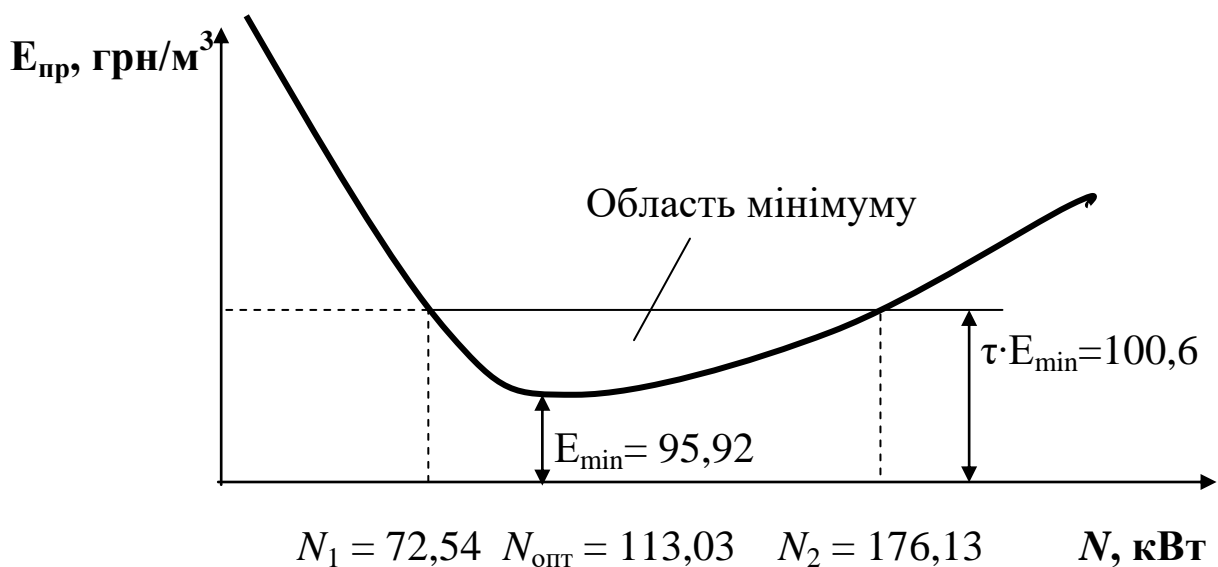


Рис. 1.3. До розрахунку області оптимальності (приклад 1.1)

Уніфікація машин базується на тому, що на базі вузлів одного чи двох типорозмірів створюються широко розгалужені, уніфіковані системи машин. Найбільш важливими перевагами таких систем, які засновані на агрегуванні уніфікованих вузлів, є:

- комплексна механізація (будь-які роботи виконуються за допомогою найбільш ефективного обладнання);
- гнучкість структури парків і комплектів (залежно від умов можуть використовуватися машини будь-яких типорозмірів із будь-яким обладнанням);
- кардинальне спрощення організації управління парками, постачання запасними частинами, ремонту, техобслуговування і зменшення трудомісткості цих операцій;
- скорочення термінів серійного освоєння нових машин і різке зростання темпів технічного прогресу;
- організація виробництва будь-яких нових машин без перебудови основного виробництва з мінімальними витратами на виготовлення нової оснастки і пристосувань;
- підвищення якості, надійності і довговічності обладнання при зниженні його вартості (збільшення серійності виготовлення вузлів і агрегатів);
- значне підвищення спеціалізації виробництва при суттєвому зниженні трудомісткості і поліпшення використання виробничих площин [3, 4].

Оцінка науково-технічного рівня і конкурентоспроможність (за регресійними моделями) нових машин також базується на критерії мінімальних приведених витрат [5].

Приведенні витрати $Z_{пр}$, грн/год (формула (1.24)), можуть бути розглянуті як функція трьох основних факторів: потужності машини N , яка визначає її енергетичні і швидкісні показники; маси машини G , яка залежить від конструктивного виконання машини, ступеня автоматизації роботи і технологічних можливостей; ергономічних показників машини (комфортабельність кабіни, ступінь забезпечення безпеки керування машиною та інше):

$$Z_{пр} = A + b_1 \cdot N + b_2 \cdot G, \quad (1.24)$$

де A – складова приведених витрат, яка обумовлена ергономічними показниками машин, грн/год;

b_1 і b_2 – коефіцієнти, які характеризують частину приведених витрат, що припадають відповідно на одиницю потужності двигуна, грн/кВт·год, і маси, грн/т·год, і які віднесені до одиниці часу роботи машини.

Для отримання регресійних моделей за формулою (1.24) використовувалися будівельно-дорожні машини (бульдозери на колісному і гусеничному ходу, фронтальні навантажувачі, саморухомі скрепери, автогрейдери і котки), які виробляються в СНГ і за кордоном (США, Японія, Німеччина, Франція та Італія).

Вартість машино-години роботи розраховувалася згідно з розрахунками технічної ефективності будівельних і дорожніх машин. Вартість імпортованих машин у ВКВ приводилася до вартості у гривнях.

Регресійні моделі, які визначають залежність приведених витрат, грн/год, від потужності, кВт, і маси, т, для різноманітних типів машин мають такий вигляд, як у табл. 1.2.

Взаємозв'язок між приведеними витратами $Z_{пр}$, потужністю N і масою G , яка близька до функціональної, характеризують коефіцієнти парної кореляції, які дорівнюють 0,85–0,96.

Встановлено, що для всіх типів розглянутих машин значення A , b_1 і b_2 не залежать від головного параметра, а обумовлені тільки типом машини [4, 5].

Прикладом техніко-економічної оцінки за регресійною моделлю нових машин може служити таке порівняння двох машин, як у прикладі 1.2.

Таблиця 1.2

Регресійні моделі

Найменування будівельних машин	Регресійні моделі
Бульдозери гусеничні	$Z_{пр} = 4 + 0,065 \cdot N + 0,38 \cdot G$
Бульдозери колісні	$Z_{пр} = 9 + 0,051 \cdot N + 0,41 \cdot G$
Скрепери саморухомі	$Z_{пр} = 3,75 + 0,11 \cdot N + 0,565 \cdot G$
Навантажувачі одноківшові фронтальні пневмоколісні	$Z_{пр} = 9,2 + 0,13 \cdot N + 0,49 \cdot G$
Котки пневмоколісні	$Z_{пр} = 5,25 + 0,057 \cdot N + 0,38 \cdot G$
Котки статичні із металевими вальцями	$Z_{пр} = 2 + 0,038 \cdot N + 0,176 \cdot G$

ПРИКЛАД 1.2 (практичне заняття 2). Оцінка науково-технічного рівня нових машин за допомогою регресійних моделей

У США був розроблений новий гусеничний бульдозер із масою $G_1 = 83$ т і потужністю $N_1 = 514$ кВт, який забезпечує продуктивність у 1,3 разу більшу, ніж розроблений раніше бульдозер, що має масу $G_2 = 40$ т і потужність $N_2 = 285$ кВт.

Техніко-економічний рівень першого бульдозера $Z_{\text{прн1}}$, грн/год, згідно з формулою (1.24) і табл. 1.2 складає

$$Z_{\text{прн1}} = 4 + 0,065 \cdot 514 + 0,38 \cdot 83 = 68,95.$$

Техніко-економічний рівень другого бульдозера $Z_{\text{прст2}}$, грн/год, згідно з формулою (1.24) і табл. 1.2 складає

$$Z_{\text{прст2}} = 4 + 0,065 \cdot 285 + 0,38 \cdot 40 = 37,725.$$

Позначивши продуктивність другого бульдозера Π , м³/год, отримаємо, що приведені витрати будуть більше при роботі нового бульдозера, оскільки

$$68,95 / 1,3 \cdot \Pi = 53,04 / \Pi > 37,725 / \Pi.$$

Природно, що при порівнянні машин не слід обмежуватися подібними розрахунками, а потрібно враховувати й інші фактори, наприклад ті, що новий бульдозер може бути призначений для таких твердих ґрунтів, при яких старий бульдозер працювати не може. Крім того, виходячи з технології виробництва земляних робіт, у ряді випадків, наприклад при значному обсязі цих робіт чи необхідності прискорення будівництва, переважно використовують бульдозери, але більш потужні.

1.2. Вплив технологічних і організаційних факторів на ефективність будівельних машин

Сучасне будівельне виробництво розвивається на основі комплексної механізації, тобто такої форми організації робіт, при якій ґрунт, матеріал, деталь чи конструкція на усьому шляху

проходження переробляється, пересувається, укладається до споруди за допомогою машин, а праця робітника в основному полягає у керуванні цими машинами.

При комплексній механізації ручна праця може використовуватися на другорядних нетрудомістких операціях.

Комплексна механізація здійснюється, як правило, за допомогою комплектів машин, які стають основною структурною одиницею машинних парків будівельних організацій.

Вищою формою організації робіт є автоматизація виробничих процесів, при яких навіть керування машинами здійснюється апаратами, і праця людини обмежується контролем за роботою цієї апаратури.

Технологічні та організаційні фактори комплексної механізації вагомо впливають на ефективність будівельних машин і, отже, на економічність їх використання. Неврахування цих факторів може призвести до неправильної оцінки технічних можливостей машини.

До цих факторів можна віднести вибір машин, забезпечення максимальної продуктивності головної машини, підбір комплектного обладнання, раціональну організацію технологічного процесу та оптимізацію роботи комплекту машин [5, 7].

1.2.1. Вибір машин

При виборі машин для комплексної механізації в будівництві необхідно враховувати тривалість їх роботи на об'єкті.

Розглянемо, наприклад, розробку ґрунту одноківшовими екскаваторами з місткістю ковша q_1 і q_2 без перекидання ґрунту, при цьому $q_1 < q_2$.

Вартість машино-зміни екскаваторів визначається за формулою

$$C_1 \cdot \frac{V}{\Pi_{cm}^1} + E_1 = C_2 \cdot \frac{V}{\Pi_{cm}^2} + E_2, \quad (1.25)$$

де C_1 і C_2 – вартість машино-змін екскаваторів без монтажу та демонтажу, грн;

$\Pi_{\text{см}}^1$ і $\Pi_{\text{см}}^2$ – змінні продуктивності екскаваторів, м^3 ;
 E_1 та E_2 – одноразові витрати, грн;
 V – об'єм робочої кубатури (зосереджений обсяг робіт), м^3 .

Таким чином, зосереджений обсяг земляних робіт, при якому машини будуть рівноцінними V , м^3 , визначається за формулою

$$V = \frac{E_2 - E_1}{\frac{C_1}{\Pi_{\text{см}}^1} - \frac{C_2}{\Pi_{\text{см}}^2}}, \quad (1.26)$$

тобто економія за експлуатаційними витратами буде перевищувати перевитрати одноразових витрат (на доставку, монтаж, демонтаж) у більш продуктивного та потужного екскаватора.

1.2.2. Забезпечення максимальної продуктивності головної машини

При комплексній механізації повинна бути забезпечена максимальна продуктивність головної машини, яка визначає темп і режим виробничих процесів. Наприклад, при виконанні екскаваторних земляних робіт із навантаженням на автотранспорт головною машиною є екскаватор, а допоміжними – автосамоскиди. Кількість цих допоміжних машин необхідно підраховувати виходячи з технічної, а не експлуатаційної продуктивності екскаватора.

Технічна продуктивність екскаватора Π_e , $\text{м}^3/\text{год}$, визначається за формулою

$$\Pi_e = \frac{60 \cdot q \cdot K_H}{t}; \quad (1.27)$$

а продуктивність автосамоскида Π_a , $\text{м}^3/\text{год}$, за формулою

$$\Pi_a = \frac{60 \cdot V_0}{T_0 + N_k \cdot t} = \frac{60 \cdot N_k \cdot q \cdot K_H}{T_0 + N_k \cdot t}, \quad (1.28)$$

де q – місткість ковша екскаватора, м^3 ;

K_n – коефіцієнт наповнення ковша ґрунтом у щільному тілі;
 t – тривалість робочого циклу екскаватора, хв;
 V_o – корисна місткість кузова самоскида, м³;
 N_k – кількість ковшів екскаватора на кузов автосамоскида;
 T_o – тривалість рейсу автосамоскида без часу його навантаження, але обов'язково з урахуванням маневрування та очікування навантаження, хв.

Звідси кількість самоскидів, необхідних для обслуговування екскаватора, N , шт., становить

$$N = \frac{P_e}{P_a} = 1 + \frac{T_o}{N_k \cdot t}. \quad (1.29)$$

З формули (1.29) випливає, що під навантаженням завжди стоїть автосамоскид, і екскаватор не простоює, оскільки автосамоскиди безперервно змінюються.

Наведений розрахунок базується на узгодженні роботи головної (екскаватор) і допоміжних машин за ритмом виробничого процесу. Цей ритм забезпечується шляхом створення графіків (розкладу) роботи допоміжних машин.

Але бувають випадки, коли забезпечення високої продуктивності головної машини з узгодженням машин за ритмом є не вигідним. У цьому випадку необхідно створити резерви (наприклад, проміжні запаси матеріалів), які дозволять не допускати технологічних простоїв машин.

1.2.3. Вибір комплектного обладнання

При комплексній механізації обов'язковим є підбір комплектного обладнання. По-іншому неможливо досягнути високої продуктивності як головної машини, так і допоміжних. Наприклад, використання автосамоскидів малої вантажопідйомності для обслуговування потужних екскаваторів ускладнює їх роботу і значно подовжує робочий цикл екскаватора; використання у кар'єрах екскаваторів з невеликою місткістю ковша разом з буровими станками призведе до значних простоїв машин через необхідність розбивання шматка породи.

Розглянемо для порівняння економічність автосамоскидів великої та малої вантажопідйомності при роботі з екскаватором.

Вимоги зменшення вартості виймання і транспортування ґрунту при великих автосамоскидах визначаються за формулою

$$\frac{C_e + C_a^1 \cdot N_1}{\Pi_e^1} < \frac{C_e + C_a^2 \cdot N_2}{\Pi_e^2}, \quad (1.30)$$

де C_e – вартість машино-зміни екскаватора, грн;

C_a^1, C_a^2 – вартість машино-зміни великих і малих автосамоскидів для обслуговування екскаватора, грн;

N_1, N_2 – кількість необхідних великих і малих автосамоскидів для обслуговування екскаватора;

Π_e^1, Π_e^2 – продуктивність екскаватора при автосамоскидах великої та малої вантажопідйомності, м³/зміна.

Згідно з формулами (1.28) та (1.29) нерівність (1.30) можна записати як

$$\frac{t_1}{t_2} < \frac{C_e + C_a^2 \cdot \left(1 + \frac{T_2}{N_k^2 \cdot t_2}\right)}{C_e + C_a^1 \cdot \left(1 + \frac{T_1}{N_k^1 \cdot t_1}\right)}. \quad (1.31)$$

Існуючі типи і марки машин не завжди дозволяють забезпечити відповідну продуктивність головної, допоміжної та підсобних машин змінному потоку робіт. У цих випадках необхідно ретельно аналізувати утворений резерв і підбирати таке поєднання обладнання, при якому будуть простоювати лише підсобні машини.

1.2.4. Раціональна організація технологічного процесу

При проектуванні продуктивності машини велике значення має організація робіт, що прийнята. Раціональна організація процесу зазвичай забезпечує *максимальну продуктивність машини*.

Наприклад, розглянемо визначення оптимальних розмірів скреперних відвалів. Ці відвали у поперечному перетині зазвичай

мають форму трапеції, а при проектуванні виникає потреба визначення їх висоти і ширини.

Визначимо розміри відвалу, при яких досягається мінімальна тривалість циклу роботи скрепера, а отже, і найбільша його продуктивність.

Тривалість циклу роботи скрепера T_2 , с, аналітично можна подати у вигляді двох доданків – одного, який не залежить від розмірів відвалу (наприклад, час копання ґрунту, розвантаження ковша та інші), і другого, який є функцією висоти H , м, і середньої ширини B_0 , м, відвалу. Розглянемо тільки другий доданок, який із достатньою точністю можливо записати так:

$$T_2 = \frac{B_0}{V_0} + \frac{H}{i \cdot V_B}, \quad (1.32)$$

де V_0 та V_B – швидкості руху скрепера по відвалу та виїздах на відвал, м/с;

i – підйом (уклон) виїзду на відвал.

Позначивши площу перетину виїмки, яка відривається, S , м², а коефіцієнт розпушення ґрунту у відвалі $k_{роз}$, для випадку однобічного розташування відвалу маємо

$$B_0 = \frac{k_{роз} \cdot S}{H}. \quad (1.33)$$

Підставляючи значення B_0 у рівняння (1.32), знаходимо T_2 , с ,

$$T_2 = - \frac{k_{роз} \cdot S}{H \cdot V_0} + \frac{H}{i \cdot V_B}. \quad (1.34)$$

Функція T_2 має мінімум при значенні H , коли вона перетворює її першу похідну у нуль, тобто

$$\frac{dT_2}{dH} = \frac{k_{роз} \cdot S}{H^2 \cdot V_0} + \frac{1}{i \cdot V_B} = 0. \quad (1.35)$$

Звідси раціональна висота відвалу $H_{опт}$, м, визначається як

$$H_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{k_{\text{роз}} \cdot S \cdot i \cdot V_{\text{в}}}{V_0}}. \quad (1.36)$$

Визначивши $H_{\text{опт}}$, м, не важко знайти за формулою (1.33) і раціональну середню ширину відвалу V_0 , м.

Як видно, роботи з відвалоутворювання організовано таким чином, що забезпечується максимальна продуктивність, і природно, що при прийнятих розмірах відвалу приведені витрати будуть мінімальними [4, 6].

Розглянемо приклад, коли раціональна організація технологічного процесу визначається мінімальними приведеними витратами на одиницю продукції.

Розглянемо розробку насипу, при копанні якого і транспортуванні ґрунту автосамоскидами необхідно визначити оптимальну відстань між виїздами. Збільшення відстані між виїздами зменшує їх вартість та збільшує кількість самоскидів (зменшує продуктивність кожної машини), а скорочення відстані між виїздами призводить до зворотних результатів. Оптимальним вважається відстань, при якій забезпечуються мінімальні приведені витрати на 1 м^3 ґрунту.

При перетині ґрунту S , м^2 , відстані між виїздами x , м, і вартості одного виїзду B , грн, вартість виїздів на 1 м^3 виїмки E_1 , грн, складає

$$E_1 = \frac{B}{S \cdot x}. \quad (1.37)$$

Кількість самоскидів N , шт, визначаємо за формулою

$$N = \frac{T}{t_{\text{нав}}}, \quad (1.38)$$

де T – тривалість рейсу самоскида, с;

$t_{\text{нав}}$ – час навантаження самоскида екскаватором, с.

Тривалість рейсу при переміщенні самоскида згідно зі схемою (рис. 1.4) складає

$$T = t_k + \frac{3,6 \cdot x \cdot (2 + 0,5 \cdot 2)}{V_c} = t_k + \frac{10,8 \cdot x}{V_c}, \quad (1.39)$$

де V_c – швидкість руху самоскида по виїзці та відвалах, км/год;
 t_k – незалежна від x складова тривалості рейсу (навантаження, розвантаження з маневруванням, очікування, час руху по виїздах), с.

У дужках формули (1.39) наведена кількість рейсів самоскида вздовж фронту.

Продуктивність екскаватора у зміну $\Pi_{зм}$, m^3 , можливо визначити за формулою

$$\Pi_{зм} = \frac{a' \cdot V_0}{t_{нав}}, \quad (1.40)$$

де a' – робочий час зміни, с;

V_0 – корисна місткість кузова автосамоскида, m^3 ;

$t_{нав}$ – час навантаження самоскида екскаватором, с.

Визначивши через C_a вартість машино-зміни самоскида, грн, записуємо вартість транспортування $1 m^3$ ґрунту, який вийнятий з насипу E_2 , грн,

$$E_2 = \frac{C_a \cdot N}{\Pi_{зм}}. \quad (1.41)$$

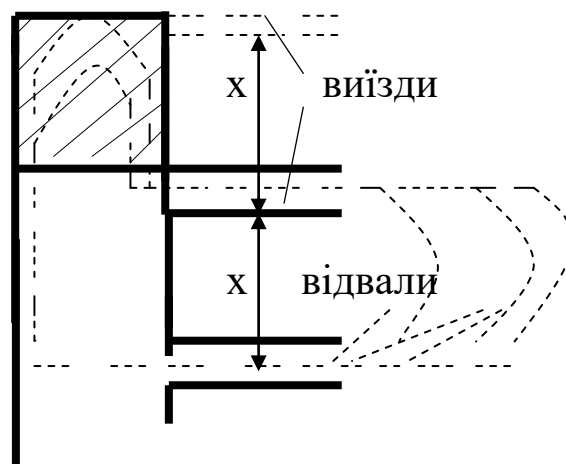


Рис. 1.4. До розрахунку відстані між виїздами

З формул (1.38), (1.40) та (1.41), можна отримати таке значення E_2 , грн/м³:

$$E_2 = \frac{C_a \cdot T}{a' \cdot V_0}. \quad (1.42)$$

Згідно з формулами (1.42) та (1.39) E_2 можна визначити як

$$E_2 = \frac{C_a}{a' \cdot V_0} \left(t_k + \frac{10,8 \cdot x}{V_c} \right). \quad (1.43)$$

Окупність капітальних вкладень на 1 м³ ґрунту, грн,

$$E_3 = \frac{K_{\text{еф}} \cdot N \cdot K}{\Pi_{\text{зм}} \cdot n_3}, \quad (1.44)$$

де $K_{\text{еф}}$ – коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;
 K – вартість самоскида, грн;
 n_3 – кількість робочих змін у році;
 $\Pi_{\text{зм}}$ – продуктивність екскаватора у зміну, м³/зміна;
 N – кількість автосамоскидів.

Із формул (1.38)–(1.40) та (1.44) маємо, що

$$E_3 = \frac{K_{\text{еф}} \cdot K}{a' \cdot V_0 \cdot n_3} \left(t_k + \frac{10,8 \cdot x}{V_c} \right), \quad (1.45)$$

Таким чином, приведені витрати E на 1 м³ розробки ґрунту за елементами витрат, які залежать від відстані між виїздами x , м, згідно з формулами (1.37), (1.43) та (1.45) будуть

$$E = f(x) = E_1 + E_2 + E_3 = \frac{C_1}{x} + C_2 \cdot x + C_3, \quad (1.46)$$

де

$$C_1 = \frac{B}{S}; \quad (1.47)$$

$$C_2 = \frac{10,8 \cdot C_a}{a' \cdot V_0 \cdot V_c} + \frac{10,8 \cdot K_{\text{еф}} \cdot K}{a' \cdot V_0 \cdot V_c \cdot n_3}; \quad (1.48)$$

$$C_3 = \frac{t_k \cdot C_a}{a' \cdot V_0} + \frac{K_{e\phi} \cdot K \cdot t_k}{a' \cdot V_0 \cdot n_3}. \quad (1.49)$$

Для визначення мінімуму величини E візьмемо першу похідну $\frac{de}{dx}$ та прирівняємо її до нуля

$$\frac{de}{dx} = C_2 - \frac{C_1}{x_2} = 0, \quad (1.50)$$

тоді

$$x_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{C_1}{C_2}}, \quad (1.51)$$

чи у розгорнутому вигляді для нашої задачі з урахуванням рівноцінності результатів техніко-економічних розрахунків

$$x_{\text{опт}}^{\text{ок}} = (\tau \pm \sqrt{\tau^2 - 1}) \sqrt{\frac{B \cdot a' \cdot V_0 \cdot V_c \cdot n_3}{10,8 \cdot S \cdot (C_a \cdot n_3 + K_{e\phi} \cdot K)}}. \quad (1.52)$$

З формули (1.52) випливає, що оптимальна відстань між виїздами збільшується (тобто необхідно використовувати більшу кількість самоскидів) із зростанням швидкості руху машин і вартості будівництва виїздів, а зменшується при зростанні перетину насипу, вартості самоскида та його машино-зміни.

Визначивши значення $x_{\text{опт}}$, неважко підрахувати тривалість рейсу T_0 , с,

$$T_0 = t_k + \frac{10,8 \cdot x_{\text{опт}}}{V_c}, \quad (1.53)$$

а потім і змінну продуктивність автосамоскида $\Pi_{\text{зм.а}}$, м^3 ,

$$P_{\text{зм.а}} = \frac{a' \cdot V_0}{T_0}. \quad (1.54)$$

Ця продуктивність може бути названа *оптимальною продуктивністю додаткової машини* (автосамоскида). Для ведучої (головної) машини (екскаватора) потрібно, як вказувалося вище, забезпечити її максимальну продуктивність.

1.2.5. Оптимізація роботи комплекту машин

Для оптимальної організації комплекту машин (наприклад, екскаваторів та автосамоскидів) необхідно визначити, по-перше, максимальну продуктивність ведучих машин, яка досягається найкращою організацією роботи, і, по-друге, мінімальні в цих умовах приведені витрати на 1 м^3 ґрунту, який розробляється, з урахуванням стохастичності виробничого процесу [6, 7, 8].

Відомо, що ритмічне виробництво завжди більш ефективне, ніж неупорядковане, випадкове. Значне збільшення продуктивності екскаваторів досягається за рахунок введення жорсткого розкладу пересування автосамоскидів. Крім того, практикою доведено, що найбільш прогресивна організація праці – використання збільшених бригад з прикріпленими до них машинами.

Розглянемо вимоги оптимальної організації роботи з урахуванням імовірнісних порушень розкладу самоскидами. Оскільки екскаватор є ведучою машиною, будемо вважати, що при його роботі виконується увесь технологічний процес, а при простої він переривається і допускаються значні економічні втрати. При детермінованому підході до задачі кількість самоскидів $N_{\text{дет}}$, шт., визначається згідно з формулою

$$N_{\text{дет}} = 1 + \frac{T}{t_{\text{нав}}}, \quad (1.55)$$

де T – тривалість рейсу самоскида без урахування часу його навантаження $t_{\text{нав}}$, хв.

Формула (1.55) справедлива, якщо усі параметри процесу постійні у часі.

Якщо рух самоскидів не регулюється, то потік самоскидів набуває випадкового характеру, а при роботі за розкладом цей потік буде наближатися до рівномірного. Рух самоскидів частково упорядковує і робота екскаватора. Припустимо, що самоскиди підходять до екскаватора неупорядковано, і в результаті цього утворюється невеличка черга. Однак від екскаватора самоскиди будуть відходити через рівні інтервали часу (необхідні для навантаження), і, таким чином, вихідний потік самоскидів вже буде рівномірним, упорядкованим.

Прийmemo, що відхилення часу рейсу від середнього, який задано розкладом, підкорюється нормальному закону розподілення імовірностей із середньоквадратичними відхиленнями σ . Тривалість навантаження самоскида, який підійшов до екскаватора, є постійною величиною $t_{\text{нав}}$, оскільки розкид часу навантаження (за статистичними даними) є надто малим порівняно з розкидом часу рейсу T , тобто $\sigma \geq \sigma_{\text{нав}}$.

Розклад руху складено так, що самоскид повинен підходити до екскаватора за час ΔT до навантаження (страховий запас). Для визначення вимог оптимальної організації роботи машин введемо такі позначення: τ – час відхилення рейсу від розкладу (при запізненні самоскида він додатний, при прибутті раніше розкладу – від'ємний); c_1, c_2 – вартість простоїв екскаватора та автосамоскида, грн/год; $p_1 = f_1(\tau)d\tau$ – імовірність того, що самоскид запізнюється стати під навантаження і час запізнювання буде $\tau - \Delta T$; $p_2 = f_2(\tau)d\tau$ – імовірність того, що самоскид прибуде раніше і йому доведеться очікувати навантаження протягом часу $\Delta T - \tau$. Тоді загальні втрати S від простою екскаватора та самоскидів з урахуванням того, що простій екскаватора викликає простій усіх самоскидів, будуть

$$S = (c_1 + c_2 \cdot N) \cdot \int_{\Delta T}^{\infty} (\tau - \Delta T) f_1(\tau) d\tau + c_2 \cdot \int_{-\infty}^{\Delta T} (\Delta T - \tau) f_2(\tau) d\tau. \quad (1.56)$$

Формула (1.56) аналогічна формулі для визначення збитків із теорії запасів: простій автосамоскидів біля екскаватора однаковий зі збитками від залежування сировини, а очікування екскаватора - зі збитками від простою підприємств через відсутність сировини. Збитки будуть мінімальними, якщо похідну

від них за величиною простою самоскида ΔT прирівняти до нуля: $\frac{dS}{d(\Delta T)} = 0$. При цьому імовірність простою (у даному випадку екскаватора) буде

$$P_1 = \frac{C_2}{C_1 + C_2 \cdot (N + 1)}. \quad (1.57)$$

Оскільки імовірність відхилення прибуття самоскидів від розкладу розподілена за нормальним законом, маємо

$$p(\tau) = \left(\frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \right) e^{-\frac{\tau^2}{2\sigma^2}}, \quad (1.58)$$

а імовірність того, що відхилення буде більше ΔT (тобто є можливість простою екскаватора), визначається за формулою

$$\frac{C_2}{C_1 + C_2 \cdot (N + 1)} = \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \int_{\Delta T}^{\infty} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx, \quad (1.59)$$

при виконанні якої одержуємо оптимальний час випередження прибуття самоскидів (за теорією запасів – оптимальний страховий запас) під навантаження і необхідну кількість самоскидів N , шт. [8, 9]

$$N = 1 + \frac{(\tau + \Delta T)}{t_{\text{нав}}}. \quad (1.60)$$

Наведемо приклад визначення необхідної кількості самоскидів згідно з теорією імовірності (приклад 1.3).

ПРИКЛАД 1.3 (практичне заняття 3). Розрахунок необхідної кількості самоскидів за допомогою теорії імовірності

Підрахуємо необхідну оптимальну кількість самоскидів при транспортуванні вантажів на відстань $L = 4$ км, швидкості руху самоскидів $V = 20$ км/год, середньому часі руху

$t_{\text{сер}} = 24 \text{ хв} \left(\frac{2 \cdot L}{V} \right)$, часі розвантаження, $t_{\text{роз}} = 6 \text{ хв}$ і часі навантаження самоскида з урахуванням маневрів при навантаженні $t_{\text{нав}} = 5 \text{ хв}$.

Тривалість рейсу **T, хв**, визначаємо за формулою

$$T = t_{\text{сер}} + t_{\text{роз}} = 24 + 6 = 30.$$

Кількість самоскидів (при детермінованому розрахунку) згідно з формулою (1.55)

$$N_{\text{дет}} = 1 + \frac{30}{5} = 7 \text{ шт.}$$

На підставі спостережень встановлено, що максимальний розкид часу рейсу складає 50 % його тривалості, тобто $0,5 \cdot T = 0,5 \cdot 30 = 15 \text{ хв}$. Дисперсія часу розкиду (за правилами «трьох сигм») [8] буде, хв,

$$\sigma = \frac{15}{3} = 5.$$

Вартість простою одного самоскида - одна умовна вартісна одиниця (C_2), а вартість простою екскаватора - шість умовних вартісних одиниць (C_1). Розрахунок ведемо методом ітерації, починаючи зі значення $N = N_{\text{дет}}$. Тоді оптимальна імовірність простою екскаватора за формулою (1.57) буде

$$p_1 = \frac{1}{6 + 1 \cdot (7 + 1)} = 0,0715.$$

Якщо позначити $\frac{x}{\sigma} = z$, то інтеграл імовірності буде

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{\Delta T/\sigma}^{\infty} e^{-\frac{z^2}{2}} dz = 0,0715.$$

Для використання стандартної функції Лапласа необхідно привести значення p_1 до можливості використання його у таблицях Лапласа, тобто $(0,5 - 0,0715 = 0,4285)$, звідки $\Delta T / \sigma = 1,465$, а $\Delta T = 5 \cdot 1,465 = 7,325$ [9].

Оптимальна кількість самоскидів N , шт., за формулою (1.60) з округленням до більшого цілого буде

$$N = 1 + \frac{(30 + 7,325)}{5} = 8,465 \cong 9.$$

Теорія імовірності в даному прикладі використовується з урахуванням організованого процесу роботи машин. Наведена методика може використовуватися і для інших комплектів будівельних машин за умовами введення жорсткого розкладу (графіка) їх роботи.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 1

Для сучасних будівельних машин характерними рисами є:

- зростання потужностей, які визначаються їх оптимальністю;
- використання гідропровода;
- уніфікація машин.

Суттєве значення має загальний науково-технічний рівень створення машин, а також технологічні й організаційні фактори комплексної механізації, які суттєво впливають на ефективність будівельних машин, а відповідно, на економічність їх використання.

Недооцінка цих факторів може призвести до помилкової оцінки технічних можливостей машини.

До цих факторів слід віднести:

- вибір машин;
- забезпечення максимальної продуктивності ведучої машини;
- підбір комплектного обладнання;
- раціональну організацію технологічного процесу;
- оптимізацію роботи комплексу машин.

2. Машини для будівництва

2.1. Характеристика будівельного автотранспорту

Кожний процес будівельного виробництва, як правило, включає до себе транспортні операції. Наприклад, при спорудженні залізобетонних споруд необхідно спочатку транспортувати на заводи будівельної індустрії цемент, щебінь, пісок і метал, а потім із підприємств на будівельний майданчик – готові вироби. Значною мірою транспортними є і земляні роботи, оскільки вони завжди пов'язані з переміщенням земляних мас.

Автомобільний транспорт у будівництві характеризується такими чотирма особливостями:

- інтенсивність його використання залежить від терміну виробництва і обсягу будівельно-монтажних робіт, земляних робіт та інше; при проектуванні організації цих робіт слід прагнути зменшити нерівномірність завантаження будівельного транспорту;

- звичайно вантажопотоки мають односторонній напрям – транспортні засоби доставляють на будівництво матеріали і вироби, а звідти повертаються порожніми; у деяких випадках можна суміщати перевезення вантажів з вивезенням ґрунту з будівельного майданчика;

- транспортування вантажів проводиться на короткі відстані, звичайно становлячи для зовнішніх перевезень 10...15 км, а для внутрішніх 2...3 км;

- необхідність спеціалізації транспортних машин, наприклад для земляних робіт – самоскиди; для бетонних заводів – цементовози; для багатопанельного будівництва – панелевози, фермовози та інше.

До сучасних автомобілів висуваються такі вимоги: максимальна технічна швидкість при перевезенні вантажів (динамічність); відносно невелика питома витрата пального (паливна економічність); легкість і точність управління машиною (керованість); опірність перекиданню, ковзанню і занесенню (стійкість); можливість руху у важких дорожніх умовах (прохідність); безвідмовна робота тривалий час у нормальних умовах експлуатації (довговічність і надійність); відносно

невеликі витрати на підтримку і відновлення працездатності машини (ремонтпридатність).

Крім виконання цих звичайних умов, автомобілі, які використовуються у будівництві, повинні бути простими за конструкцією і дуже зручними в управлінні, маючи на увазі, що їм потрібно працювати у важких виробничих умовах; високоманевреними, щоб працювати в обмежених умовах будівельних майданчиків; міцними, особливо рами, підвіски і кузови; нарешті, як правило, спеціалізованими, тобто пристосованими для перевезення певних видів будівельних конструкцій і матеріалів.

Автомобілі і тягачі для будівництва за технологічним призначенням можуть бути поділені на три групи: тягові для транспортування насипних вантажів; спеціалізовані машини для транспортування будівельних конструкцій, довгомірних матеріалів, порошкоподібних вантажів і важкого устаткування.

На рис. 2.1 наведена класифікація автомобілів і тягачів для будівництва. В основу цієї класифікації покладено технологічне призначення машин і їх конструктивні схеми, які зроблені з урахуванням транспортування будівельних вантажів.

До класифікації увійшли тролейвози, тобто електросамоскиди, які одержують живлення від контактних приводів, і дизель-тролейвози, які мають також допоміжну дизель-генераторну установку для відходу від контактної мережі.

Тролейвозний і дизель-тролейвозний транспорт можна застосовувати тільки там, де є дешева електроенергія і постійна траса, наприклад, кар'єр — завод, залізнична станція — крупне зосереджене будівництво. За кордоном (у США) тролейвозний транспорт почали застосовувати на три роки пізніше, ніж в СНГ — після публікації в наших журналах результатів роботи цього нового виду промислового транспорту [10].

2.2. Конструктивні особливості автомобілів для будівництва

Закордонні автосамоскиди для масових земляних робіт характеризуються:

- великою вантажопідйомністю, що пояснюється збільшенням відстані перевезень і застосуванням потужних навантажувальних машин;

- потужними двигунами внутрішнього згорання (як правило, дизельними), які відрізняються високою надійністю і здатністю до роботи у важких експлуатаційних умовах;

Машини для будівництва

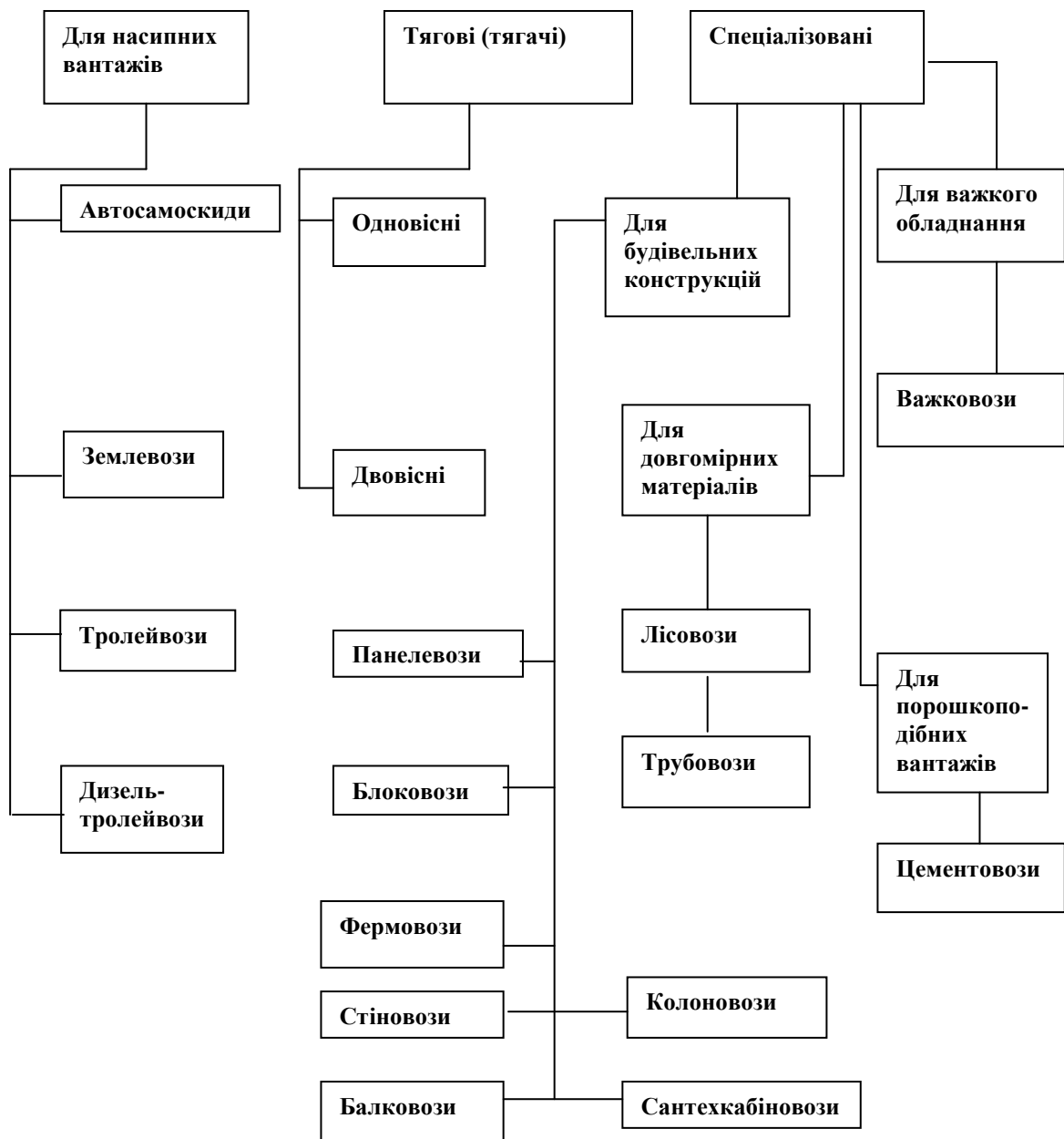


Рис. 2.1. Класифікаційна схема машин для будівництва

- застосуванням полегшених кузовів спеціальної конструкції (з особливо міцних легованих сталей і алюмінієвих сплавів), які відрізняються високою абразивністю;
- гідропневматичною підвіскою для зниження динамічних навантажень на вузли конструкції і трансмісії;
- використанням безкамерних одинарних і здвоєних шин, як правило, високого тиску з багат шаровим нейлоновим кордом;
- застосуванням високонадійних гальмівних систем для реалізації великих зусиль і безпеки руху у важких дорожніх умовах;
- створенням комфортності для роботи водіїв;
- використанням трансмісій (рис. 2.2, а): гідромеханічних для вантажопідйомності 30...50 т і дизель-електричних для вантажопідйомності 77...180 т з мотор-колесами, як правило, з колесною формулою 4 x 2, тобто чотириколісні з двома ведучими колесами.

Технічну продуктивність автомобіля $\Pi_{\text{тех}}$, т/год, визначаємо як

$$\Pi_{\text{тех}} = \frac{Q}{\frac{2L}{V_{\text{ср}}} + (t_{\text{нав}} + t_{\text{розв}}) \cdot Q}, \quad (2.1)$$

де L – довжина транспортування, км;

$V_{\text{ср}}$ – середня швидкість руху, км/год;

Q – вантажопідйомність, т;

$t_{\text{нав}}, t_{\text{розв}}$ – час на навантаження і розвантаження 1 т вантажу, год.

Витрати часу на транспортування 1 т вантажу $a_{\text{т}}$ визначаємо як

$$a_{\text{т}} = \frac{1}{\Pi_{\text{тех}}} = \frac{2L}{Q} + t_{\text{нав}} + t_{\text{розв}}. \quad (2.2)$$

Отже, для того щоб із збільшенням довжини транспортування L витрати часу збільшувалися як можна менше, слід застосовувати автомобілі більшої вантажопідйомності. При

цьому істотно знижується вартість перевезення 1 т вантажу $C_{п}$ (рис. 2.2, б).

На рис. 2.3 наведені графіки, які ілюструють, що кожна вантажопідйомність автомобілей має свою оптимальну потужність, яка забезпечує мінімальну вартість перевезень $C_{п}$.

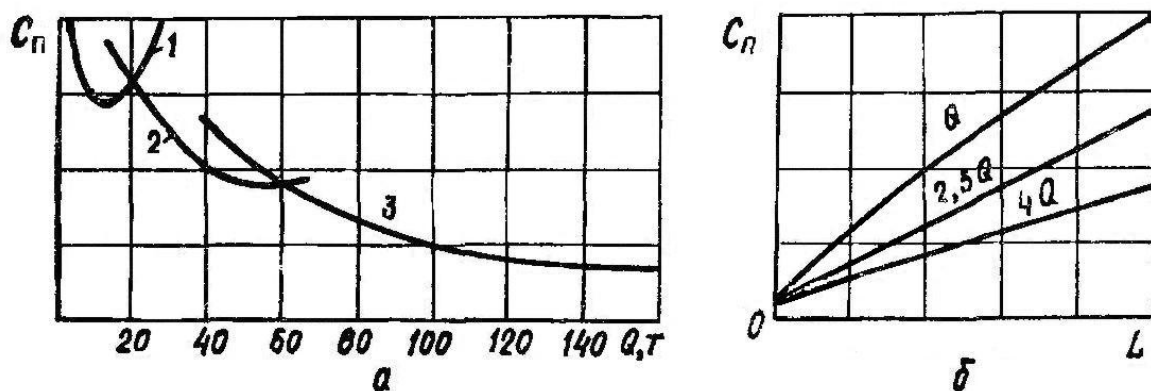


Рис. 2.2. Залежності вартості перевезень: а – від типу трансмісії (за Р.Н. Паращенком): 1 – механічної; 2 – гідромеханічної; 3 – електричної; б – від дальності при різних вантажопідйомності (за С.Е. Канторером)

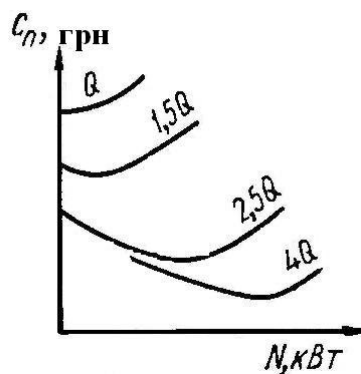


Рис. 2.3. Оптимальні потужності автосамоскидів при вантажопідйомності Q (за М.Г. Потаповим)

Основними показниками автосамоскидів є коефіцієнт тари λ , тобто відношення маси порожньої машини до її вантажопідйомності (G_0/Q) , і питома потужність, тобто

відношення потужності двигуна до повної маси машини

$$\left(a_0 = \frac{N}{(Q + G_0)}\right), \text{кВт/т.}$$

На рис. 2.4 на прикладі сучасних конструкцій автосамоскидів показана залежність потужності двигуна N , маси автомобіля G_0 і значень λ і a_0 від вантажопідйомності автосамоскида Q . Як видно з графіків, потужність N майже прямо пропорційна вантажопідйомності, а коефіцієнт тари λ та питома потужність a_0 зменшуються зі збільшенням вантажопідйомності.

При складанні графіків (рис. 2.4) і аналогічних їм графіків використовувалися дані ряду зарубіжних машин. Ці графіки характеризують тільки загальні тенденції їх розвитку.

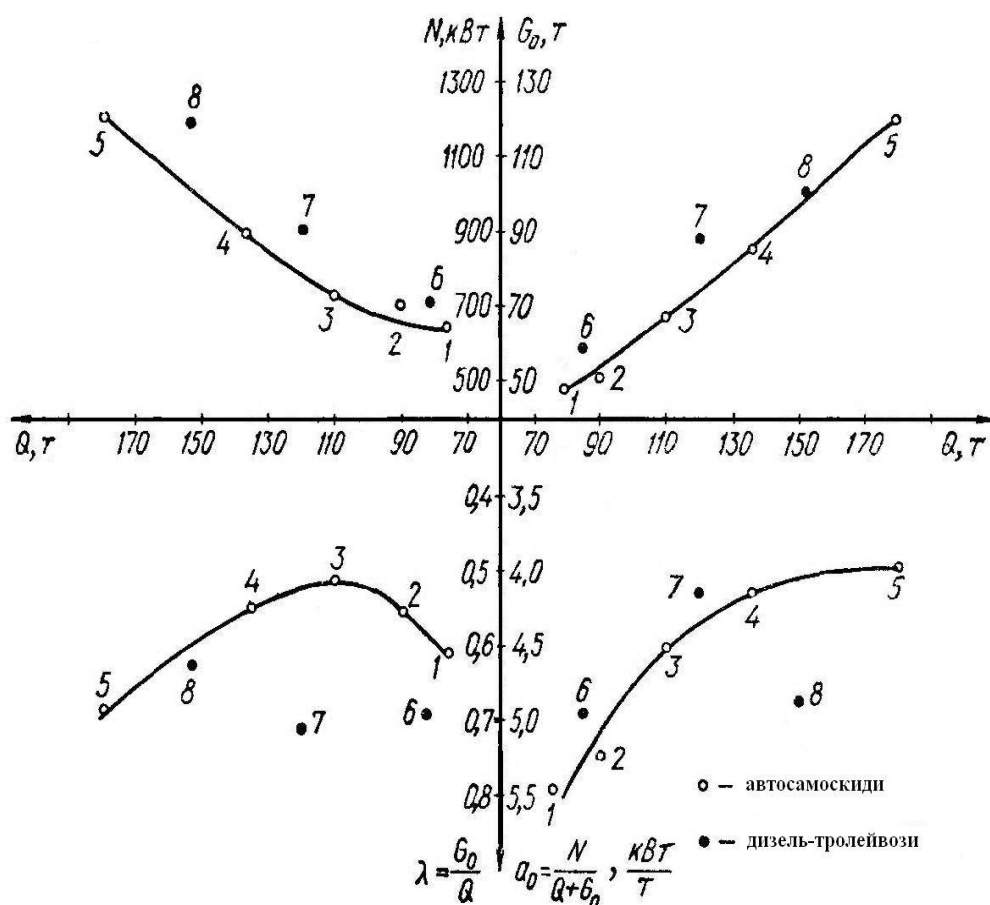


Рис. 2.4. Основні параметри автосамоскидів: 1...5 – США; 6 – Японії

Вдосконалення зарубіжних автосамоскидів пов'язано з застосуванням електромотор-колес.

Мотор-колеса (рис. 2.5), по-перше, істотно спрощують конструкцію машини (виключається складна трансмісія автомобіля) і, по-друге, підвищують прохідність машини, оскільки дають можливість конструктивно просто зробити усі колеса машини ведучими.

Застосування у мотор-колесах двигунів постійного струму послідовного збудження, які одержують живлення від дизель-генераторної установки, забезпечує постійну роботу дизеля в найкращому режимі, оскільки необхідний діапазон швидкостей визначається електромеханічною характеристикою електродвигунів.

Окрім електричних мотор-колес (рис. 2.5, а), на тягачах застосовуються також гідравлічні мотор-колеса, в яких насос з'єднаний з двигуном, а гідродвигун з редуктором вбудований у маточини колеса. На рис. 2.5, б показано гідравлічне мотор-колесо в зборі, а також вбудований у нього привод, що складається з гідродвигуна і дискового гальма.

Мотор-колеса приєднуються до загальної гідросистеми машини за допомогою гнучких шлангів. При цьому можуть бути різноманітні схеми з'єднань колес і управління ними.

Наприклад, мотор-колеса чотириколісної машини можуть мати сім схем з'єднання (рис. 2.5, в). Схема А дозволяє отримати систему ходу за своїми функціональними якостями, аналогічну звичайній системі ходу з механічною трансмісією. При цьому просто вирішуються питання блокування коліс між собою. Схема Б за своїми функціональними якостями аналогічна гусеничному ходу. При цій схемі машина розвертається або навкруги одного з бортів, коли два колеса одного борту зупинено, а два інших обертаються, або навкруги вертикальної осі машини, коли колеса різних бортів обертаються в різні боки. Схема В дозволяє найбільш просто вирішувати питання взаємозв'язку роботи коліс при русі на повороті. За необхідності ці схеми можуть бути використаними в одній гідросистемі. Машина, яка оснащена такою системою ходу, має найширшу функціональну нагоду, отримати яку при механічній трансмісії практично неможливо.

Колеса можна встановлювати у вертикальній площині так, щоб пристосуватися до умов дороги (схеми Г і Д); у горизонтальній площині – так, щоб отримати такі схеми управління колесами, які дають плоскопаралельне переміщення машини (схема Е) або підвищену прохідність (схема Ж) [11].

Двовісні тягачі призначені для навішування на них навантажувального, бульдозерного та іншого устаткування. Застосовуються також одновісні тягачі, призначені для агрегування з напівпричіпними землевозами, скреперами, панелевозами й іншими машинами.

Тягачі використовуються також для важковозів різних типорозмірів з причепами від 5 т і зі збільшенням числа осей і допустимого навантаження на вісь до 360 т. Важковоз з двовісним сидельним тягачем має розсувну платформу завдовжки 15 м. Стабілізація вантажу на платформі забезпечується траверсою, яка переміщується з пристосуванням, що затискається.

Для вдосконалення процесу навантаження важких штучних вантажів застосовуються бічні перенавантажувачі, які змонтовані на автомобілях і напівпричепках (рис. 2.6), і автомобілі-самонавантажувачі зі змінними кузовами з устаткуванням для їх заміни (рис. 2.7) [11].

Для виключення дії на навколишнє середовище шкідливих токсичних газів ведуться інтенсивні дослідження для створення економічних електромобілів, тобто автомобілів, що приводяться до руху від акумуляторних батарей (рис. 2.8). На сьогодні електромобіль, перевагою якого також є безшумна робота, має істотні недоліки – малий запас ходу (вимагає часті зарядки акумуляторних батарей) і велику масу.

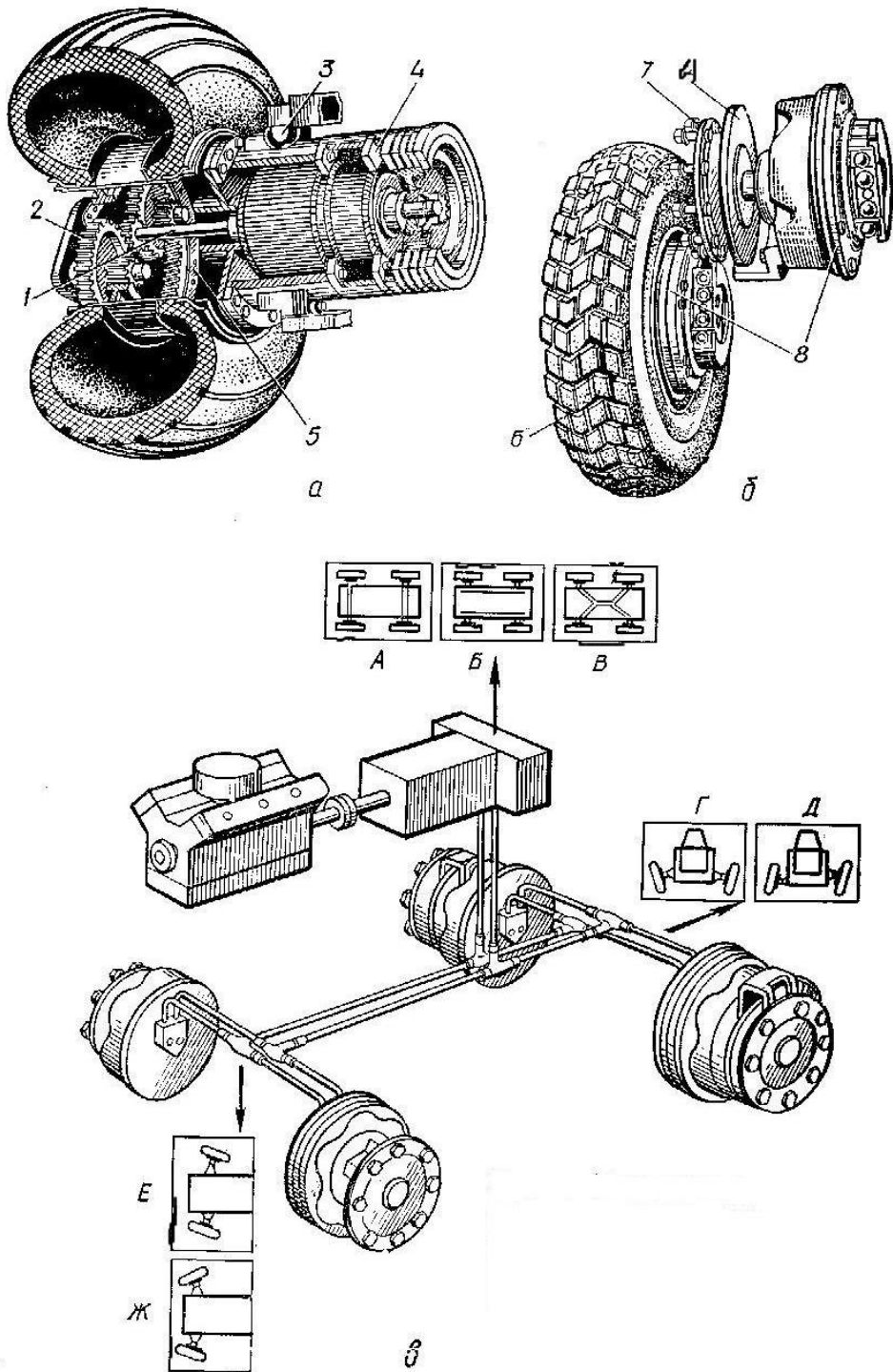


Рис. 2.5. Мотор-колеса: а – електричне мотор-колесо;
 б – гідравлічне мотор-колесо; в – схеми з'єднання і управління гідромотор-колесами; 1 – вал електродвигуна; 2 – редуктор;
 3 – цапфи; 4 – гальма дискові; 5 – венець колеса; 6 – шина;
 7 – фланець для приєднання двигуна до ступиці колеса; 8 – гідродвигун

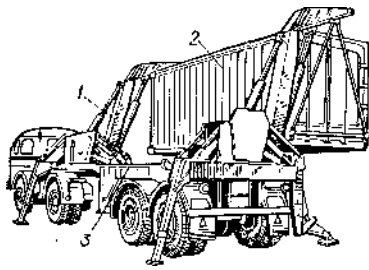


Рис. 2.6. Навантаження 20-тонного контейнера на напівпричеп, який обладнаний бічним перенавантажувачем (Німеччина):
1 – перенавантажувач; 2 – контейнер; 3 – напівпричеп

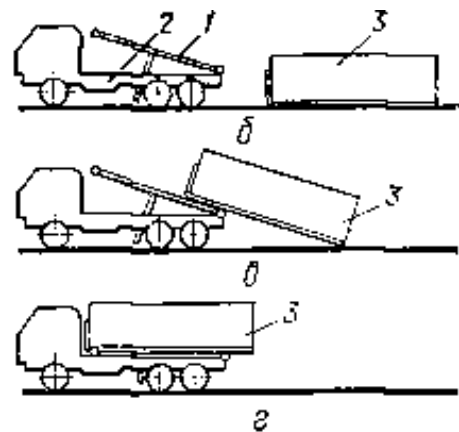
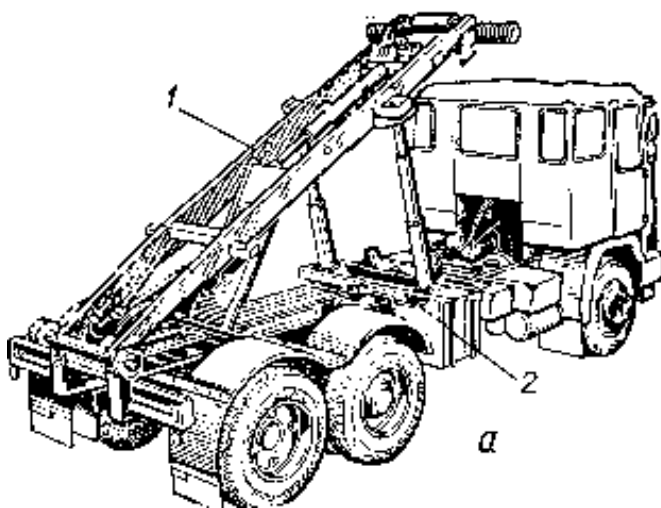


Рис. 2.7. Автомобіль-самоавантажувач (Фінляндія):
а – загальний вигляд; б – підхід автомобіля до кузова;
в – початок насування кузова; г – закінчення навантаження;
1 – нахильна рама; 2 – шасі; 3 – кузов

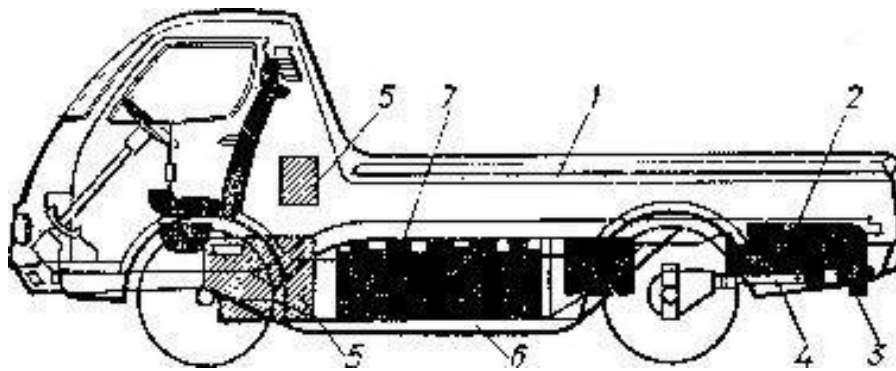


Рис. 2.8. Схема пристрою перспективного вантажного малотоннажного електромобіля (Японія): 1 – вантажна платформа; 2 – тяговий електродвигун; 3 – редуктор; 4 – карданний вал; 5 – система управління; 6 – рама електромобіля; 7 – блоки акумуляторних батарей

2.2.1. Самоскиди

Самоскиди використовуються для перевезення навалочних, сипких чи інших вантажів, які пристосовані для такого розвантаження, яке проводиться за допомогою їх опрокидування з кузова [12–38].

Хоча вантажопідйомність самоскида менше, ніж в аналогічних вантажівок із фіксованою вантажною платформою (рис. 2.9) [12], проте самоскиди більш корисні через скорочення часу на розвантаження. Самоскиди відрізняються за способом розвантаження на заднє, бокове, двостороннє та універсальне розвантаження на всі боки.



Рис. 2.9. Самоскид FAW SA 3252 (із вантажною платформою)

Дорожні самоскиди (рис. 2.10) – це самоскиди, які призначені для доріг загального використання. Такі самоскиди випускають практично усі виробники вантажної техніки. Ці машини використовуються в будівництві, ремонті, комунальному господарстві, а також при добуванні корисних копалин. Звичайно вони мають від 2 до 4 осей і вантажопідйомність у межах 40 т. Однак є і більш значна техніка, так, наприклад, європейські компанії GINAF та TERBERG випускають 5-вісні самоскиди, американські ж виробники (FREIGHTLINER, KENWORTH, WESTERN STAR) доводять їх кількість до 7. Конструкція цих «багатоніжок» дозволяє підіймати (підтискати) до чотирьох осей і пересуватися на тих, що залишилися (зберігають контакт із поверхнею).



Рис. 2.10. Самоскид «Tata DAEWOO» 15 м³, 6x4

Позашляхові (кар'єрні) самоскиди (рис. 2.11) [16, 17, 20, 22, 29] використовуються на відкритій розробці корисних копалин. Через габарити і вагу експлуатація на шляхах загального використання заборонена. Великі моделі доставляються до місця роботи частинами і вже на місці збираються. Найбільш доцільною для важких самоскидів є схема з двома осями, із заднім чи повним приводом і розвантаженням кузова назад. У 1970-ті роки були спроби використовувати тривісні самоскиди, як, наприклад, **TEREX TITAN** та **WABCO 3200B**, але такі схеми у кар'єрах не знайшли свого використання.

Компанія **KRESS** пропонує самоскиди з донним розвантаженням, але це потребує використання спеціального розвантажувального комплексу [19, 36].



Рис. 2.11. Кар'єрний самоскид Liebherr T282B
(вантажопідйомність 363 т) [13]

На сучасних суперважких самоскидах використовується гібридна силова установка – дизельний двигун приводиться в дію за допомогою генератора змінного струму, який живить тягові електродвигуни, що обертають колеса. Гальмівна система, а також сумісна дія гідравліки та електродвигунів виробляють енергію у режимі гальмування. Над створенням електропривода сумісно працюють General Atomics (Terex), General Electric (Komatsu), Siemens (Hitachi, Liebherr, БелАЗ). Осібно стоїть **Caterpillar 797B**, який обходиться без зайвих елементів (генератора й електродвигунів). Цьому сприяє найбільший двигун у світі з тих, що встановлюють на вантажівці CAT 3542B (два сумісних CAT 3512B), 24 циліндри об'ємом 117 л, момент, який крутить, перевищує за 16000 Н·м (запас 22 %). Машина має семи ступінчасту гідромеханічну трансмісію. Гальма гідравлічні.

Найбільша ефективність цих гігантів досягається у використанні в парі з гідравлічним чи тросовим екскаватором, який здійснює навантаження за 3–5 циклів.

Зараз виробництвом кар'єрних самоскидів займається близько 20 компаній. Основну частину ринку, більше 95 %,

складають самоскиди вантажопідйомністю до 40 т [15, 17, 24, 28, 38].

Моделі самоскидів великої вантажопідйомності провідних виробників наведено в табл. 2.1.

Зчленовані самоскиди (із шарнірно-зчленованою рамою Articulated Trucks) використовуються на будівельних і кар'єрних роботах, там, де потрібна підвищена прохідність і маневреність. Тривісні моделі зчленованих самоскидів мають шість ведучих коліс. Більш того, сучасні моделі самоскидів оснащуються вимикачем міжколісного диференціалу.

Основні переваги порівняно з шосейними самоскидами:

- дозволяють вести будівництво в умовах низької прохідності;
- мають малий радіус розвороту і високу маневреність;
- дозволяють вести роботи на обмеженій площині;
- можливість подолання крутих підйомів;
- можливість пересування як по асфальту, так і при відсутності доріг.

Включення у виробничий цикл самоскидів із шарнірно-зчленованою рамою дозволяє з урахуванням усіх вищезгаданих переваг значно скоротити обсяги забудови доріг, знизити обсяги розкривних робіт і тим самим підвищити ефективність проекту.

Далі ми розглянемо модельний ряд кількох закордонних виробників, таких як **VOLVO** (Європа), **CATERPILLAR** (США), **KOMATSU** (Японія), **TEREX** (Європа), **BELL** (Європа). Усі ці компанії входять до списку лідерів на ринку самоскидів із шарнірно-зчленованою рамою (табл. 2.2).

Компанія **VOLVO** (табл. 2.2) стала піонером у виробництві самоскидів із шарнірно-зчленованою рамою і вже протягом 40 років займає ведучі позиції на цьому сегменті ринку. У наш час у лінійці виробника присутні чотири моделі самоскидів, три з яких мають по одній додатковій модифікації. Це моделі A25E (модифікація A25E 4x4), A30E, A35E (модифікація A35E FS) і A40E (модифікація A40E FS) масою від 19,47 до 30,6 т залежно від моделі (рис. 2.12) [13, 14, 34].

Самоскиди **VOLVO**, які обладнані системою FS (Full Suspension) із гідроциліндрами на кожному колесі, поєднують маневреність із високою швидкістю і високим комфортом. Система повної підвіски захищає машину (як із вантажем, так і без нього) від вібрації і ударів при великій швидкості під час руху по нерівній місцевості. У той же час збільшується рівень безпеки при транспортуванні вантажу за рахунок надійного зчеплення коліс із ґрунтом.



Рис. 2.12. Самоскид із шарнірно-зчленованою рамою фірми **VOLVO A30E1**

До особливостей машин **VOLVO** можна віднести: наявність силової передачі власного виробництва компанії, яка дозволяє знизити втрати потужності і продовжити строк служби; легкість в обслуговуванні (відсутність точок щоденного обслуговування); посилені рами і шасі; борти із високоякісної сталі 400 НВ.

Самоскиди з шарнірно-зчленованою рамою VOLVO

Технічні характеристики	A25E	A30E	A35E	A40E
Потужність двигуна, кВт/к.с.	224 / 305	252 / 343	313 / 426	350 / 476
Максимальна швидкість, км/год	53	53	57	57
Місткість (SAE із «шапкою» 2:1), м ³	15,0	17,5	20,5	24,0

Компанія **CATERPILLAR** (табл. 2.3) до виробництва цієї групи самоскидів приступила у 1985 році. Зараз компанія представляє на ринку самоскидів із шарнірно-зчленованою рамою чотири основні моделі, дві з яких мають по одній додатковій модифікації. Це моделі 725, 730 (модифікація 735 Ejector), 735 і 740 (модифікація 740 Ejector) масою від 22,73 до 35,27 т залежно від моделі (рис. 2.13).



Рис. 2.13. Самоскид із шарнірно-зчленованою рамою фірми CATERPILLAR 725

Машини модифікації Ejector обладнані системою «примусового розвантаження», яка дозволяє проводити розвантаження самоскида під час руху. Така система забезпечує більш рівномірне розподілення вантажу у кузові, що сприяє зниженню витрат пального і питомих витрат на обробку 1 т вантажу, енергетичних навантажень у процесі експлуатації і кількості додаткових транспортних засобів для вирівнювання ґрунту.

Надійний, невеликий і широкий кузов самоскидів **CATERPILLAR**, триточкова передня підвіска з великим ходом поршня циліндрів низького тиску, відмінне зчеплення при будь-яких умовах, проста конструкція самоскида (легкість в обслуговуванні) – все це характерні особливості машин **CATERPILLAR** [17, 33, 35, 46].

Таблиця 2.3

Самоскиди з шарнірно–зчленованою рамою **CATERPILLAR**

Технічні характеристики	725	730	735	740
Потужність двигуна, кВт/к.с.	209 / 280	228 / 305	272 / 365	309 / 475
Максимальна швидкість, км/год	51	51	55,9	55,7
Місткість (SAE із «шапкою» 2:1), м ³	14,4	16,9	24,3	22,9

Компанія **KOMATSU** (табл. 2.4) пропонує 3 моделі самоскидів із шарнірно-зчленованою рамою, які виробляються на заводі у місті Моока (50 км від Токіо) у Японії. Моделі НМ-300, НМ-350 і НМ-400 мають експлуатаційну масу 22,5, 28,55 та 30,3 т відповідно. Самоскиди обладнані рамою коробчастого перетину і кузовами великої ємкості з товстої сталі, яка стійка до зносу і має твердість за Бринелем НВ 400 (рис. 2.14).

У конструкції самоскидів **KOMATSU** використовується гідропневматична підвіска із жорсткою рамою. На передньому мосту використовується підвіска типу «Де Діон», яка забезпечує більш плавне подолання перешкод. Задні мости встановлені на динамічну балансиру конструкцію, яка обладнана гідропневматичною підвіскою. Уся система підвіски машини забезпечує комфортні умови пересування і максимально збільшує прохідність.

Крім того, до основних особливостей самоскидів із шарнірно-зчленованою рамою фірми **KOMATSU** можна віднести наявність зчленованого рульового управління (полегшує виконання операцій і збільшує маневреність), багатодискових гальмів мокрого типу і приладів уповільнення з гідравлічним управлінням, використання приладу зчеплення, яке не потребує техобслуговування, зменшення точок подання консистентного мастила, збільшення інтервалів зміни фільтрів і високої безпеки оператора [18, 23, 25, 42, 48].



Рис. 2.14. Самоскид із шарнірно-зчленованою рамою фірми **KOMATSU NM 3001**

Самоскиди з шарнірно-зчленованою рамою KOMATSU

Технічні характеристики	HM-300	HM-350	HM-400
Потужність двигуна, кВт/к.с.	250 / 335	298 / 399	331 / 444
Максимальна швидкість, км/год	59	57	58,6
Місткість (SAE із «шапкою» 2:1), м ³	16,6	19,8	22,3

Компанія **TEREX** (табл. 2.5) пропонує на ринку самоскидів із шарнірно-зчленованою рамою машини 7-го покоління моделей TA-25, TA-27, TA-30, TA-35 та TA-40 вантажопідйомністю від 23 до 38 т. Моделі TA-27, TA-35 та TA-40 обладнані двигунами виробництва Detroit Diesel Series 60 із турбокомпресором, 6-ти циліндрові, з електроуправлінням Tier 3.

У конструкції самоскидів **TEREX** використовується автоматична коробка передач, кузов зварної конструкції зі сталі Hardox, гідростатичне рульове управління з підсилювачем. Самоскиди **TEREX** спроможні розвивати швидкість від 52 до 60 км/год залежно від моделі (рис. 2.15) [15, 19, 28, 36, 41].



Рис. 2.15. Самоскид із шарнірно-зчленованою рамою фірми **TEREX 35**

Самоскиди з шарнірно-зчленованою рамою TEREX

Технічні характеристики	ТА-25	ТА-27	ТА-30	ТА-35	ТА-40
Потужність двигуна, кВт/к.с.	300	400	385	400	450
Максимальна швидкість, км/год	52	53,9	51	53,9	60
Місткість (SAE із «шапкою» 2:1), м ³	13,5	15,5	17,5	21,0	23,3

Компанія **BELL EQUIPMENT** (табл. 2.6) – один із відомих машинобудівників - представляє п'ять моделей самоскидів із шарнірно-зчленованою рамою. Це моделі, які виготовлені на заводі в місті Айзенах (Німеччина): В25D, В30D, В35D, В40D, В50D масою 18,3, 19,5, 28,0, 29,97 та 36,09 т відповідно. Усі самоскиди **BELL** обладнані двигунами марки Mercedes Bens із механічним впорскуванням, мають електронний блок і трансмісію ZF чи Allison (рис. 2.16).



Рис. 2.16. Самоскид із шарнірно-зчленованою рамою фірми BELL EQUIPMENT В40D

Передня конструкція підвіски самоскидів **BELL** складається з квадратних тяг (не обслуговуються), які встановлені на гумі, і поперечної тяги з опорою на мастилозаповнених/азотних стійках. Задня конструкція – з поворотних балансирів із блоками пластинчастої резової підвіски, яка зрівнює (вирівнює) навантаження.

Самоскиди **BELL EQUIPMENT** обладнані одношвидкісною (рядною, спіральною з вихідним диференціалом) швидкісною коробкою передач і спроможні розвивати швидкість від 48,2 до 54 км/год залежно від моделі.

Нещодавно **BELL EQUIPMENT** приступила до випуску модифікації B30D на гусеничному ході. Цей самоскид призначений для роботи на м'якому ґрунті і виробляється для голландської компанії «Fuhler» для використання на торфорозробках [12, 13, 14, 31, 38].

Таблиця 2.6

Самоскиди з шарнірно-зчленованою рамою BELL

Технічні характеристики	B25D	B30D	B35D	B40D	B50D
Потужність двигуна, кВт/к.с.	205/278	240/322	283/380	308/413	390/523
Максимальна швидкість, км/год	53	53	54	52	48,2
Місткість (SAE із «шапкою» 2:1), м ³	13,8	16,6	20,1	22,4	28,2

Самоскиди із шарнірно-зчленованою рамою великої вантажопідйомністю наведені у табл. 2.7 [21, 23, 24, 26, 27, 30, 32, 37, 38, 51].

Самоскиди для підземних робіт призначені для транспортування і розвантаження висаджених чи розпушених механічним засобом порід в обмежених умовах підземних шахт, при добуванні корисних копалин і в будівництві тунелів. Конструкція дозволяє використовувати їх і на відкритих

розробках, але не так ефективно (рис. 2.17, табл. 2.8) [27, 44, 45, 46, 50].



Рис. 2.17. Самоскид для підземних робіт JKQ-1

2.3. Продуктивність автомобілів і способи підвищення її ефективності

Технічна продуктивність автомобіля, $\Pi_{\text{тех}}$, т/год, вантажопідйомністю Q , кг, визначається як

$$i_{\text{д\AA\O}} = \frac{3600 \cdot Q}{1000 \cdot T}, \quad (2.3)$$

де T – тривалість рейсу, с, яка визначається за формулою (2.4),

$$T = \hat{E}_{\text{о}} \cdot \sum \frac{3,6 \cdot l}{V} + t_{\text{і\AA\AA}} + t_{\text{д\text{і}\text{ç\AA}}}, \quad (2.4)$$

де $\sum \frac{3,6 \cdot l}{V}$ – час руху автомобіля по ділянках траси при довжині кожного l , м, і відповідній швидкості руху V , км/год;

$t_{\text{і\AA\AA}}$, $t_{\text{д\text{і}\text{ç\AA}}$ – час навантаження і розвантаження з урахуванням маневрування, с.

Коефіцієнт K_y , що враховує час на розгін і уповільнення, можна визначити таким чином. Якщо прийняти, що розгін і уповільнення здійснюються за трапецеїдальною тахограмою (рис. 2.18), то

$$V_{\text{н\text{д}}} \cdot t = V \cdot t - \frac{v^2}{j}, \quad (2.5)$$

де $t = \frac{L}{V_{\text{ср}}}$ (L – довжина транспортування, м); (2.6)

$V_{\text{ср}}$ – середня швидкість, м/с;

V – швидкість, яка встановилась, м/с;

j – прискорення й уповільнення, м/с².

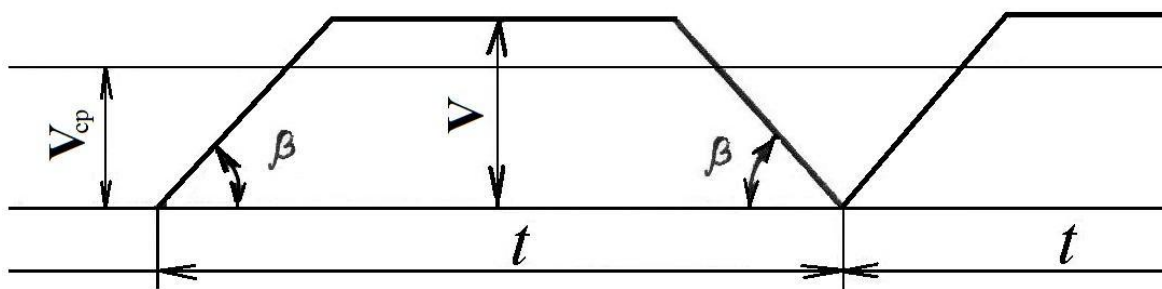


Рис. 2.18. Тахограма руху автомобіля

Коефіцієнт, який враховує розгін і уповільнення K_y розраховуємо за формулою

$$\hat{E}_\delta = \frac{V}{V_{\text{н\ddot{o}}}} \quad (2.7)$$

Із формул (2.5) – (2.7), прийнявши V в кілометрах за годину маємо

$$K_y = 1 + \frac{V^2}{13 \cdot j \cdot L} \leq 2 \quad (2.8)$$

Значення K_y залежно від сталої швидкості руху автомобіля V наведено на рис. 2.19.

Для визначення швидкості руху автомобіля використовується його динамічна характеристика (рис. 2.20).

При переміщенні автомобіля зі сталою швидкістю його сила тяги P_k , даН (рис. 2.21), складає

$$P_k = G_a \cdot (f \pm i) + W_B, \quad (2.9)$$

де G_a – вага автомобіля, даН;

f – коефіцієнт опору кочення, що враховує тертя цапфи в підшипнику колеса, колеса по покриттю дороги та інше;

i – ухил шляху (плюс при підйомі і мінус при спуску);

W_B – сила опору повітря, даН.

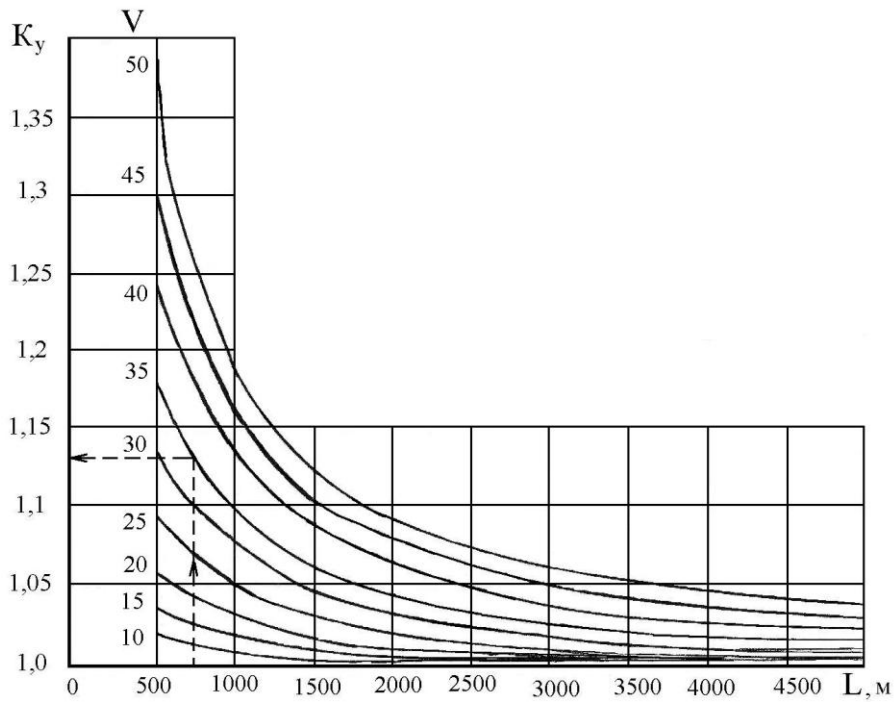


Рис. 2.19. Графік визначення коефіцієнта K_y , що враховує розгін і уповільнення автомобіля

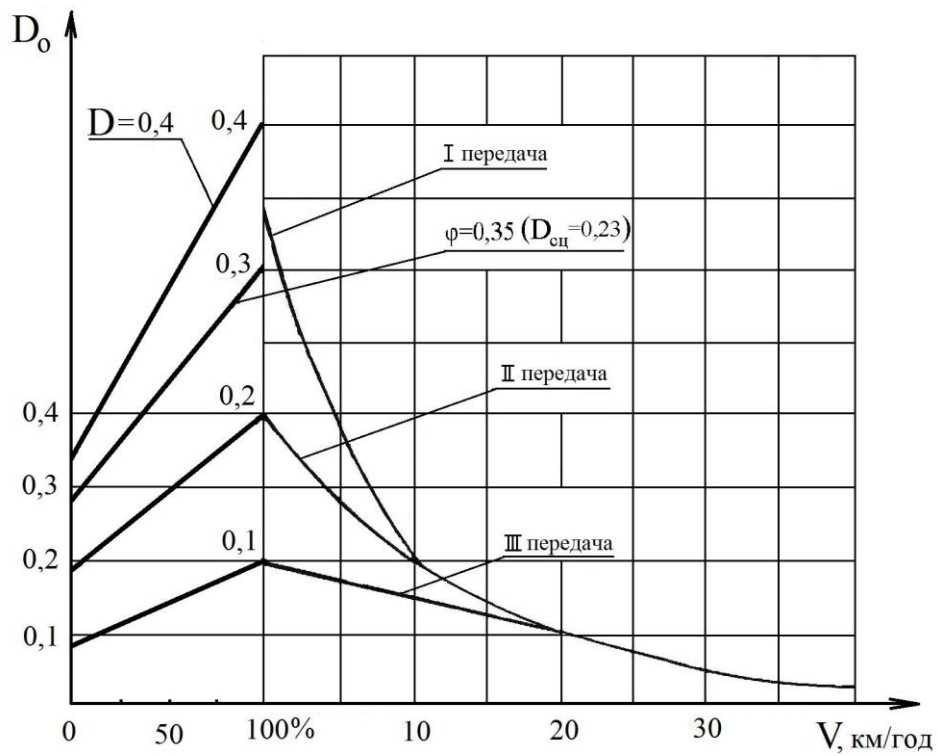


Рис. 2.20. Динамічна характеристика автосамоскида з гідромеханічною трансмісією: $Q = 30$ т; $G_a = 50$ т; $G_{сц} = 33$ т

При відомих значеннях f і i використовують динамічні характеристики автомобіля, які складає завод-виробник.

Виходячи з формули (2.9) можна записати

$$\frac{P_k - W_B}{G_a} = f \pm i. \quad (2.10)$$

Ліва частина рівності (2.10) показує різницю між силою тяги й опором повітря, віднесену до ваги автомобіля, і названа академіком Е.А. Чудаковим динамічним фактором автомобіля D . Як бачимо, при рівномірному русі динамічний фактор чисельно дорівнює сумі коефіцієнта опору кочення та ухилу шляху.

Сила тяги автомобіля P_k залежить:

- від потужності двигуна N і обернено пропорційна швидкості руху автомобіля V , тобто $P_e = \frac{100 \cdot N \cdot \eta}{V}$;

- у свою чергу опір повітря W_B прямо пропорційний квадрату швидкості руху автомобіля V^2 .

Для ненавантаженого автомобіля складається особлива шкала динамічного фактора D_0 (рис. 2.20), масштаб якої змінюється у співвідношенні G_0/G_a , де G_0 – вага порожнього автомобіля [4].

Сила тяги автомобіля може бути реалізована при достатньому зчепленні між колесами і покриттям дороги. Якщо ж зчеплення недостатньо, сила тяги не врівноважується силою зчеплення $P_{сц}$ і колеса ковзають по дорозі. Отже,

$$P_{сц} \geq P_k, \quad (2.11)$$

або

$$\varphi \cdot G_{сц} \geq G_a \cdot (f \pm i) + W_B, \quad (2.12)$$

де φ – розрахунковий коефіцієнт зчеплення коліс з покриттям дороги;

$G_{\text{сц}}$ – зчіпна вага автомобіля, тобто частина його повної ваги, яка припадає на ведучі колеса.

Значення коефіцієнта зчеплення φ залежить не тільки від покриття дороги, але і від її стану (суха, мокра, волога).

Для контролю буксування на динамічну характеристику наноситься крива $D_{\text{сц}}$.

Для підрахунку $D_{\text{сц}}$ необхідно урахувати, що найбільш можлива за умов зчеплення сила $P_{\text{к}}$ дорівнює $\varphi \cdot G_{\text{сц}}$ (рис. 2.21) і тому за аналогію за формулою (2.10) маємо

$$D_{\text{сц}} = \frac{\varphi \cdot G_{\text{сц}} - W_{\text{в}}}{G_{\text{а}}} . \quad (2.13)$$

Інтенсивніше буксування звичайно відбувається на слизьких дорогах при малих швидкостях, тому можна прийняти $W_{\text{в}} = 0$ або

$$D_{\text{сц}} = \frac{\varphi \cdot G_{\text{сц}}}{G_{\text{а}}} . \quad (2.14)$$

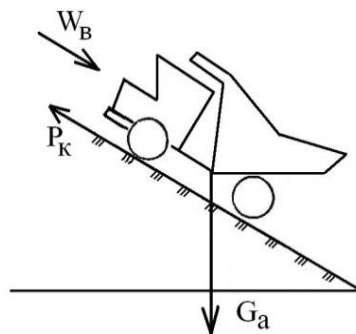


Рис. 2.21. Схема до розрахунку сили тяги автомобіля

ПРИКЛАД 2.1. Визначення динамічного фактора D_0

Якщо вага автомобіля $G_{\text{а}} = 50$ т, а вага порожнього автомобіля $G_0 = 20$ т, то там, де на шкалі D значення 0,1,

$$D_0 = \frac{50}{20} \cdot 0,1 = 0,25 \text{ (рис. 2.20).}$$

На рис. 2.20 нанесена лінія $D_{\text{сн}} = 0,23$ при $\varphi = 0,35$, оскільки

для даного самоскида $\frac{G_{\text{сб}}}{G_a} = 0,66$. Вище за цю лінію, тобто коли $\varphi < 0,35$, сила тяги за умов зчеплення не може бути реалізованою.

За допомогою динамічної характеристики можна розв'язати тягові задачі при будь-якому навантаженні автомобіля. Для цього на рис. 2.20 наведено ординати, які відповідають 25, 50 і 75 % навантаження автомобіля.

Ефективність автомобільного транспорту досягається поліпшенням стану і використання парку; застосуванням великовантажних машин із збільшенням відстані транспортування; вдосконаленням автошляхів; правильною організацією руху; застосуванням у відповідних умовах автопоїздів; раціональним плануванням перевезень.

Одним з найістотніших засобів підвищення ефективності роботи машин є збільшення коефіцієнтів технічної готовності і використання парку. Перший з них є відношенням механічно справних машин до їх загального облікового складу, а другий – відношенням загальної кількості машино-днів працюючих машин до загальної кількості машино-днів (запланованої) всього їх облікового складу.

Вдосконалення автошляхів дозволяє не тільки збільшувати швидкості руху машин, але і істотно збільшує міжремонтні пробіги і пробіг автошин.

Основою правильної організації руху автомобілів і тракторів, що забезпечує якнайкраще використання їх у часі, є введення строгого графіка або розкладу руху. Практика ряду автопідприємств показала, що виконання правильно складеного розкладу збільшило продуктивність як автомобілів, так і вантажних машин, які вони обслуговували.

При монтажі будівель транспортними засобами необхідно організувати рух панелевозів за такою системою, яка забезпечить ведення монтажу будівель за твердим годинним графіком разом з ефективним використанням транспортних засобів [7].

Відомі дві системи руху панелевозів на монтажі «з колес»: *маятникова і човникова*.

Принципова відмінність цих систем:

- при маятниковій системі тягач працює з одним напівпричепом-панелевозом і разом з ним простоює під навантаженням на будівельному підприємстві і під розвантаженням на об'єкті монтажу;

- при човникової системі тягач працює з трьома оборотними напівпричепами і подібно човнику безперервно переміщається від підприємства до монтажного майданчика і назад, затримуючись у цих пунктах лише для зміни буксированих панелевозів.

На практиці широко застосовується також проміжна, так звана напівчовникова система, суть якої полягає в тому, що тягач працює з двома оборотними напівпричепами, проводячи їх відчеплення тільки в об'єкта монтажу. Така система руху виправдана при навантаженні деталей на підприємстві з мінімальними витратами часу.

Монтаж будівель з транспортних засобів висуває жорсткі вимоги до постачальників деталей (правильна комплектація чергових рейсів відповідно до технології монтажу) і автоперевізників (доставка деталей до об'єкта монтажу за строгим графіком).

При розробленні графіка поставки і порейсової розкладки деталей враховується тип застосовуваного панелевоза. Графіки передаються групі комплектації будівельного підприємства, монтажним бригадам і водіям панелевозів.

Аналітичні умови вибору системи руху такі:

1. Технічна продуктивність машин, т/год:

- маятникова система

$$\Pi_{\text{м}} = \frac{Q}{(t_{\text{рух}} + t_{\text{розв}} + t_{\text{нав}})}; \quad (2.15)$$

- човникова система при $t_{\text{розв}} > t_{\text{рух}} + 2 \cdot t_{\text{зм}}$ і $t_{\text{нав}} < t_{\text{розв}}$

$$\Pi_{\text{ч}} = \frac{Q}{t_{\text{розв}}}; \quad (2.16)$$

- напівчовникова система при $t_{\text{розв}} > t_{\text{рух}} + 2 \cdot t_{\text{зм}} + t_{\text{нав}}$

$$\Pi_{\text{нч}} = \frac{Q}{t_{\text{розв}}} \quad (2.17)$$

2. Вартість перевезення 1 т вантажу, грн:

- маятникова система

$$a_{\text{м}} = \frac{(C_{\text{т}} + C_{\text{нп}})}{\Pi_{\text{м}}}; \quad (2.18)$$

- човникова система

$$a_{\text{ч}} = \frac{(C_{\text{т}} + 3 \cdot C_{\text{нп}})}{\Pi_{\text{ч}}}; \quad (2.19)$$

- напівчовникова система

$$a_{\text{нч}} = \frac{(C_{\text{т}} + 2 \cdot C_{\text{нп}})}{\Pi_{\text{ч}}}. \quad (2.20)$$

У формулах (2.15) – (2.20): Q – маса вантажу, що перевозиться, т; $t_{\text{рух}}$, $t_{\text{нав}}$, $t_{\text{розв}}$, $t_{\text{зм}}$ – час: руху, навантаження, розвантаження і зміни напівпричепа, год; $C_{\text{т}}$, $C_{\text{нп}}$ – вартість машино-години тягача і напівпричепа, грн.

У відносно легких дорожніх умовах доцільно застосовувати автомобілі з причепами.

Користуючись динамічними характеристиками, можна також визначити сталі швидкості, що розвиваються навантаженим автомобілем з причепами.

Необхідна сила тяги автомобіля з вантажем (рис. 2.22)

$$P_{\text{к}} = (n \cdot Q_{\text{о}} + G_{\text{а}}) \cdot (f \pm i) + W_{\text{в}}, \quad (2.21)$$

де n – кількість причепів;

$Q_{\text{о}}$ – вага навантаженого причепа, даН;

$G_{\text{а}}$ – вага автомобіля, даН;

f – коефіцієнт опору кочення, що враховує тертя цапфи в підшипнику колеса, колеса по покриттю дороги та інше;
 i – ухил шляху (плюс при підйомі і мінус при спуску);
 W_B – сила опору повітря, даН.
Тоді динамічний фактор

$$D = \frac{P_K - W_B}{G_a} = \left(n \cdot \frac{Q_0}{G_a} + 1 \right) \cdot (f \pm i) \quad (2.22)$$

Остаточне рішення про застосування автопоїздів повинно ухвалюватися на основі їх доцільності, тобто дотримання умови

$$\frac{(C_a + n \cdot C_{пр}) \cdot T_{пр}}{Q + n \cdot Q_r} < \frac{C_a \cdot T_a}{Q}, \quad (2.23)$$

де $C_{ав}$ і $C_{пр}$ – вартість машино-зміни автомобіля і причепа, грн;
 T_a і $T_{пр}$ – час їх рейсу, год;
 Q_r – маса вантажу у причепі, кг.

Важливе значення має раціональне планування перевезень, яке досягається системою планування і централізованого диспетчерського управління, а також встановленням оптимальних маршрутів перевезень, для яких в умовах значної кількості постачальників і споживачів розрахунки проводяться з застосуванням ЕОМ.

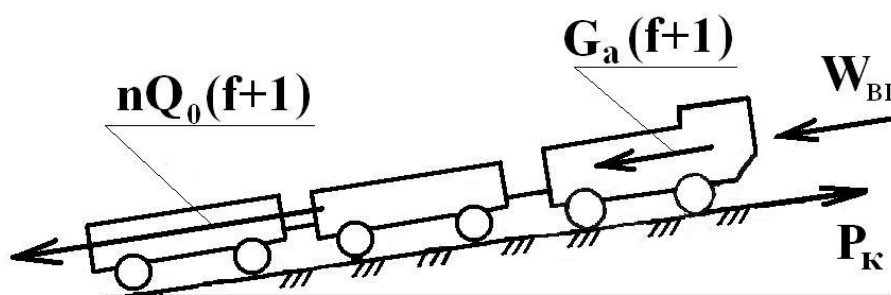


Рис. 2.22. До розрахунку кількості причепів

ПРИКЛАД 2.2 (практичне заняття 4). Розрахунок оптимального шляху перевезень за сіткою доріг (за допомогою динамічного програмування)

За допомогою динамічного програмування, замінюючи перебір усіх варіантів розв'язання задачі системою операцій (програмою розв'язання), вибираємо оптимальний шлях перевезень.

Нехай необхідно знайти оптимальний шлях із точки N_0 у точку N_k за сіткою доріг (рис. 2.23). Витрати часу на подолання кожної ділянки наведені на цьому рисунку. Провести наперед (до розв'язання задачі) шлях, для якого сума часу була б мінімальною, надзвичайно важко.

Розв'язання

Розіб'ємо задачу досягнення точки N_k на 10 етапів. На передостанньому, **дев'ятому етапі** ми можемо знаходитися у двох точках **9–1** і **9–2**. З цих двох точок шлях у точку N_k вимагає відповідно витрат 4 і 12 год. Запишемо ці значення в колах біля цих точок.

На **восьмому етапі** ми можемо знаходитися в точках **8–1**, **8–2** та **8–3**.

З точок **8–1** і **8–3** є тільки один шлях у точку N_k , який має відповідно 7 та 18 год. З точки **8–2** два шляхи – через точки **9–1** і **9–2**. Ці шляхи вимагають часу 14 і 15 год відповідно. Оптимальний шлях з цієї точки йде через точку **9–1**. Ці значення знову запишемо в колах біля відповідних точок.

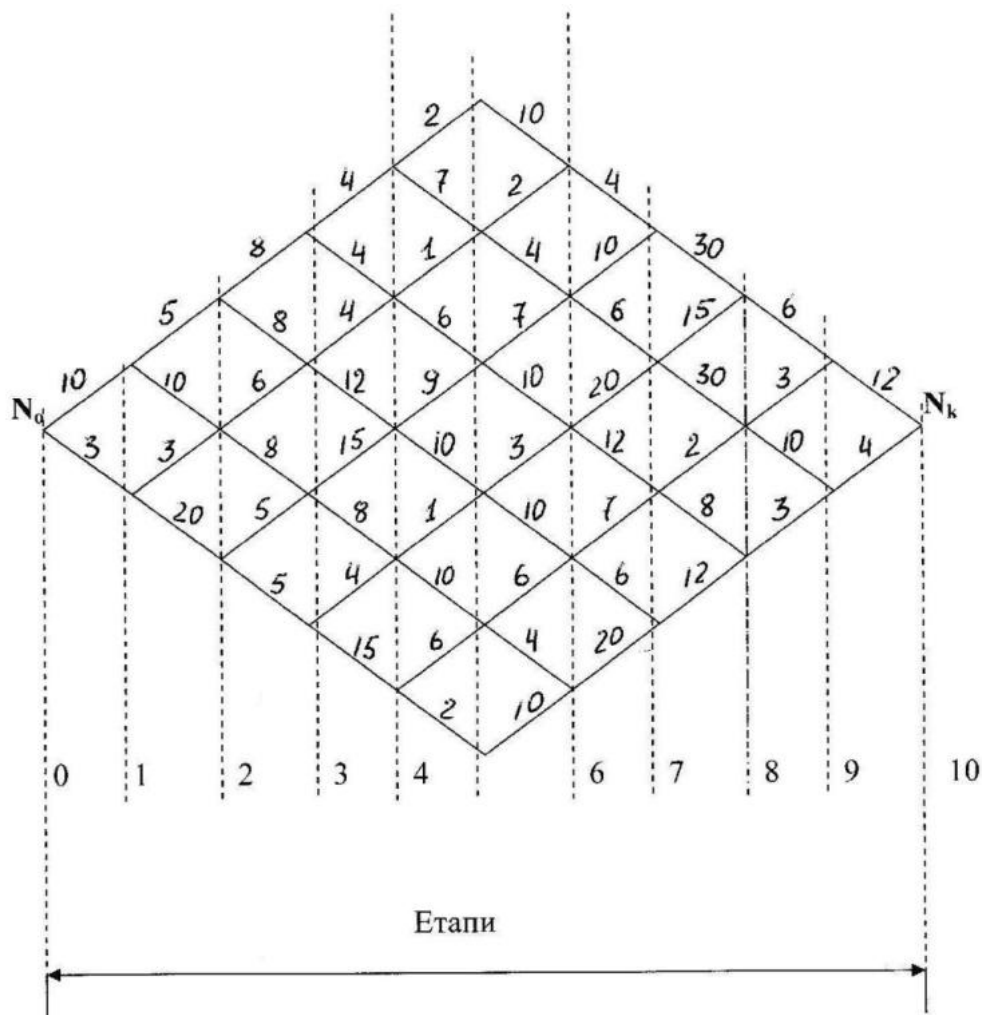


Рис. 2.23. До вибору оптимального шляху перевезень (вихідні дані)

Поступаючи так і далі, знайдемо оптимальні шляхи з точок сьомого етапу.

Знаходимо для точки **7-1**: $12 + 7 = 19$;

7-2 мінімум $\left\{ \begin{array}{l} 8 + 7 = 15 ; \\ 12 + 14 = 26; \end{array} \right.$

7-3 мінімум $\left\{ \begin{array}{l} 30 + 14 = 44; \\ 15 + 18 = 33; \end{array} \right.$

7-4 $30 + 18 = 48$.

Витрати часу на оптимальні шляхи по N_k запишемо у кола.

У результаті розрахунку знаходимо, що оптимальний шлях з точки N_0 у точку N_k (на рис. 2.24 він показаний жирною лінією) потребує **53 год.**

Дорожня сітка, яка зображена на рис. 2.24 – тільки схема для пояснення основної ідеї динамічного програмування [52].

При виборі оптимального маршруту в реальних умовах задача ускладнюється різними обставинами. Реальна транспортна сітка не буде такою впорядкованою, як на рис. 2.24.

У вигляді прикладу на рис. 2.25 наведена граф-схема приблизних трас маршрутів від заводів будкомбінату N_0 до будівельного майданчика N_k , де методом динамічного програмування знаходиться найкоротший шлях між початковою і кінцевою точками. На рис. 2.25 він вказаний жирною лінією.

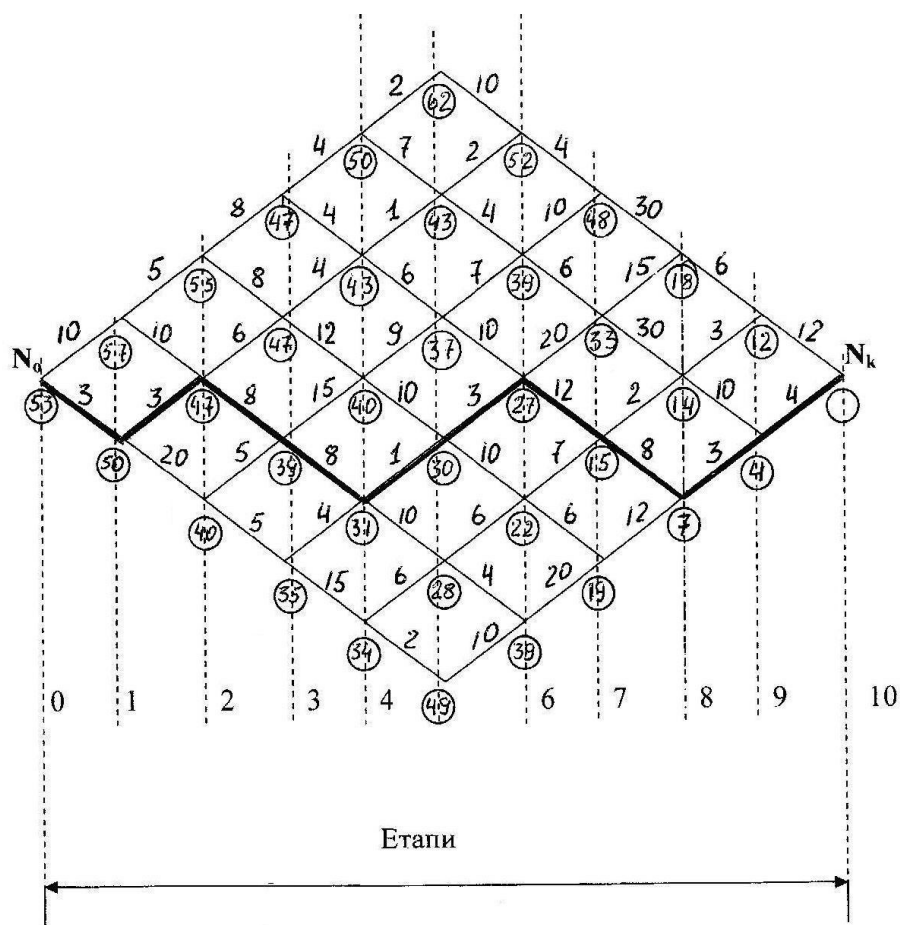


Рис. 2.24. До вибору оптимального шляху перевезень (розрахунок)

Примітка. Числа в колах означають витрати часу при оптимальному русі від вузла до кінцевої точки N_k .

Це дійсно найкоротший шлях (зовсім не очевидний до розв'язання задачі), але водії ним не скористаються, оскільки

шлях між вузлами №1–№3 має погане покриття, а між вузлами №15–№26 шлях сильно завантажений та інше. Усі ці обставини повинні бути враховані при динамічному програмуванні у реальних умовах. Наприклад, стан шляху доводиться враховувати не довжиною, а часом її проходження та інше.

При раціональному плануванні з використанням ЕОМ вдається в ряді випадків значно збільшити продуктивність автотранспорту.

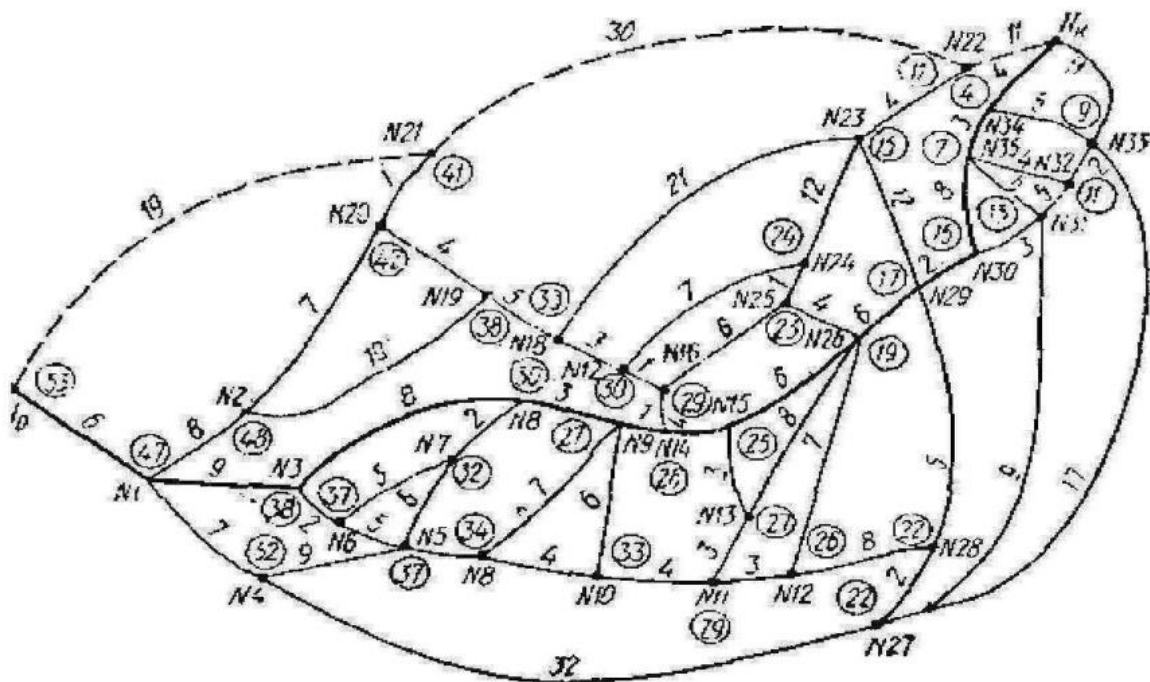


Рис. 2.25. Граф-схема маршруту перевезень у межах міста

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2

Ефективність автомобільного транспорту досягається за рахунок:

- збільшення коефіцієнтів технічної готовності і використання парку машин;
- застосування великовантажних машин із збільшенням відстані транспортування;

- вдосконалення автошляхів;
- правильної організації руху (введення строго графіка чи розкладу руху);
- застосування у відповідних умовах автопоїздів;
- раціонального планування перевезень;
- застосування потужних двигунів внутрішнього згоряння (як правило, дизельних), які відрізняються високою надійністю і здатністю до роботи у важких експлуатаційних умовах;
- застосування полегшених кузовів спеціальної конструкції (з особливо міцних легованих сталей і алюмінієвих сплавів), які відрізняються високою абразивністю;
- гідропневматичної підвіски для зниження динамічних навантажень на вузли конструкції і трансмісії;
- використання безкамерних одинарних і здвоєних шин, як правило, високого тиску з багатошаровим нейлоновим кордом;
- застосування високонадійних гальмівних систем для реалізації великих зусиль і безпеки руху у важких дорожніх умовах;
- створення комфортності для роботи водіїв;
- застосування трансмісій: гідромеханічних для вантажопідйомності 30–50 т і дизель-електричних для вантажопідйомності 77–180 т з мотор-колесами, як правило, з колісною формулою 4x2, тобто чотириколісних з двома ведучими колесами.

На більшість із самоскидів, що використовуються в будівництві і гірській промисловості, у 2012–2013 роках почали розповсюджуватися *нові екологічні стандарти* – Tier 4 у США і Stage IIIВ у Європі. На першому етапі під дію закону потрапляють самоскиди з двигунами від 130 до 560 кВт, що відповідає машинам вантажопідйомністю від 20 до 56 т. Таким чином, охоплюється велика частина шарнірно-зчленованих самоскидів, а також значна кількість типорозмірів самоскидів з жорсткою рамою, що використовуються у кар'єрах. Великі машини з двигунами понад 560 кВт виявляються за межами дії нових норм.

Одним з нововведень є зміна позначення моделі. Раніше число в назві зчленованого самоскида будь-якого виробника означало його вантажопідйомність у коротких тоннах. Так,

модель, що закінчувалася на 25 або 250, мала вантажопідйомність 25 коротких тонн (22,7 метричних тонн). Проте вдосконалення техніки протягом останніх років призвело до збільшення вантажопідйомності при збереженні колишніх назв. Так, новий зчленований самоскид Terex TA250 завдяки кузову об'ємом 15,5 м³ має вже вантажопідйомність 25 метричних тонн.

Технічні нововведення включають використання гальм з масляним охолодженням і повністю незалежну передню підвіску. Дана функція сприяє більш плавному ходу, що у свою чергу знижує стомлюваність водія. Додатково елементи ходової частини піддаються меншим ударним навантаженням і вібраціям. Ще однією важливою особливістю є наявність спеціального гальма-сповільнювача у складі коробки передач для доброї керованості машини на крутих спусках.

Однією з важливих особливостей нових моделей є наявність бортової системи зважування, яка дозволяє на відстані контролювати роботу машини.

Економія палива залежить не тільки від техніки, що використовується. Є багато чого, що можна зробити для мінімізації витрати палива з погляду організації робочого процесу.

«Все починається з підбора відповідного устаткування, – розповідає Енджел Луїс Гонсалес Суарес, фахівець компанії Caterpillar. Наприклад, якщо ми знаємо, що здійснюватимемо перевезення великих об'ємів вантажів по шляхах доброї якості, то варто подумати про придбання самоскида з жорсткою рамою. Але якщо це місцевість зі складним рельєфом на новому кар'єрі, то ефективним може стати використання самоскидів з шарнірно-зчленованою рамою». «Ми завжди радимо нашим клієнтам організувати процес так, щоб перевезення матеріалу здійснювалося в один етап. Ми часто спостерігаємо зайві пересування техніки – переміщення матеріалу з точки А у точку В, потім з В у С. Якщо ви можете перемістити його відразу з А в С, це підвищить ефективність робіт – як за часом, так і за споживанням палива», - продовжує Суарес.

Ще один фактор – упевненість, що машини завантажуються оптимальною кількістю матеріалу.

«Ми розробляємо техніку, розраховану для роботи з певним навантаженням. Наприклад, кар'єрний самоскид з жорсткою рамою Cat 777F має вантажопідйомність 91 т. Як тільки ви перенавантажуйте машину, двигун починає зазнавати великих навантажень і споживання палива збільшується. Якщо ж самоскид не завантажений повністю, двигун працює на низьких оборотах, але при цьому ви повинні будете зробити більшу кількість рейсів».

Стиль водіння також відіграє не останню роль у кількості пального, що витрачається. Ряд виробників запустили спеціальні програми з навчання оптимальному стилю водіння кар'єрними самоскидами (програма Eco Drive від Caterpillar і Eco Operator від Volvo).

Своїми враженнями від програми Volvo поділилися представники шведської компанії Skanska: «Техніка, що є в нашому парку, спалює щороку більше 10 млн л дизельного пального, тому навіть незначне скорочення споживання палива має позитивну дію як на навколишнє середовище, так і на наше фінансове положення. У результаті навчання машиністів кар'єрних самоскидів за програмою Volvo ми знизили споживання приблизно на 5 % у рік. Це призвело до економії 0,33 млн дол. і скорочення шкідливих викидів на 500 т вуглекислого газу. Крім того, машиністи говорять про те, що вони стали менше втомлюватися до кінця зміни» [34, 60].

3. Машини для земляних робіт

Земляні роботи виконуються такими способами:

- механічним, при якому ґрунт або гірські породи відділяються від масиву ножовим або ківшовим робочим органом;

- гідравлічним, який здійснюється струменем води, що розмиває підошву забою і викликає обвалення ґрунту; при підводній виїмці руйнування може проводитися механічно (допоміжна робота) з одночасним всмоктуванням суміші ґрунту з водою землесосом;

- вибуховим, руйнуючим гірські породи і різні ґрунти тиском газів, що утворюються при миттєвому згорянні вибухових речовин.

Застосовуються також і комбіновані способи розробки ґрунтів, наприклад механічний (спушення) в поєднанні з гідравлічним (захоплення і транспортування).

Машини, застосовані при виробництві земляних робіт, можна поділити на такі групи:

- машини для підготовчих і допоміжних робіт з розчищення будівельного майданчика від чагарників, пнів, для спушення ґрунту й організації водовідливу і водопониження;

- землерійно-транспортні машини;

- екскаватори одноківшові;

- екскаватори багатоківшові;

- землерійні машини з робочими органами спеціального типу;

- машини для гідравлічної розробки ґрунту;

- машини для буріння свердловин;

- машини для ущільнення ґрунту;

- машини для розробки мерзлого ґрунту.

У даному навчальному посібнику ми розглянемо ряд землерійно-транспортних машин, які призначені для відділення ґрунту від масиву і транспортування його до місця укладання і планування. До цієї групи належать скрепери, бульдозери, автогрейдери, грейдер-елеватори і струги.

3.1. Скрепери

У зв'язку зі значним скороченням кількості будівельних об'єктів з великими обсягами земляних робіт і об'єктів гірської промисловості, що здійснюють видобуток корисних копалин відкритим способом, на яких можна було б використовувати скрепери [54 – 66], відбулося помітне падіння попиту на ці машини. Це послужило підставою для припинення виробництва або скорочення номенклатури і обсягів випуску скреперів у всьому світі.

Скрепери – спеціалізовані машини циклічної дії, які здатні виконувати землерийні операції з подальшим транспортуванням набраного ґрунту в місця його відсипання. Повний робочий цикл скрепера включає процес різання і накопичення ґрунту в ковші, його транспортування до місць відсипання (вивантаження), повернення до місця набору ґрунту. Дальність транспортування звичайно складає 0,5–1 км для причіпних скреперів і 1,5–3 км для самохідних скреперів. Скрепери звичайно використовуються в дорожньому, гідротехнічному та інших видах будівництва, у гірській промисловості. Класифікація скреперів проводиться за різними показниками: місткість скреперного ковша (мала до 5 м³, середня 5–15 м³ і висока понад 15 м³), спосіб агрегування (самохідний, причіпний, напівпричіпний), спосіб завантаження ковша (підбором ґрунту, за допомогою завантажувального пристрою елеваторного або шнекового типу), спосіб вивантаження (шляхом перекидання ковша, висувною задньою стінкою ковша), а також спосіб приводу виконавчих органів (канатний або гідравлічний).

Причіпні скрепери (рис. 3.1, 3.2 і табл. 3.1) зазвичай мають двовісну конструкцію. Між осями встановлюють ківш, що є несучою рамою машини. Привод робочих пристроїв – від гідравлічної системи тягача або від лебідки, встановленої на тяговому засобі з приводом від вала відбору потужності. Важливим обмежуючим фактором причіпних скреперів є їх низька транспортна швидкість, що збільшує тривалість робочого циклу. З цієї причини причіпні скрепери використовують при переміщенні ґрунту на невеликі відстані.

Таблиця 3.1

Технічні характеристики причіпних скреперів

Найменування показників	ДЗ-111А	ДЗ-172.1, ДЗ-172.5 та їх модифікації	ДЗ-149-5
Місткість ковша, м ³ : геометрична номінальна (із шапкою)	4,5 6	8,8 11	8,8 11
Базовий трактор: модель тяговий клас потужність, кВт максимальна швидкість, км/год ширина різання, мм максимальне заглиблення, мм	Т-4АП2 4 96 9,32 2430 130	Т-170.01-2 10 125 10,4 2754 170	К-701 5 221 33,8 2850 150
Вантажопідйомність, т	9	16,5	16,5
Колісна база, мм	4440	6300	6350
Колія коліс, мм: передніх задніх	1300 2000	1545 1950	1670 1995
Позначення шин, дюйм	14,00-20	18,00-25	18,00-25
Максимальний радіус повороту, мм	2700	8400	8860
Габарити в транспортному положенні (із трактором), мм довжина ширина висота	11420 2922 2520	14330 3150 3300	16754 3150 3750
Експлуатаційна маса, кг	12880	25205 (25385)	23300
Виготівник	Бердянський завод дорожніх машин	ВО Челябінський завод дорожніх машин ім. Колющенко	Бердянський завод дорожніх машин

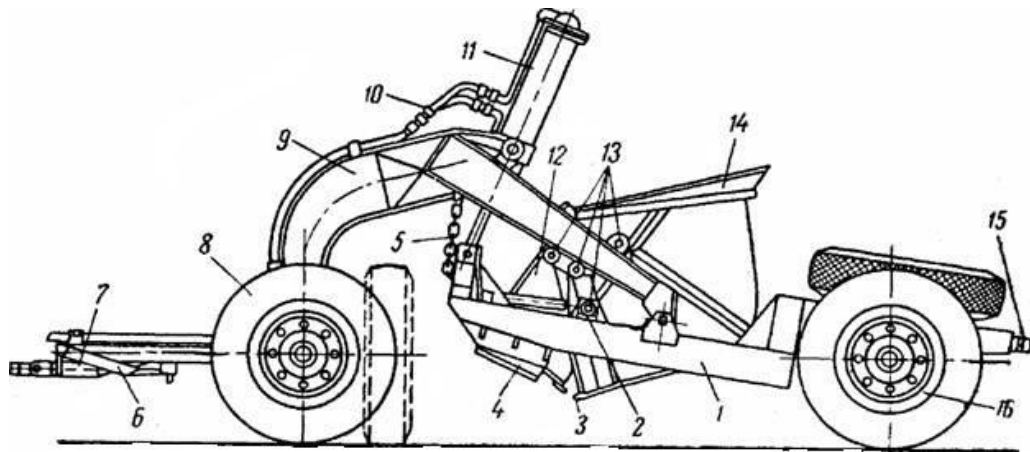


Рис. 3.1. Причіпний скрепер Д-458 з гідравличним управлінням: 1 – рама; 2 – вісь обертання ковша; 3 – ножі; 4 – бокові ножі; 5 – ланцюг транспортної підвіски; 6 – транспортне зчеплення; 7 – основне зчеплення; 8 – передні колеса; 9 – дишло; 10 – трубопроводи; 11 – гідравличний циліндр; 12 – передня заслонка; 13 – шарнірно-важільний механізм; 14 – ківш; 15 – задній бумер; 16 – задні колеса



Рис. 3.2. Причіпний скрепер з нерухомим ножем від фірми «John Deere»

Напівпричіпні скрепери (рис. 3.3–3.5) мають одновісну конструкцію, передня частина якої спирається на тягово-зчіпний пристрій на базовій машині.

Найбільше розповсюдження в сучасній практиці мають напівпричіпні скрепери, що використовують типові одновісні тягачі як силове і тягове устаткування.

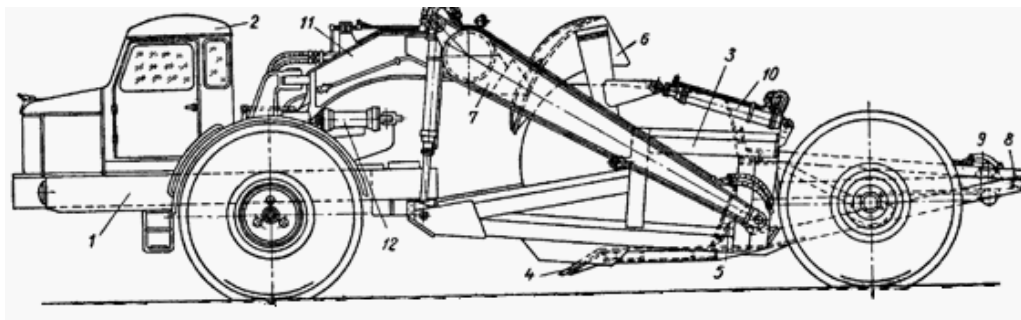


Рис. 3.3. Напівпричіпний скрепер з одновісним тягачем:
1 – ведучий міст тягача; 2 – одновісний тягач; 3 – ківш; 4 – днище ковша з ножами; 5 – задня стінка; 6 – заслонка; 7 – передня рама; 8 – буфер; 9 – гідравлічні циліндри висування стінки; 10 – піднімальні циліндри; 11 – хобот; 12 – гідроциліндри повороту скрепера

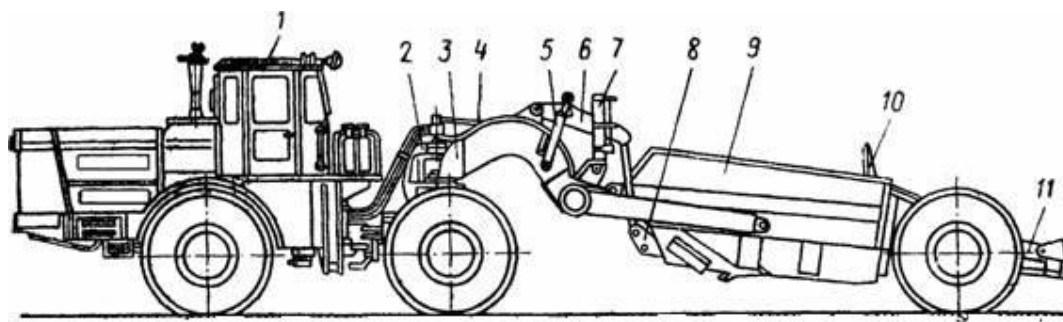


Рис. 3.4. Напівпричіпний скрепер з двовісним тягачем (трактором): 1 – трактор; 2 – сидільний зчіпний пристрій; 3 – рама; 4 – рукави і трубопроводи; 5 – гідроциліндр управління заслонкою ковша; 6 – механізм управління заслонкою ковша; 7 – гідроциліндр піднімання і опускання ковша; 8 – заслонка ковша; 9 – ківш; 10 – задня стінка ковша; 11 – гідроциліндр управління задньою стінкою ковша



Рис. 3.5. Напівпричіпний скрепер САТ 657G

Самохідні скрепери (рис. 3.6) поділяються на дво- і тривісні залежно від кількості осей переднього модуля (одно- або двовісний тягач), а також одно- або двомоторні.

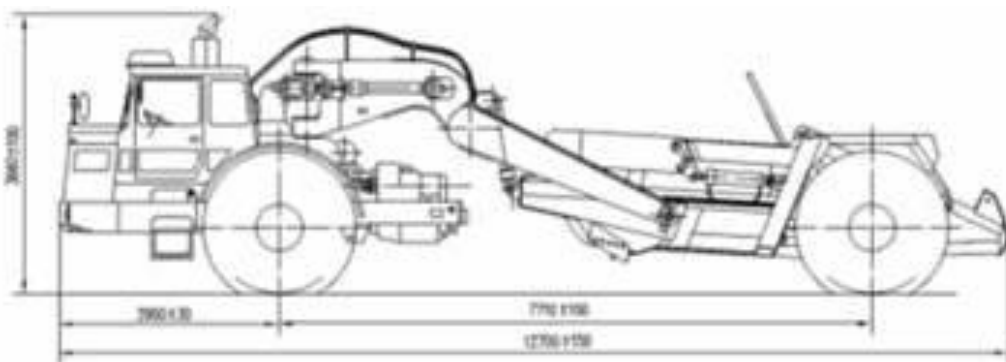


Рис. 3.6. Самохідний скрепер МоАЗ-60071

В одномоторних енергетична установка є тільки на передньому модулі, у двомоторних – на передньому модулі і на задній осі (мосту), що дозволяє більш ефективно використовувати зчіпну масу всієї машини.

Основна відмінність самохідних скреперів від причіпних у тому, що тягова рама самохідного скрепера закінчується хоботом, встановленим на поворотно-зчіпному пристрої переднього модуля. Самохідні скрепери є машиною, у якій двигун і скреперне устаткування вбудовані в загальну конструкцію й органічно з нею пов'язані. Виділення напівпричіпних скреперів до одновісного тягача в групу самохідних є досить умовним, оскільки за конструкцією вони можуть не відрізнятися від причіплюваних до двовісного тягача.

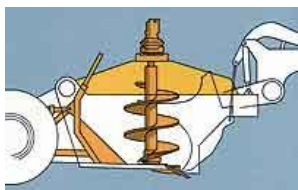
Всі ходові колеса самохідних скреперів виконуються приводними.

Конструктивна вага, а також вага ґрунту у ковші розподіляються на передню і задню осі приблизно порівну, що найбільш сприятливо позначається на тяговій характеристиці машини [54–66].

Скрепери з елеваторним або шнековим завантаженням (рис. 3.7) мають переваги перед скреперами з тяговим способом завантаження, оскільки процес копання і заповнення ковша може здійснюватися без застосування товхача. При цьому збільшується заповнюваність ковша, підвищуються плануючі властивості за рахунок можливості зрізання ґрунту невеликої товщини, поліпшується якість ґрунту, що відсипається, за рахунок виключення великих шматків, які дробляться в процесі завантаження ковша. До недоліків такого виду скреперів відносять ускладненість конструкції, збільшення трудомісткості технічного обслуговування, підвищені енергетичні витрати, у тому числі значні витрати палива.

Принципова відмінність скреперобудівництва країн СНГ від зарубіжного полягала в тому, що промисловість країн СНГ не випускала спеціалізовані одно- і двовісні колісні тягачі тягової концепції, що істотно позначилося на розвитку самохідних скреперів. Проте на базі одновісних тягачів МоАЗ і БелАЗ були створені самохідні скрепери ДЗ-11П, ДЗ-13Б, ДЗ-115А і ДЗ-155-1,

а на базі колісного сільськогосподарського трактора Т-150К Харківського тракторного заводу – скрепер ДЗ-87-1 (рис. 3.8).



а



б



в



д



ж



г



е



и

Рис. 3.7. Скрепери з елеваторним або шнековим навантаженням: а – завантажувальний шнек скрепера; б – із тандем-приводом; в – елеваторний; г – елеваторний із тандем-приводом; д – скреперний пушпульний потяг; е – завантажувальний елеватор скрепера; ж – елеватор; и – скрепер з елеваторним навантаженням ковша



Рис. 3.8. Самохідний скрепер ДЗ – 11П

Причіпні скрепери були створені до гусеничних тракторів класів 3; 4; 10; 15 і 25 і до колісного трактора К-701. Наприкінці минулого століття номенклатура скреперів СРСР включала по шість моделей причіпних і самохідних машин. Після розпаду СРСР скоротилися обсяги усіх видів будівництва. Це призвело до припинення виробництва скреперів. У кінці 1990-х – початку 2000-х років робилися спроби створити деякі моделі скреперів, але далі за виготовлення макетних зразків справа не пішла. У наш час машинобудування країн СНГ не виробляє ніякого скреперного устаткування.

Виробництво скреперів збереглося в Білорусі на Могильовському автозаводі. Підприємство проводить єдину модель самохідного одномоторного скрепера з пасивним способом завантаження ковша МоАЗ-6014 вантажопідйомністю 16 т. Скрепер оснащений ковшем геометричною місткістю $8,3 \text{ м}^3$. На передньому одновісному модулі встановлений двигун ЯМЗ-238АМ потужністю 165 кВт (225 к.с.). Кут повороту одновісного модуля щодо подовжньої осі машини до 85° в кожний бік. Скреперний ківш має ширину різання 2820 мм і забезпечує максимальну товщину ґрунту, що відсипається, 450 мм. Експлуатаційна маса скрепера – 20 т (рис. 3.9).



Рис. 3.9. Самохідний скрепер МоАЗ – 6014

Вітчизняний парк скреперів за станом на початок 2010 року оцінювався на рівні 200 од., з них 82,5 % з використаним терміном служби.

Останніми роками відбулося істотне скорочення виробництва скреперів серед провідних зарубіжних виробників Komatsu, Terex, WABCO, Fiat-Allis, Michigan, Hancos, деякі з яких поглинені транснаціональними компаніями, що знов утворилися. На сьогодні найширшу гаму самохідних скреперів проводить **компанія Caterpillar**. Її типорозмірний ряд включає 13 моделей з діапазоном місткості ковша («з шапкою») від 8,4 до 33,6 м³. Технічні характеристики самохідних скреперів фірми Caterpillar наведені в табл. 3.2 та 3.3. Аналізуючи дані таблиці, можна дійти висновку, що в цьому секторі компанією Caterpillar досягнутий достатньо високий рівень уніфікації. Є підстави вважати, що між групами одномоторних скреперів з тяговим і шнековим типом завантаження уніфіковані моторні модулі, а також окремі вузли скреперних ковшів і задні немоторні мости. До аналогічних висновків можна дійти, зіставивши двомоторні скрепери з тяговим і шнековим способом завантаження. Звертає увагу той факт, що на тринадцяти моделях скреперів застосовується тільки п'ять моделей двигунів: це говорить про продуманість конструкцій. Високий рівень уніфікації дозволяє знизити трудомісткість виготовлення машин. До особливостей конструкції скреперів Caterpillar належить застосування двигунів з регульованою потужністю, яка зростає на 10 % при роботі починаючи з 3-ї передачі переднього ходу.

На всіх двигунах застосована система ACERT, вони відповідають вимогам норм токсичності Tier 3 (рис. 3.10–3.14).



Рис. 3.10. Скрепер самохідний Caterpillar 627 G



Рис. 3.11. Скрепер самохідний Caterpillar – SS250



Рис. 3.12. Скрепер самохідний Caterpillar – 615 С



Рис. 3.13. Скрепер самохідний Caterpillar – 623 F



а)



б)



в)

Рис. 3.14. Скрепер самохідний Caterpillar – 613 G

Компанія Terex (рис. 3.15) зберегла у виробництві одну модель самохідного двомоторного скрепера TS14G з ковшом місткістю $10,7 \text{ м}^3$ («з шапкою» – $15,3 \text{ м}^3$), вантажопідйомністю 21,8 т. На скрепері застосовано два двигуни Cummins. Потужність переднього двигуна 131 кВт, заднього – 118 кВт. Двигуни відповідають вимогам норм Tier 2. Трансмісія гідромеханічна з 7-ступінчастою коробкою передач, що перемикається під навантаженням. Ківш має ріжучу кромку завширшки близько 3 м з максимальною глибиною різання 305 мм.



Рис. 3.15. Самохідний двомоторний скрепер TEREX TS14G

Компанія John Deere (рис. 3.16) пропонує причіпні скрепери двох типів з тяговою та елеваторною системами завантаження. Скрепери призначені для агрегування з тракторами трьох моделей – 9430, 9530 і 9630 потужністю відповідно 312, 350 і 390 кВт і масою від 16,1 до 16,9 т. Гама причіпних скреперів з елеваторним завантаженням включає чотири моделі 1512E, 1810E, 1814E і 2112E з ковшами з геометричною місткістю відповідно 8,4; 9,5; 10,0 і $11,4 \text{ м}^3$ та експлуатаційною масою від 10,0 до 12,3 т. Сімейство причіпних скреперів із тяговим навантаженням складається з шести моделей з ковшами місткістю від 8,4 до $10,6 \text{ м}^3$. Можливо, виробництво причіпних скреперів до сільськогосподарських тракторів з високим рівнем енергонасиченості передбачає можливість

збільшення річного завантаження тракторів за рахунок їх використання на легких землерийних роботах [40].



Рис. 3.16. Причипний скрепер моделі 1814Е

За інформацією, **фірма Bell** планує приступити до виробництва самохідного скрепера моделі 4206D з двовісним трактором-тягачем і одновісним безмоторним скреперним модулем. На скрепері передбачається застосовувати дизельний 6-циліндровий двигун Mercedes-Benz і 6-східчасту автоматичну трансмісію Allison.

Дані про об'єми продажів скреперів у Західній Європі (15 країн), опубліковані у вересневому номері за 2012 рік журналу Diesel Progress International, також говорять про низьку потребу в цьому виді техніки. Середньорічний об'єм продажів за останні два-три роки складав 10...12 машин.

Дані англійської компанії з дослідження торгових зв'язків (Off-Highway Research, Ltd.) також говорять про низький попит на скрепери в Європі: його рівень за період 1998–2000 роки виріс з 11 до 21 од./р., а потім поетапно знизився до рівня 17 машин у 2003 і 2004 роках, до 11 машин у 2006 році, 12 машин у 2007 році, 10 машин у 2008 році, 9 машин у 2009 році. У зв'язку з економічною кризою у 2010 році за перше півріччя вироблено 3 машини.

За непрямыми даними, попит на скрепери на ринках країн Північної Америки перевищував західноєвропейський рівень за останні роки в 10 разів, а Південної Америки у 15 разів.

На рис. 3.17 та 3.18 наведені найбільш затребувані у Південній Америці скрепери (дешеві, але надійні).



Рис. 3.17. Скрепер НАММ-РАСО – 250



Рис. 3.18. Скрепер WIRTGEN-RACO – 250

3.1.1. Способи підвищення технічної продуктивності та ефективності роботи скреперів

Для підвищення технічної продуктивності скрепера необхідно збільшити місткість ковша K_n та змінити довжину рейсу T_p . Для збільшення місткості ковша використовують особливі способи: встановлюють на скреперному ножі знімні зуби та совкові ножі; здійснюють набір ґрунту при переміщенні під уклін $10-15^0$, що збільшує наповнення ковша (табл. 3.4); використовують послідовну зміну заглиблення ковша [53].

Для зменшення довжини рейсу необхідно так організувати переміщення скрепера, щоб довжина шляху між місцем набору та місцем розвантаження ґрунту була найменшою з усіх можливих.

Таблиця 3.4

Вплив кутів нахилу α скреперного забою на продуктивність скрепера з ковшем 8 м^3

Параметри	$\alpha = 0$	%	$\alpha = 11^0$	%	$\alpha=16-18^0$	%
Шлях копання, м	53	100	34	64	17,5	33
Товщина стружки, см	3,7	100	8	216	13	350
Коефіцієнт наповнення ковша (за щільним тілом)	0,83	100	0,92	112	1,0	121

Розглянемо способи підвищення ефективності роботи скреперів на прикладі **компанії CATERPILLAR**.

Завдяки упровадженим удосконаленням нові колісні скрепери моделей 621G, 623G, 627G, 631G, 637G та 657G **компанії CATERPILLAR** різко збільшили продуктивність робіт при зниженні витрат на їх експлуатацію. Машини 627G, 637G та 657G обладнані спареними двигунами з електронним управлінням і потужністю, яка регулюється. Кожна з нових моделей скреперів обладнана кабіною оператора, яка забезпечує умови для збільшеної продуктивності праці, скреперним ковшем модифікованої конструкції, який має місткість на 10 % більшу та сучаснішу систему електроного контролю, яка призначена для спрощення технічного обслуговування.

Далі ми більш детально розглянемо складові, які дозволили компанії так різко збільшити продуктивність.

Двигуни, які створені за технологією ACERT™. Усі колісні скрепери серії G обладнані двигунами CAT, які розроблені за технологією ACERT і відповідають вимогам Євро IIIA щодо токсичності відпрацьованих газів. У двигунах з електронним управлінням встановлена паливна система **компанії CATERPILLAR** з гідравлічними електронними насос-форсунками (HEUI), які забезпечують їх відповідність діючим вимогам щодо токсичності відпрацьованих газів. Кожний двигун за допомогою засобів електроніки інтегрований з автоматичною планетарною коробкою передач з перемиканням під навантаженням, що забезпечує максимальну потужність на різальній кромці і високу швидкість транспортування, яка також збільшує продуктивність. На двигунах моделей C9–C15 і C18 із сучасною електронною системою управління встановлена система контролю подання палива й удосконалена система подачі повітря.

Завдяки усім цим удосконаленням забезпечуються відмінні експлуатаційні характеристики.

Технологія ACERT базується на багаторічному досвіді компанії **CATERPILLAR** з проектування і виробництва дизельних двигунів. У технології ACERT використовуються такі принципи:

- подача повітря – процес багатоступінчастого впорскування вводить паливо в камеру згоряння у вигляді послідовності точно контрольованих «мікродоз». Такий спосіб впорскування палива забезпечує точність формування циклу згоряння. Для досягнення оптимальних технічних характеристик процес багатоступінчастого впорскування можна регулювати залежно від операцій, які виконуються, і робочого об'єму двигуна;

- управління подачею повітря – ця удосконалена система також відіграє значну роль у зниженні токсичності відпрацьованих газів. Двигуни для позашляхових машин, які відповідають вимогам Євро-IIIА, мають головку блока циліндрів із протилежно розташованими впускними і випускними клапанами і турбокомпресори з регулятором натиску наддування. Перевагою таких турбокомпресорів є більш високий рівень

наддування при будь-яких режимах експлуатації, що поліпшує технічні характеристики і реакцію обладнання. Головка блока циліндрів із протилежно розташованими впускними і випускними клапанами забезпечує оптимальне згоряння паливо-повітряної суміші завдяки поліпшеній подачі повітря;

- електронні засоби – усіма процесами у двигунах, які виготовлені за технологією **ACERT**, управляють електронні контролери **CAT ADEM 4**, які виконують «мозкову функцію». Контролери **CAT ADEM 4** регулюють подачу палива та інші процеси з неймовірною точністю. Ці контролери дають можливість прив'язати технічні характеристики машини безпосередньо до функцій двигуна.

На скреперах моделей 621G, 623G та 627G у якості тягового двигуна використовується двигун **CAT C15**. Цей двигун із регулюванням потужності забезпечує корисну потужність у 246 кВт на нижчих передачах і 272 кВт на вищих передачах.

На скреперах 631G, 637G та 657G у якості тягового двигуна використовується двигун **CAT C18**. Двигун скреперів серії 630 розвиває корисну потужність 345 кВт на нижчих передачах і 373 кВт на вищих передачах. Двигун машини 657G розвиває 421 кВт на нижчих передачах і 447 кВт на вищих передачах.

На скреперах 627G та 637G встановлені спарені двигуни **CAT C9**, які забезпечують максимальні експлуатаційні характеристики і високу продуктивність при самозавантаженні. На моделі 627G встановлено двигун C9, який регулює потужність і розвиває 178 кВт при навантаженні і розвантаженні та 198 кВт при транспортуванні вантажу і зворотному рейсі. Двигун машини 637G розвиває відповідно 198 і 211 кВт. Скрепер моделі 657G має більш потужний двигун **C15**. Можливості регулювання потужності дозволяють двигуну скрепера розвивати збільшену потужність на вищих передачах для більш упевненої роботи на нахилах і скорочення часу циклу.

Модернізована кабіна оператора допомагає збільшити продуктивність праці. Модернізована кабіна оператора забезпечує ефективну роботу протягом усієї зміни. Нове регульоване сидіння з тканинної обивки «Cat Comfort» має підлокітники, які регулюються і повертаються в чотирьох положеннях, завдяки чому оператор займає оптимальне

положення як при переміщенні ґрунту, так і при його транспортуванні. Підвіска сидіння забезпечена автономним повітряним компресором з високоефективною пневматичною амортизацією. Модернізована конструкція рульової колонки забезпечує більше місця для ніг.

Капот модернізованої конструкції має скошені кути для збільшення оглядовості. Вихлопна труба розташована у задній частині капота для поліпшення видимості з правого боку машини.

У вдосконалених скреперах збережено управління навісним устаткуванням за допомогою одного джойстика, об'єднуючого в собі функції традиційних трьох важелів управління ковшем, фартухом і виштовхувачем. Оператор може піднімати ківш і включати фартух і виштовхувач за допомогою одного джойстика. На деяких моделях джойстик має натискний вимикач для управління шнеком або поперечиною. Джойстик має вимикачі фіксатора коробки передач і зчіпного пристрою з амортизатором.

Більш місткий і міцний скреперний ківш. Скреперний ківш модернізованої конструкції для кожної моделі має місткість вище на 10 %. Нова конструкція забезпечує поліпшений захист тягового бруса і більш надійне утримання вантажу. Низькопрофільна конструкція знижує опір при вході в матеріал, а комірчаста структура додає підвищеної міцності і стійкості до утворення вм'ятин на бічних і нижній сторонах ковша.

Бульдозерна система виштовхування дозволяє рівномірно розподіляти матеріал, скорочуючи до мінімуму об'єм, що залишається. Огорожа на виштовхувачі допомагає утримувати матеріал і не давати йому зсипатися на задню частину скрепера.

Скорочення часу на технічне обслуговування. Електронна система контролю EMS III стежить за станом машини і в оперативному режимі надає дані оператору. Система видає попередження про несправності, виявлені електронними блоками управління всіх головних систем.

Програмне забезпечення для технічного обслуговування «електронний технік» компанії CATERPILLAR забезпечує легкий доступ до інформації, що поступає в оперативному режимі і зберігається в пам'яті, за допомогою системи контролю

EMS III. Це дозволяє механіку, який виконує технічне обслуговування, швидко і легко визначити несправність.

Компанія CATERPILLAR внесла в скрепери ряд невеликих змін для підвищення їх надійності, довговічності і полегшення доступу до точок технічного обслуговування. Наприклад, був перенесений клапан навісного устаткування, що дозволило прибрати декілька шлангів і патрубків, які проходили над зчипним пристроєм. У результаті кількість вузлів і деталей у гідравлічній системі зменшилася, а доступ до устаткування став більш легким.

На скреперах серії G точки технічного обслуговування згруповані для спрощення повсякденних операцій. Використовуються фільтри експлуатаційних рідин, що нагвинчуються, за винятком головного фільтра гідравлічної системи. Фільтри такого типу скорочують час, потрібний на технічне обслуговування, і знижують вірогідність попадання забруднюючих речовин у системи.

Шнек, елеватор і прилади для режиму «тягни-штовхай». Кожний з нових скреперів має шнекову систему в ковші, забезпечуючи можливість самозавантаження машини як сипкими матеріалами, так і твердими. Шнек піднімає матеріал з різальної кромки і рівномірно розподіляє по ковшу. Крім того, шнек зменшує пилоутворення при навантаженні матеріалу до мінімуму (рис. 3.7, а).

Скрепер 623G з елеватором (рис. 3.7, в, г, е, ж, и) ідеально підходить для збору валків, перемішування матеріалу, а також для подрібнення органічної маси при знятті верхнього шару ґрунту. Елеватор піднімає матеріал з різальної кромки, переносить його у верхню частину і розвантажує ківш. Оператор може регулювати швидкість роботи стрічки залежно від стану матеріалу, підвищуючи продуктивність роботи. Стрічка елеватора може також рухатися у зворотному напрямі для розподілу верхнього шару ґрунту і розвантаження глинистого ґрунту. Одновісна конструкція елеватора покращує профіль завантаженого матеріалу, що дозволяє машині витримувати постійну масу корисного навантаження.

При багатомасштабних земляних роботах застосовують скреперні потяги. Два самохідних скрепери сполучають в один

агрегат. При набиранні ґрунту першим скрепером другий ніби відіграє роль штовхача. Після набирання ґрунту першим скрепером у роботу включається другий скрепер. При цьому роль першого скрепера зводиться до створення додаткового тягового зусилля, що використовується другим скрепером. Ця система отримала назву пушпульної (з англ. push-pull – тягни-штовхай) (рис. 3.19).

Машина 627G, 637G і 657G рекомендуються в конфігурації для тягни-штовхання, розрахованої на допомогу однієї машини іншій при завантаженні. Пристосування для режиму тягни-штовхай є поперечиною з гідроприводом, амортизуючою плитою, прикріплену болтами до передньої частини трактора, і крюк, прикріплюваний до задньої частини скрепера. Ця конструкція дозволяє сполучати машини при завантаженні. Як правило, скрепери в режимі тягни-штовхай забезпечують підвищену продуктивність і більш низькі витрати на кубічний метр переміщуваного ґрунту (рис. 3.19).



Рис. 3.19. Скреперний пушпульний потяг

3.1.2. Визначення швидкостей скрепера за динамічними характеристиками

Самохідні скрепери розвивають великі швидкості, визначати які доцільно за допомогою динамічних характеристик [4, 61, 62], аналогічних характеристикам автомобілів (п. 2.3).

На рис. 3.20 наведена динамічна характеристика самохідного скрепера з місткістю ковша 15 м^3 . На цьому рисунку наведено корисне навантаження й обмеження за зчепленням,

тобто вказано, при якому найменшому коефіцієнті зчеплення шин із шляхом φ скрепер може рухатися.

ПРИКЛАД 3.1 (практичне заняття 5). Розрахунок швидкості навісного скрепера з місткістю ковша $q = 15 \text{ м}^3$ за допомогою динамічної характеристики

При місткості ковша $q = 15 \text{ м}^3$ і щільності ґрунту $\rho = 1 \text{ т/м}^3$ розрахуємо масу ґрунту в ковші $G = q \cdot \rho = 15 \cdot 1 = 15 \text{ т}$. Знаючи коефіцієнт кочення $f = 0,06$ і під'йом $i = 0,04$, тобто $D = f + i = 0,06 + 0,04 = 0,1$ (п. 2.3), знаходимо, як це показано на рис. 3.20, що швидкість, з якою буде рухатися скрепер, $V = 10 \text{ км/год}$, а коефіцієнт зчеплення не повинен бути менше за $\varphi = 0,2$.

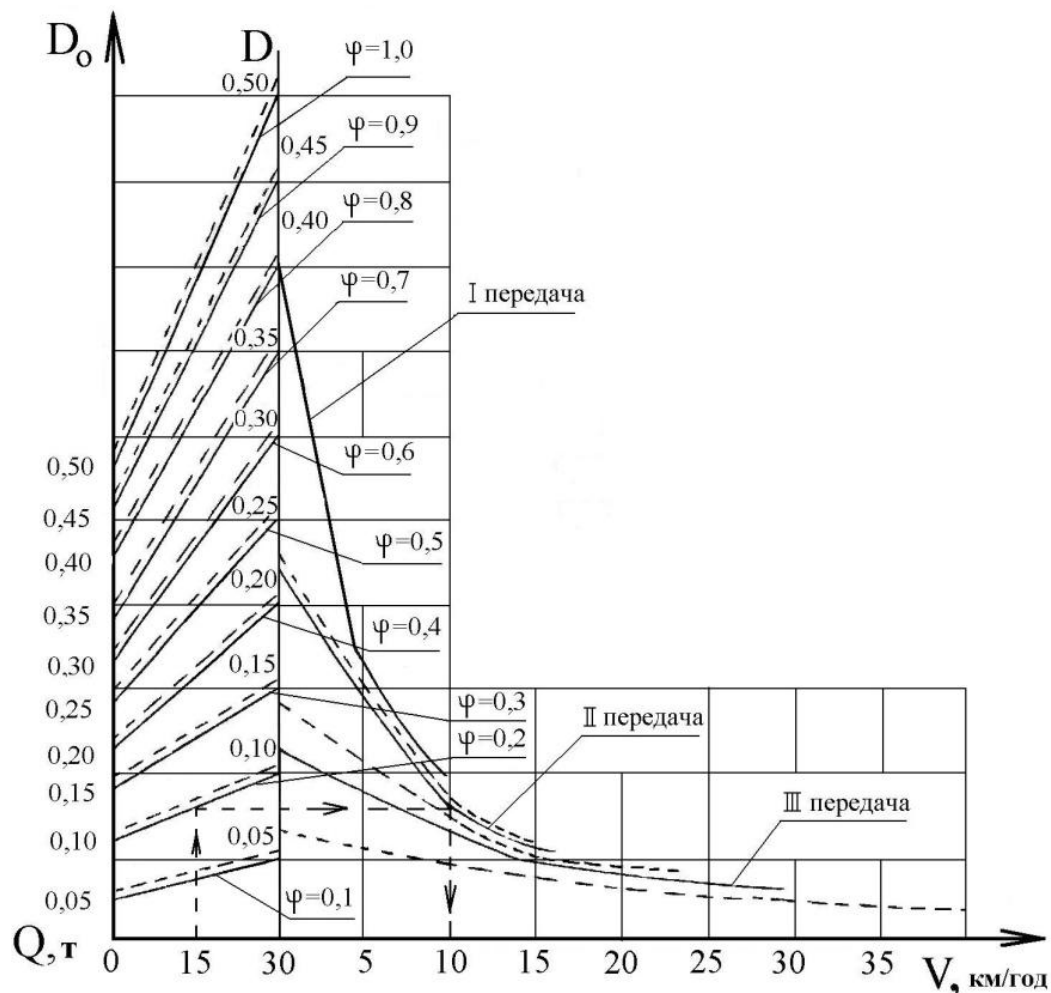


Рис. 3.20. Динамічна характеристика самохідного скрепера з ковшем 15 м^3 : — знижуюча ступінь передач; - - - - - пряма ступінь передач

Далі ми розглянемо *експлуатаційні тягові розрахунки* самохідного скрепера з електромотор-колесами і примусовим навантаженням, базуючись на його динамічній характеристиці (рис. 3.21).

При використанні цієї характеристики слід враховувати, що, по-перше, усі колеса скрепера є ведучими і, по-друге, шкала маси ґрунту у ковші скрепера розрахована на змінення цієї маси від нуля до максимального її значення Q_{\max} .

Фактична маса ґрунту Q , т, у скрепері визначається за формулою

$$Q = q \cdot \frac{k_n}{k_p} \cdot \rho, \quad (3.1)$$

де q – місткість ковша, м³;
 k_n – коефіцієнт наповнення ковша;
 ρ – щільність ґрунту, т/м³;
 k_p – коефіцієнт розпушення ґрунту.

Тривалість рейса скрепера T_p включає час копання $t_{\text{коп}}$, час руху навантаженого $t_{\text{нав}}$ і порожнього $t_{\text{пор}}$ скрепера, час розвантаження $t_{\text{роз}}$ і час на маневри $t_{\text{ман}}$.

Визначення шляху і часу копання поліпшується тим, що при примусовому наповненні ковша товщина ґрунту, який зрізується («стружки»), на це наповнення не впливає, оскільки вона у 5–10 разів менша за ширину різальної частини ковша b . Це дозволяє розраховувати з достатньою точністю силу копання за приблизною формулою з використанням питомого опору різанню $k_{\text{різ}}$, т/м².

Виходячи з сили зчеплення, яка реалізується, можна прийняти, що

$$\varphi_{\text{коп}} \cdot (G + Q) = k_{\text{різ}} \cdot b \cdot c + (G + Q) \cdot \psi_{\text{коп}}, \quad (3.2)$$

де $\varphi_{\text{коп}}$ – розрахунковий коефіцієнт зчеплення при копанні;
 c – товщина «стружки», м;
 $\psi_{\text{коп}}$ – коефіцієнт сумарного питомого опору шляху;
 G – маса скрепера, т;
 Q – фактична маса ґрунту в скрепері, т,

звідки

$$c = \frac{(\varphi_{\text{коп}} - \psi_{\text{коп}}) \cdot (G + Q)}{k_{\text{різ}} \cdot b}, \quad (3.3)$$

а шлях копання $l_{\text{коп}}$, м,

$$l_{\text{коп}} = \frac{Q \cdot (1 + \tau_{\text{пр}})}{\rho \cdot b \cdot c}, \quad (3.4)$$

де $\tau_{\text{пр}}$ – коефіцієнт, який враховує призму волочіння.

Швидкості копання і руху навантаженого і порожнього скрепера визначаються за допомогою його динамічної характеристики, при цьому слід мати на увазі, що для розрахунку швидкості копання $D = \varphi_{\text{коп}}$ (рис. 3.21).

Час копання $t_{\text{коп}}$, с, визначаємо за формулою

$$t_{\text{коп}} = \frac{3,6 \cdot l_{\text{коп}} \cdot K_y}{V_{\text{коп}}}, \quad (3.5)$$

де $l_{\text{коп}}$ – шлях копання (формула (3.4));

K_y – коефіцієнт, який враховує розгін та уповільнення скрепера, $K_y = 1$ (п. 2.3, тільки для режиму копання);

$V_{\text{коп}}$ – швидкість копання (за динамічною характеристикою (рис. 3.21)).

Тягові розрахунки зводяться у табл. 3.5.

Перевірка електродвигуна мотор-колес на нагрів визначається допустимим значенням тривалості струму $I_{\text{тр}}$, А, і відбувається за умови

$$I_{\text{тр}} > 1,2 \cdot \sqrt{\frac{\sum I^2 \cdot t}{T_p}}, \quad (3.6)$$

де значення $\sum I^2 \cdot t$ наведені у графі 8 табл. 3.5;

T_p – тривалість рейсу, с,

$$T_p = t_{\text{коп}} + t_{\text{нав}} + t_{\text{розв}} + t_{\text{пор}} + t_{\text{ман}}, \quad (3.7)$$

де $t_{\text{коп}}$ – час копання, с (формула (3.5));
 $t_{\text{нав}}$ – час руху навантаженого скрепера, с (табл. 3.5);
 $t_{\text{пор}}$ – час руху порожнього скрепера, с (табл. 3.5);
 $t_{\text{розв}}$ – час розвантаження, с;
 $t_{\text{ман}}$ – час на маневри, с.

Нагрів редуктора мотор-колеса розглядається як нагрів однорідного тіла з нескінченною теплопровідністю. Перевірка цього нагріву проводиться за допустимою температурою редуктора $\tau_{\text{доп}}$, $^{\circ}\text{C}$, і коефіцієнтом тепловіддачі \mathbf{B} , $\text{кВт}/^{\circ}\text{C}$ [4],

$$\tau_{\text{доп}} = \frac{N_{\text{коп}} \cdot (1 - \eta_{\text{коп}}) \cdot t_{\text{коп}} + N_{\text{нав}} \cdot (1 - \eta_{\text{нав}}) \cdot t_{\text{нав}} + N_{\text{пор}} \cdot (1 - \eta_{\text{пор}}) \cdot t_{\text{пор}}}{T_p \cdot B}, \quad (3.8)$$

де $N_{\text{коп}}$, $N_{\text{нав}}$, $N_{\text{пор}}$ – розрахункові дані (графа 9 табл.3.5);
 $\eta_{\text{коп}}$, $\eta_{\text{нав}}$, $\eta_{\text{пор}}$ – розрахунки (графа 10 табл.3.5);
 $t_{\text{коп}}$, $t_{\text{нав}}$, $t_{\text{пор}}$ - розрахунки (графа 8 табл. 3.5).

Для визначення ККД редуктора мотор-колеса використовуємо рис. 3.22, а схема роботи скрепера наведена на рис. 3.23.

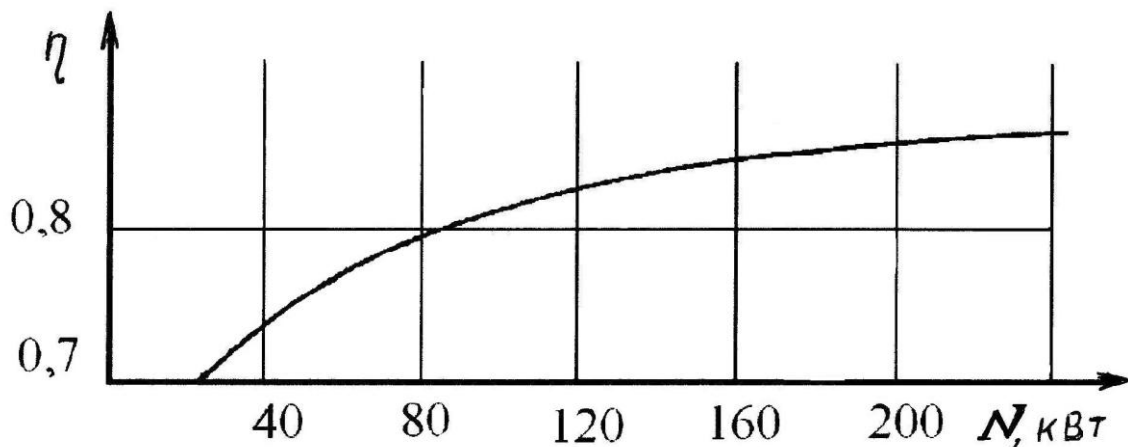


Рис. 3.22. Графік залежності ККД редуктора мотор-колеса від потужності, яка передається

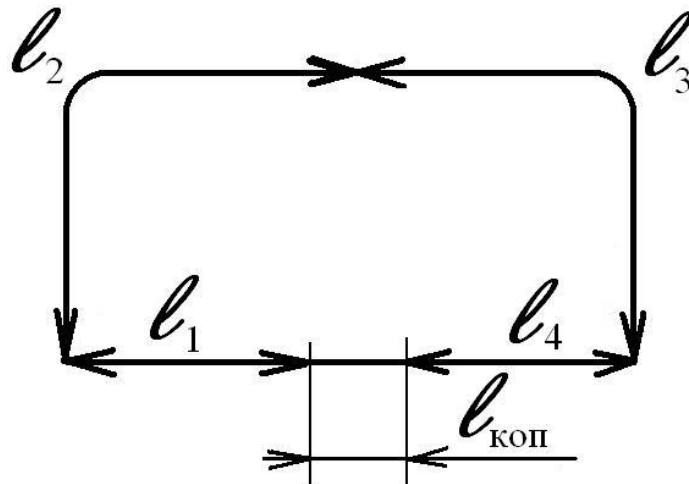


Рис. 3.23. Схема роботи скрепера

Технічну продуктивність скрепера $\Pi_{\text{техн}}$, м³/год, визначаємо за формулою

$$\Pi_{\text{техн}} = \frac{3600 \cdot Q}{T_p \cdot \rho}, \quad (3.9)$$

де Q – маса ґрунту в скрепері, т (за формулою (3.1));
 T_p – тривалість рейсу, с (за формулою (3.7));
 ρ – щільність ґрунту, т/м³.

ПРИКЛАД 3.2. Експлуатаційні тягові розрахунки самохідного скрепера з електродвигунами і примусовим навантаженням

Дано: $q = 30 \text{ м}^3$; $G = 40 \text{ т}$; $b = 3,6 \text{ м}$; $I_{\text{тр}} = 230 \text{ А}$; $\tau_{\text{доп}} = 110 \text{ }^\circ\text{С}$;
 $B = 0,3 \text{ кВт/}^\circ\text{С}$; $k_n = 1$; $k_p = 1,3$; $\rho = 1,7 \text{ т/м}^3$; $\tau_{\text{пр}} = 0,1$; $k_{\text{різ}} = 25 \text{ т/м}^2$;
 $\varphi_{\text{коп}} = 0,3$; $\psi_{\text{коп}} = 0,1$; $t_{\text{розв}} = 60 \text{ с}$; $t_{\text{ман}} = 120 \text{ с}$; $l_1 = l_4 = 280 \text{ м}$;
 $l_2 = l_3 = 2000 \text{ м}$.

Необхідно розрахувати складові табл. 3.5, знайти тривалість рейсу T_p , технічну продуктивність скрепера $\Pi_{\text{техн}}$, зробити перевірку на нагрів електродвигуна мотор-колеса і редуктора мотор-колеса. Дати висновки.

Розв'язання

Маса ґрунту в скрепері Q , т, визначаємо за формулою (3.1)

$$Q = 30 \cdot \frac{1}{1,3} \cdot 1,7 = 39,23.$$

Товщина стружки c , м, визначається за формулою (3.3)

$$c = \frac{(0,3-0,1) \cdot (40+39,23)}{25 \cdot 3,6} = 0,176.$$

Шлях копання $l_{\text{коп}}$, м, визначається за формулою (3.4)

$$l_{\text{ЕП}} = \frac{39,23 \cdot (1+0,1)}{1,7 \cdot 3,6 \cdot 0,176} = 40,06.$$

За динамічною характеристикою скрепера (рис. 3.21) при розрахунковому коефіцієнті зчеплення $\phi_{\text{коп}} = 0,3$ і $Q = 39,23$ т визначаємо, що найбільша швидкість копання $V_{\text{коп}} \approx 11$ км/год. Таким чином, чим менше $\phi_{\text{коп}}$, тим менше c і більше швидкість копання.

Час копання $t_{\text{коп}}$, с, визначаємо за формулою (3.5)

$$t_{\text{коп}} = \frac{3,6 \cdot 40,06 \cdot 2}{11} = 26,22.$$

Швидкості руху навантаженого і порожнього скрепера визначаються за допомогою його динамічної характеристики (рис. 3.21), а час навантаженого та порожнього руху – аналогічно розрахунку часу копання (див. графу 7 табл. 3.6).

Складаємо таблицю тягових розрахунків (табл. 3.6), використовуючи динамічну характеристику (рис. 3.21), графік $\eta = f(N)$ (рис. 3.22) і схему роботи скрепера (рис. 3.23).

Тривалість рейсу T_p , с, розраховуємо за формулою (3.7)

$$T_p = 26,22 + 352,91 + 60 + 273,83 + 120 = 832,96.$$

Тоді за формулою (3.6) перевіряємо на нагрів електродвигун мотор-колеса, $I_{тр}$, А (значення $\sum I^2 \cdot t$ наведені у графі 8 табл. 3.6),

$$I_{\dot{D}} = 230 \text{ А} > 1,2 \cdot \sqrt{\frac{\sum 671,46 \cdot 10^4}{832,96}} = 107,74 \text{ ,}$$

а редуктор мотор-колеса $\tau_{доп}$, $^{\circ}\text{C}$, за формулою (3.8)

$$\tau_{\dot{A}} = \frac{240 \cdot (1 - 0,85) \cdot 26,22 + 168 \cdot (1 - 0,84) \cdot 352,91 + 144 \cdot (1 - 0,83) \cdot 273,83}{832,96 \cdot 0,3} = 68,56 < 110 \text{ .}$$

Технічну продуктивність скрепера $\Pi_{техн}$, $\text{м}^3/\text{год}$, визначаємо за формулою (3.9)

$$\Pi_{техн} = \frac{3600 \cdot 39,23}{832,96 \cdot 1,7} = 99,73 \text{ .}$$

Висновок: таким чином, при прийнятому рішенні роботи електродвигуни і редуктори мотор-колес не перегріваються.

3.1.3. Двомоторні та двоківшові скрепери

Крім збільшення місткості ковша скрепера, що досягла в зарубіжній практиці вже 46 м^3 , поширення набувають двомоторні скрепери. Подальшим розвитком напівпричпних скреперів з'явилося створення двоківшових скреперів (рис. 3.24) [41, 46, 63–70].

З метою досягнення більш високої продуктивності і прохідності напівпричпних скреперів, що працюють у зчепі з одновісними тягачами, розробляються нові конструктивні рішення.

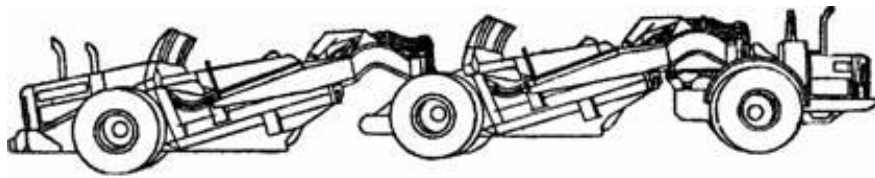


Рис. 3.24. Двоківшовий скрепер з додатковим приводом на задню вісь

У двомоторних скреперів разом з двигуном одновісного тягача є ще спеціальний двигун на задній осі з трансмісією для привода ходових коліс, що вмикається при набиранні ґрунту. При цьому значно збільшується тягове зусилля машини, оскільки задні колеса стають ведучими. Двомоторні скрепери серійно випускаються зарубіжними фірмами «Катерпіллар», «Аліс-Чалмерс», «Евклід» (США) та ін. Подальшим розвитком напівпричіпних скреперів з'явилося створення двоківшових скреперів (рис. 3.25), у яких усі ходові колеса виконуються також ведучими.

Здвоєні скрепери з шістьма і вісьма приводними колесами мають гідравлічну або електроконтактну систему управління і примусове розвантаження ковша.

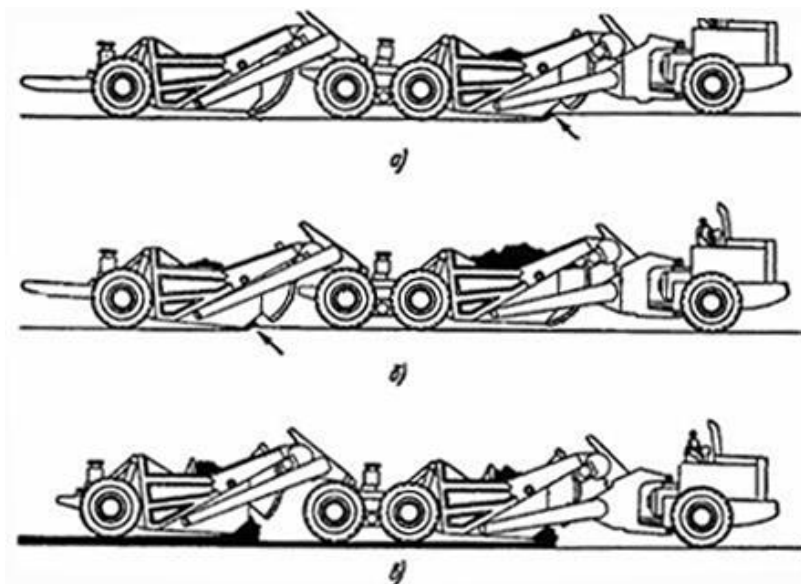


Рис. 3.25. Схема роботи двоківшових скреперних агрегатів: а – набирання ґрунту першим ковшем; б – набирання ґрунту другим ковшем; в – одночасне вивантаження ґрунту

Розробка ґрунту проводиться по черзі: при заповненні ковша переднього скрепера порожній задній скрепер є штовхачем, по заповненні ковша передній скрепер працює як тягач спільно з основним тягачем. Найбільша глибина різання досягає 0,76 м, а товщина шару ґрунту, що відсипається, – 0,66 м.

Застосування механічної передачі для приводу задніх коліс значно ускладнює конструкцію скрепера. Тому все більшого застосування одержує дизель-електричний привод з установленим на валу дизеля генератора, що живить струмом електродвигуни для приводу кожного колеса, або дизель-гідравлічний привод з високомоментними гідромоторами на кожному колесі. Привод ходових коліс за системою «мотор-колесо» (рис. 3.26) або «гідромотор-колесо» дозволяє без зміни конструкції базової машини-тягача виконувати колеса зчпної машини ведучими і використовувати вагу машини для збільшення тягового зусилля при різанні ґрунту і у важких дорожніх умовах. Тому цей вид приводу одержує широке застосування як у скреперах, так і в інших землерийно-транспортних машинах.

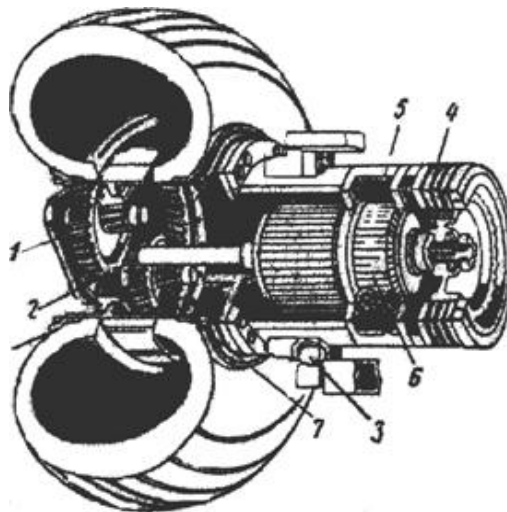


Рис. 3.26. Мотор-колесо: 1 – планетарний редуктор; 2 – провідна шестірня; 3 – підшипник; 4 – система охолодження; 5 – статор; 6 – ротор; 7 – відомий зубчастий вінець; 8 – пневмошина

Агрегат «мотор-колесо» (рис. 3.26) складається з пневматичної шини, обода і вбудовуваних у нього редуктора та

електродвигуна звичайно постійного струму. У такій конструкції корпус електродвигуна є віссю колеса і з вільної сторони має фланець для кріплення до рами машини. Основними перевагами приводу за системою «мотор — колесо» і «гідромотор — колесо» є спрощення кінематичної схеми, а зокрема трансмісії за рахунок видалення коробок швидкостей, диференціалів, карданних валів, фрикційних елементів та інших вузлів; можливість використовувати повністю і раціонально потужність дизеля у всіх режимах роботи машини, що істотно підвищує її продуктивність [10].

3.1.4. Скреперні потяги

Зростання наповнення ковша для скреперів з тяговим завантаженням досягається за рахунок використання тракторів-штовхачів на гусеничному ході [52, 53].

Кількість скреперів $N_{ск}$, яку може обслуговувати трактор-штовхач, можна розрахувати за формулою

$$N_{ск} = \frac{T_p}{3,6 \cdot l_{коп} \cdot \left(\frac{K_y^p}{V_k} + \frac{K_y^3}{V_o} \right) + t_T}, \quad (3.10)$$

де T_p – тривалість циклу роботи скрепера, с;

$l_{коп}$ – шлях копання, м;

V_k, V_o – швидкості переміщення штовхача при копанні та відході, км/год;

t_T – час на підхід штовхача до скрепера, $t_T = 40-60$ с;

K_y^p, K_y^3 – коефіцієнти урахування розгону та уповільнення [4].

Формула (3.10) враховує, що штовхач супроводжує скрепер при набиранні ґрунту, а потім повертається до початку ділянки набирання для обслуговування іншого скрепера.

На рис. 3.27 наведені схеми завантаження ковшів скреперів у середині шляху копання.

Спосіб копання скреперами з використанням тракторів-штовхачів на гусеничному ході (рис. 3.27, а) має ряд суттєвих недоліків:

- відсутня синхронність переміщення за рахунок різних характеристик двигунів і ходових обладнань пневмоколісного тягача скрепера і гусеничного штовхача;
- підштовхування не реалізує можливе тягове зусилля, необхідна спеціальна додаткова машина.

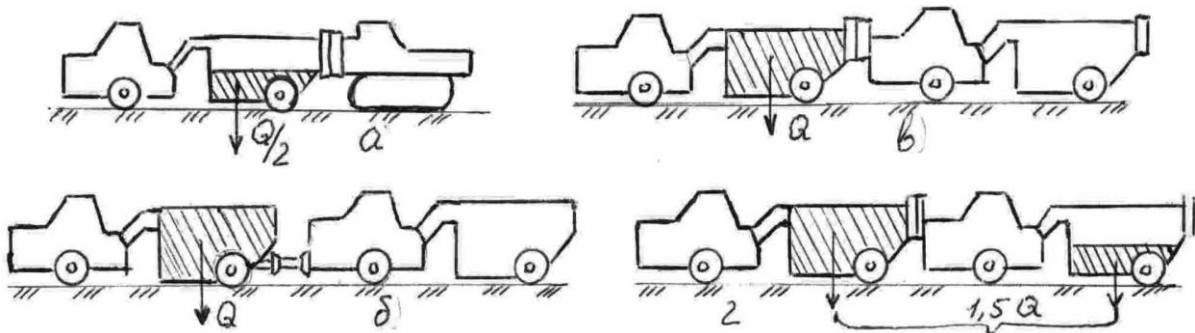


Рис. 3.27. Схеми завантаження ковшів скреперів у середині шляху копання: а – при роботі зі штовхачем; б – за системою “тягни-штовхай”; в – за системою “завжди разом”; г – за системою “тільки тягни”; Q – маса ґрунту в ковші (на рисунку заштриховано)

Одним із важливих резервів підвищення продуктивності скреперів є використання потягів (рис. 3.27, б–г). Робота скреперних потягів при копанні ґрунту може організовуватися за трьома системами:

- перша – при копанні два скрепери з’єднуються разом і допомагають один одному завантажувати ківш (**система “тягни-штовхай”**);
- друга – з послідовною зміною скреперів, тобто при копанні до першого завантаженого скрепера підходить другий, перший тягне другого і допомагає йому завантажитися, після завантаження другого перший відходить, а до другого підходить третій і т. д. (**система “тільки тягни”**);
- третя – скрепери завжди з’єднані при копанні і при транспортуванні ґрунту (**система “завжди разом”**).

Кожна з систем характеризується різним заповненням ковша і додатковим часом на з’єднання у потязі порівнянно з одиночними скреперами (табл. 3.7).

Для попереднього вирішення питання про доцільність заміни скреперними потягами скреперів без штовхачів і зі штовхачами пропонується *метод визначення критеріїв ефективності скреперних потягів.*

Таблиця 3.7

Порівнювальні дані різноманітних систем

Система	“Тягни-штовхай”	“Тільки тягни”	“Завжди разом”
Збільшення наповнення ковша	Значне	Максимальне	Значне
Додатковий час на з’єднання скреперів	Мінімальне	Невелике	Нема
Зменшення швидкості транспортування ґрунту	Нема	Нема	Зменшується

Порівняємо скреперні поїзди із скреперами без штовхачів. Доцільність використання скреперного потяга визначається тим, що додаткові маневри цих скреперів перекриваються збільшенням продуктивності за рахунок якісного заповнення ковша.

Введемо позначення: $t_{\text{дод}}$ – додатковий час на маневри при скреперних потягах (сюди також входить час на додатковий шлях тяги чи штовхання); δ – коефіцієнт збільшення наповнення ковша при скреперних потягах; q – місткість ківша скрепера; $K_{\text{нап}}$ – коефіцієнт наповнення ковша (за щільним тілом) без використання скреперних потягів; T – час рейсу скрепера без використання скреперних потягів.

Тоді вимоги доцільності використання скреперних потягів за системами “тягни-штовхай” і “тільки тягни” визначаються нерівністю

$$\frac{K_{\text{нап}} \cdot q}{T} < \frac{K_{\text{нап}} \cdot q \cdot \delta}{T + t_{\text{дод}}} \quad (3.11)$$

або

$$\frac{T}{K_{\text{нап}} \cdot q} > \frac{T}{K_{\text{нап}} \cdot q \cdot \delta} + \frac{t_{\text{дод}}}{K_{\text{нап}} \cdot q \cdot \delta}. \quad (3.12)$$

Введемо поняття B – коефіцієнт збільшення продуктивності

$$B = \left(1 - \frac{1}{\delta} - \frac{t_{\text{дод}}}{T \cdot \delta}\right) \cdot 100\%. \quad (3.13)$$

Тоді умова доцільності використання скреперних потягів замість скреперів без штовхача запишеться як $B > 0$.

Порівняємо скреперні потяги із скреперами зі штовхачами. Умова доцільності використання скреперів у цьому випадку визначається меншою вартістю виїмки 1 м^3 ґрунту, тобто

$$\frac{C_{\text{скр}} \cdot (T + t_{\text{дод}})}{K_{\text{нап}} \cdot q \cdot \delta} < \frac{(C_{\text{скр}} + \frac{C_{\text{тол}}}{n}) \cdot T}{K_{\text{нап}} \cdot q}, \quad (3.14)$$

або

$$\frac{T + t_{\text{дод}}}{K_{\text{нап}} \cdot q \cdot \delta} < 1 + \frac{C_{\text{тол}}}{n \cdot C_{\text{скр}}}, \quad (3.15)$$

звідси

$$1 - \frac{1}{\delta} - \frac{t_{\text{дод}}}{T \cdot \delta} + \frac{C_{\text{тол}}}{n \cdot C_{\text{скр}}} > 0, \quad (3.16)$$

де $C_{\text{тол}}$, $C_{\text{скр}}$ – вартість машино-години штовхача і скрепера;
 n – кількість скреперів на один штовхач.

Згідно з формулою (3.13) економічність використання скреперних потягів замість скреперів зі штовхачами визначається за формулою

$$B + \frac{C_{\text{тол}} \cdot 100}{n \cdot C_{\text{скр}}} \% > 0. \quad (3.17)$$

Таким чином, для виявлення доцільності використання скреперних потягів рекомендується у першу чергу визначити коефіцієнт збільшення продуктивності **Б**.

Якщо скреперні потяги порівнюються із скреперами без штовхачів, доцільність їх використання визначається нерівністю $B > 0$.

Якщо скреперні потяги порівнюються із скреперами зі штовхачами, умови економічності використання цих потягів

визначаються збільшенням B на величину $\frac{C_{\text{тол}} \cdot 100}{n \cdot C_{\text{скр}}}$.

Природно, у цьому випадку значення **Б** може бути від'ємним,

але величина $B + \frac{C_{\text{тол}} \cdot 100}{n \cdot C_{\text{скр}}}$ додатною.

У системі „завжди разом“ величина $t_{\text{дод}}$ визначається зменшенням швидкості руху при спарених скреперах. У цьому випадку при *одиначних скреперах*

$$T = \frac{2 \cdot 3,6 \cdot L}{60 \cdot V_{\text{од}}} + t_{\text{зав}} + t_{\text{розв}}, \quad (3.18)$$

де L – довжина транспортування, м;

$t_{\text{розв}}$ – час розвантаження ковша, хв;

$t_{\text{зав}}$ – час завантаження ковша, хв;

$V_{\text{од}}$ – швидкість переміщення одиначних скреперів, км/год.

При спарених скреперах час рейсу T , хв, визначається за формулою

$$T + t_{\text{дод}} = \frac{2 \cdot 3,6 \cdot L}{60 \cdot V_{\text{сп}}} + 2 \cdot t_{\text{зав}} + t_{\text{розв}}, \quad (3.19)$$

де $V_{\text{сп}}$ – швидкість переміщення спарених скреперів ($V_{\text{сп}} < V_{\text{од}}$), км/год.

З формул (3.18) та (3.19) додатковий час $t_{\text{дод}}$, хв, визначаємо за формулою

$$t_{\text{дод}} = \frac{72 \cdot L}{60} \cdot \left(\frac{1}{V_{\text{сп}}} - \frac{1}{V_{\text{од}}} \right) + t_{\text{зав}}. \quad (3.20)$$

Економічність системи “завжди разом” визначається можливістю роботи одного оператора з дистанційним управлінням.

Розглянемо приклад визначення економічності для системи “тільки тягни”.

ПРИКЛАД 3.3 (практичне заняття 6). Визначення критеріїв ефективності скреперних потягів

При роботі **без штовхача**: коефіцієнт наповнення ковша $K_{\text{нап1}} = 0,6$; час копання $t_{\text{коп1}} = 20$ с; час рейсу скрепера $T = 500$ с.

При роботі **зі штовхачем**: коефіцієнт наповнення ковша $K_{\text{нап2}} = 1,3$; час копання $t_{\text{коп2}} = 30$ с.

При роботі скреперних поїздів за системою **“тільки тягни”**: коефіцієнт наповнення ковша $K_{\text{нап3}} = 1,2$; час копання $t_{\text{коп3}} = 50$ с.

Кількість скреперів на один штовхач $n = 3$.

Відношення $C_{\text{тол}}/C_{\text{скр}} = 0,8$.

Отже, при роботі скреперних потягів коефіцієнт збільшення заповнення ковша визначається як

$$\delta_1 = K_{\text{нап3}} / K_{\text{нап1}} = 1,2 / 0,6 = 2,$$

а додатковий час на маневри $t_{\text{дод}}$, с,

$$t_{\text{дод}} = t_{\text{коп3}} - t_{\text{коп1}} = 50 - 20 = 30.$$

Тоді за формулою (3.13) маємо

$$B_1 = \left(1 - \frac{1}{2} - \frac{30}{500 \cdot 2}\right) \cdot 100\% = 47\%,$$

тобто продуктивність порівняно із скрепером без штовхача збільшується приблизно у два рази.

У разі використання трактора-штовхача коефіцієнт збільшення заповнення ковша визначається як

$$\delta_2 = K_{\text{нап3}} / K_{\text{нап2}} = 1,2 / 1,3 = 0,92,$$

а додатковий час на маневри $t_{\text{дод}}$, с,

$$t_{\text{дод}} = t_{\text{коп3}} - t_{\text{коп2}} = 50 - 30 = 20.$$

Тоді за формулою (3.13) маємо

$$B_1 = \left(1 - \frac{1}{0,92} - \frac{20}{500 \cdot 0,92}\right) \cdot 100\% = -13,1\%,$$

тобто при скреперних потягах продуктивність зменшиться на 13 %. Однак за формулою (3.14) маємо

$$B_2 + \frac{C_{\text{тол}} \cdot 100}{n \cdot C_{\text{скр}}} = -13,1 + \frac{0,8 \cdot 100}{3} = 13,56\%,$$

тобто вартість 1 м^3 при використанні скреперних потягів зменшиться приблизно на 13,6 % порівняно з роботою скреперів з трактором-штовхачем.

3.2. Бульдозери

Бульдозером називається землерийна машина, що складається з базового тягача і бульдозерного (навісного устаткування) і призначена для різання і переміщення ґрунту, а також для планування поверхні, що розробляється [83, 85, 87].

Широке використання бульдозерів у будівельному виробництві визначається простотою їх конструкції, надійністю і економічністю в експлуатації, високою продуктивністю, мобільністю й універсальністю.

Для більшості сучасних гусеничних бульдозерів економічно вигідна дальність транспортування (переміщення) ґрунту не перевищує 80–100 м, а для колісних – 100–150 м.

Вони виконують такі роботи: розробку і переміщення ґрунтів, планування ділянок, розрівнювання ґрунту, що відсипається іншими машинами; зведення насипів і розробку виїмок при спорудженні автомобільних і залізничних шляхів, при будівництві каналів та ін.; засипку ровів, каналів, водопровідних, каналізаційних та інших споруд; обслуговування складів піску, щебеню, каменю та ін.; розчищення територій від снігу, каміння, пнів, дерев, будівельного сміття та ін.; використання як товкачів скреперів при виконанні відповідних земляних робіт та ін.

За призначенням розрізняють бульдозери *загального призначення*, які використовуються для виконання основних видів землерийно-транспортних і допоміжних робіт у різних ґрунтових і кліматичних умовах (температура від –40 до +40 °С), і *спеціальні*, застосовувані для виконання цільових робіт у специфічних ґрунтових або технологічних умовах, наприклад підземні та підводні бульдозери (температура від –60 до +60 °С).

Залежно від тягового класу базових машин бульдозери поділяють на *малогабаритні* (клас до 0,9), *легкі* (класи 1–4), *середні* (класи 6–15), *важкі* (класи 25–35) і *надважкі* (клас вище 35).

За типом ходового пристрою бульдозери поділяються на гусеничні і пневмоколісні. Переважного поширення набули гусеничні бульдозери, що мають високі тягові зусилля і прохідність. Чим вище тяговий клас машини, тим більший обсяг

земляних робіт вона здатна виконувати і розробляти міцніші ґрунти.

За конструкцією робочого органу розрізняють бульдозери з *неповоротним* у плані відвалом (рис. 3.28), постійно розташованим перпендикулярно до подовжньої осі базової машини, і з *поворотним* відвалом (рис. 3.29), який може встановлюватися перпендикулярно або під кутом до 60° у плані (в обидва боки) до подовжньої осі машини і до 12° до вертикальної осі.

За типом системи управління відвалом розрізняють бульдозери з *гідравлічним* і *механічним* (канатно-блоковим) управлінням. При канатно-блоковій системі управління піднімання відвалу здійснюється зубчасто-фрикційною лебідкою через канатний поліспаст, опускання - під дією власної сили тяжіння відвалу. При гідравлічній системі управління піднімання й опускання відвалу здійснюється примусово гідроциліндрами двосторонньої дії. Бульдозери з механічним управлінням нині не випускаються.

У бульдозера з неповоротним відвалом (рис. 3.28) відвал 1 кріпиться за допомогою універсальних шарнірів 8 до штовхаючого пристрою у вигляді брусів 7 коробчастого перерізу, задні кінці яких сполучені за допомогою упряжних шарнірів 6 з балками 5 ходового пристрою базового трактора 4.

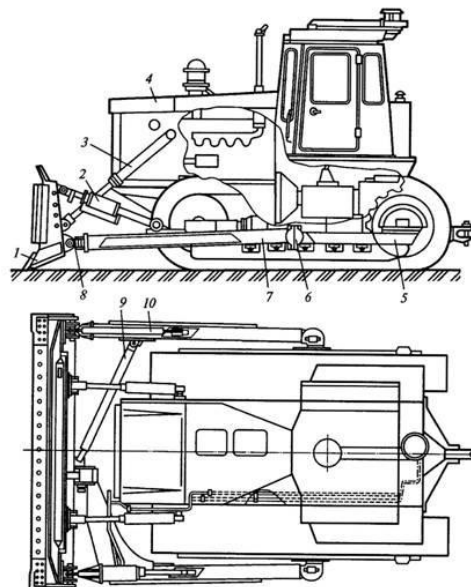


Рис. 3.28. Бульдозер з неповоротним відвалом

Шарніри дозволяють штовхаючим брусам обертатися у вертикальній і горизонтальній площинах при перекосі відвалу. Піднімання й опускання відвалу здійснюється за допомогою двох гідроциліндрів подвійної дії 3, штоки яких шарнірно прикріплені до відвалу через кронштейни. Відвал у робочому положенні утримують гідророзкіс 2 і гвинтовий жорсткий розкіс 10, які встановлені в площинах відповідно лівого і правого штовхаючих брусів. Навантаження між штовхаючими брусами рівномірно розподіляється механізмом 9 компенсації перекосу, що забезпечує стійкість відвалу в горизонтальній площині. Гідророзкіс здійснює перекіс відвалу в поперечній площині шляхом повороту його на кут до 12° і є гідроциліндром подвійної дії з гідрозамком, який включений у гідросистему трактора. Гвинтовий розкіс служить для механічної зміни кута різання ножів.

У поворотного бульдозера (рис. 3.29) відвал 1 монтується на універсальній штовхаючій рамі 7, що охоплює зовні трактор 4 і складається з двох жорстко сполучених між собою напіврам прямокутного перерізу. Рама кріпиться до ходових візків трактора за допомогою упряжних шарнірів 5. На рамі замість відвалу може бути встановлене різне змінне устаткування з гідравлічним управлінням – кущоріз, деревозвалювач, викорчовувач, плуговий снігоочисник та ін. Поворотний відвал сполучений зі штовхаючою рамою за допомогою центрального кульового шарніра 10 і двох бічних штовхачів 8 з гвинтовими розкосами 2, що забезпечують різне положення відвалу відносно рами. При однаковій зміні довжини розкосів від середнього положення регулюють кут різання ножів. Кут поперечного перекосу відвалу у вертикальній площині регулюється шляхом зміни міжцентрової відстані вушок розкосів.

Відвал може бути встановлений у плані під кутом до 60° в обидва боки від подовжньої осі машини і під прямим кутом до неї. Для встановлення відвалу в три положення (праве, праве і ліве) на верхній полиці кожної напіврами встановлено по три опорні кронштейни 6, в яких шарнірно кріпляться штовхачі. На скошеній частині напіврам встановлено кронштейни 9 для кріплення гідроциліндрів 3 піднімання-опускання відвалу. У деяких моделях бульдозерів зміна кута повороту в плані і

регулювання кута перекосу відвалу здійснюються за допомогою гідроциліндрів.

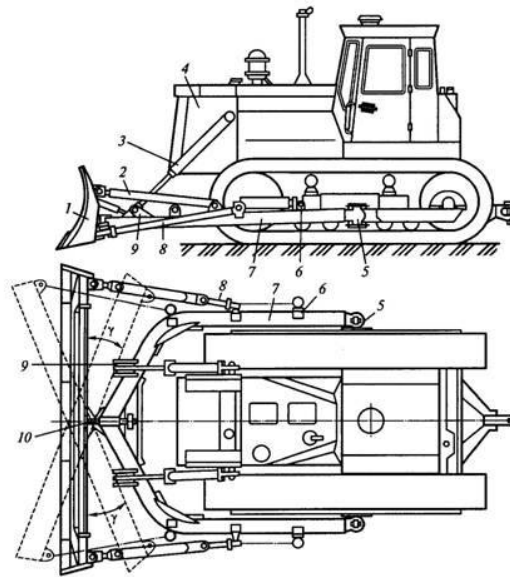
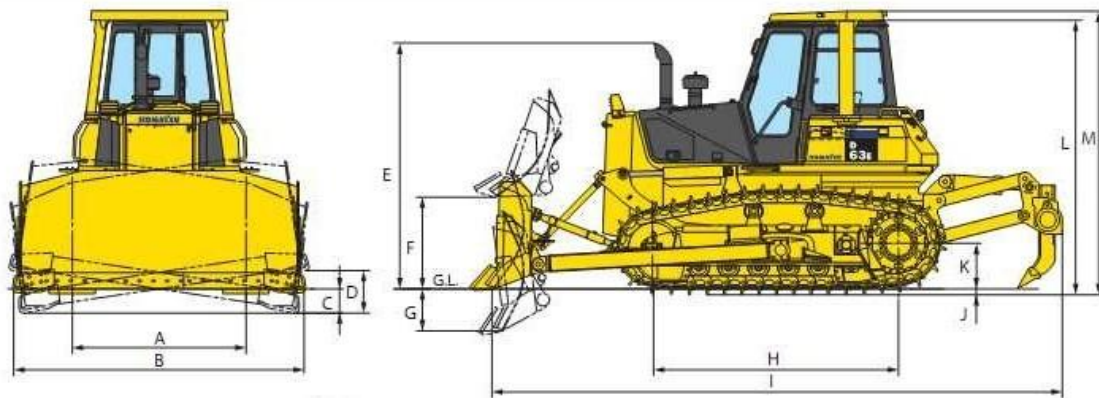


Рис. 3.29. Бульдозер з поворотним відвалом

Бульдозер з напівуніверсальним відвалом (рис. 3.30) частково об'єднує два попередні варіанти, маючи можливість часткової зміни відвалу вздовж подовжньої осі машини.



Дорожній просвіт – 390 мм

$A = 1925 \text{ мм}$	$D = 600 \text{ мм}$	$G = 460 \text{ мм}$	$J = 65 \text{ мм}$	$M = 3140 \text{ мм}$
$B = 3200 \text{ мм}$	$E = 2700 \text{ мм}$	$H = 2725 \text{ мм}$	$K = 505 \text{ мм}$	
$C = 290 \text{ мм}$	$F = 1005 \text{ мм}$	$I = 6510 \text{ мм}$	$L = 3025 \text{ мм}$	

Рис. 3.30. Бульдозер D37EX-21 (Komatsu), який обладнаний напівуніверсальним відвалом

Основні прогресивні напрями створення бульдозерів – це збільшення їх потужності, використання гідравлічного привода, вдосконалення профілю відвалу і устаткування їх розпушувачами.

Більшість бульдозерів є гусеничними, оскільки пневмоколісний ходовий пристрій, хоча і істотно збільшує швидкості машин, але у ряді випадків не забезпечує необхідного тягового зусилля через недостатню силу зчеплення. Для збільшення цієї сили застосовуються спеціальні протектори шин.

На рис. 3.31 наведені основні параметри пневмоколісних бульдозерів і показані залежно від потужності двигуна N розміри відвалу (ширина b і висота H) і швидкості переднього і заднього ходів ($V_{\text{п}}$ і $V_{\text{з}}$). Графіки ілюструють збільшення розмірів відвалу і потужності двигуна, розрахованого для копання ґрунту залежно від швидкості [71, 72, 73].

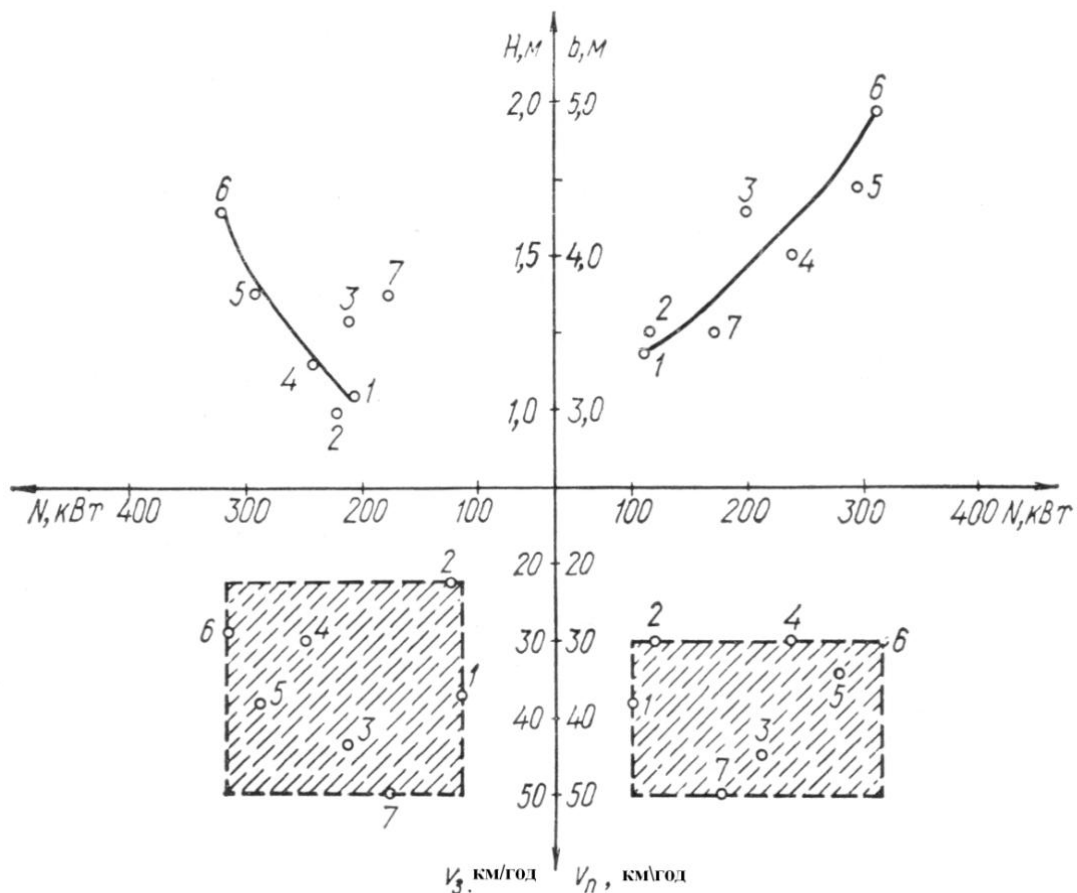


Рис. 3.31. Основні параметри пневмоколісних бульдозерів:
1– 6 – США; 7 – Німеччина

На рис. 3.32 для гусеничних бульдозерів-розпушувачів показані залежності від потужності двигуна N таких параметрів: маси машини G , ширини b і висоти H відвалу, а також його найбільшого заглиблення C_{\max} .

Широко використовуються різні типи і форми відвалів: сферичні, з відкрilками, розширювачі, укісники, з розпушувальними зубами та ін. (рис. 3.33) [4].

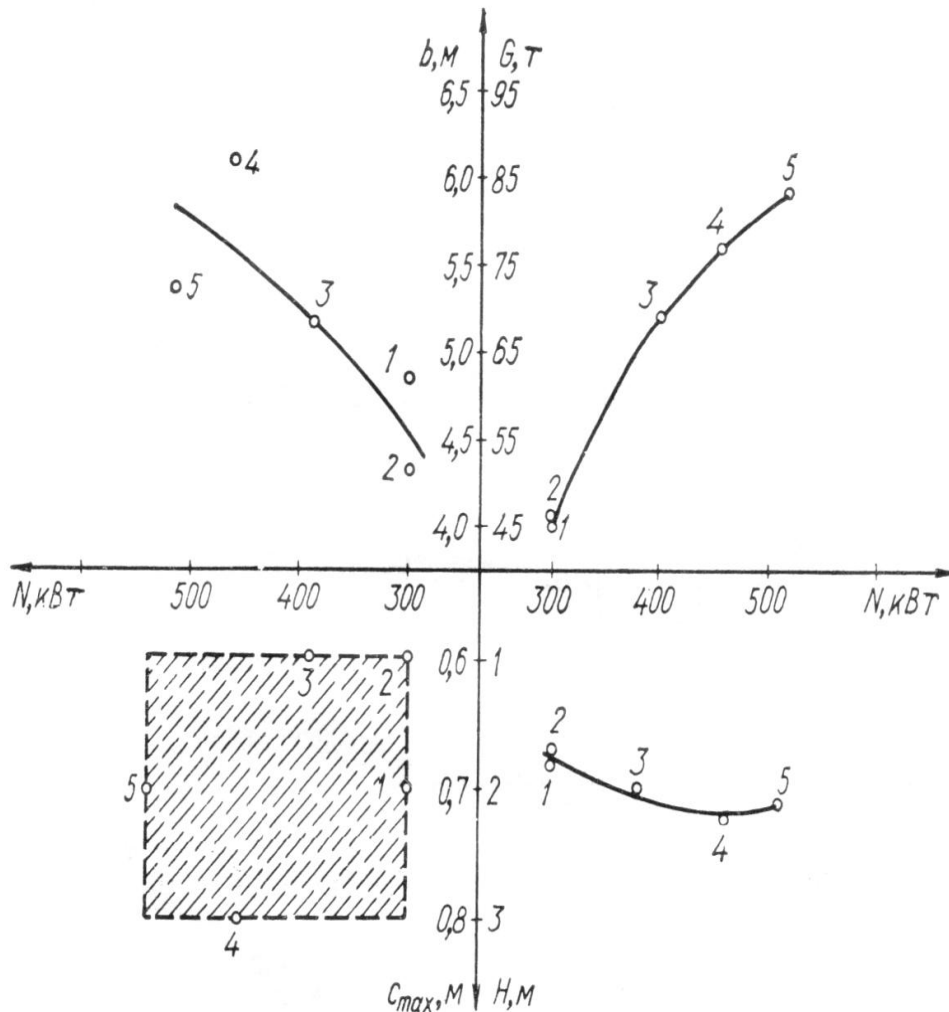


Рис. 3.32. Параметри гусеничних бульдозерів-розпушувачів:
1, 4 – Японія; 2, 5 – США; 3 – Італія



Рис. 3.33. Бульдозер D575 фірми «Komatsu» з розширювачем

Прагнення збільшити розміри відвалу призвело до створення бульдозерів з паралельним з'єднанням двох тракторів за допомогою важільної системи (рис. 3.34). Загальна потужність бульдозера $N = 565$ кВт, маса з робочим устаткуванням $G = 86$ т, ширина відвалу $b = 7,3$ м при його висоті $H = 2,2$ м.

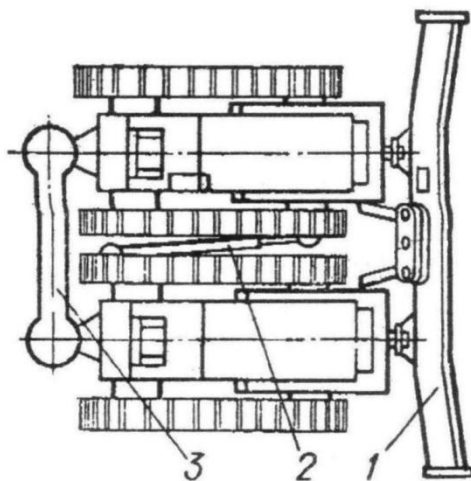


Рис. 3.34. Бульдозер з паралельним з'єднанням двох тракторів:
1 – відвал; 2, 3 – подовжня і поперечна балки зі сферичними шарнірами

У наш час найбільший випуск різноманітних бульдозерів мають компанії **Caterpillar** та **Komatsu**.

Компанія Caterpillar нещодавно представила гусеничний трактор D6T (рис. 3.35–3.36), що має чудову маневреність завдяки окремим гідромоторам для механізму рульового управління і робочого устаткування. Машина D6T оснащена системою *Multi Velocity Program (MVP)*, передовою системою управління, що пропонує операторові 5 швидкісних режимів з автоматичним управлінням вибору швидкості для підвищення продуктивності в найрізноманітніших умовах роботи [90].

На моделі Caterpillar D6T встановлений двигун Caterpillar C9, що добре зарекомендував себе, з технологією *ACERT* (див. п. 3.1), планетарна коробка передач, диференціальна система рульового управління, ходова частина *SystemOne* і система додаткового устаткування *AccuGrade*.



Рис. 3.35. Бульдозер моделі Caterpillar D6T (вигляд збоку)



Рис. 3.36. Бульдозер моделі Caterpillar D6Т (вигляд спереду)

Caterpillar D6Т, як і попередні моделі бульдозерів, комплектуються рядом додаткових агрегатів, що дозволяють якнайкраще відповідати вимогам виконуваної роботи.

Двигун відповідає вимогам різних країн щодо токсичності відпрацьованих газів.

Гусеничний трактор Caterpillar D6Т із стандартною ходовою частиною розвиває потужність 185 к.с. (138 кВт). У модифікацій з довшою і ширшою ходовою частиною встановлено двигун С9 потужністю 200 к.с. (149 кВт).

Експлуатаційна маса трактора Caterpillar D6Т варіює від 18393 до 23119 кг залежно від конструкції ходової частини і навішуваного відвалу.

Машина Cat D6Т замінить модель D6R серії III (рис. 3.37).



Рис. 3.37. Бульдозер моделі Caterpillar D6R серії III

Ця модель має ряд переваг:

- чутливий механізм управління (у гідросистемі встановлено два насоси, один з яких подає тиск на рульове управління, а другий на навісні знаряддя. У результаті підвищується реакція механізму рульового управління, яка діє незалежно від робочого устаткування. Така гідросистема дозволяє підвищити ефективність роботи відвалу і засобів навігації);

- збільшена продуктивність (продуктивність підвищується завдяки тому, що система *MVP* дозволяє операторові використовувати п'ять швидкісних режимів як при русі вперед, так і назад. У результаті можна вибрати швидкість машини, найбільш відповідну роботі, яка виконується, і характеру ґрунту. Кожен швидкісний режим спрямований на підвищення експлуатаційних властивостей, економію палива і збільшення тягового зусилля. При всіх швидкісних режимах підтримується максимальна потужність двигуна, що забезпечує плавність ходу, зручність використання і високу продуктивність машини);

- потужний, надійний двигун, що характеризується низькою токсичністю газів (бульдозер Caterpillar D6T комплектується двигуном Caterpillar C9 з технологією *ACERT*. Рядний шестициліндровий двигун C6.6 має робочий об'єм 8,8 л. У двигуні застосовується сучасний електронний блок управління *ADEM A4* і електронне впорскування палива з гідроконтуром або форсунки *HEUI*, що забезпечують оптимальну подачу палива, завдяки чому досягається висока ефективність його роботи і знижується токсичність відпрацьованих газів. Вдосконалена система подачі повітря з повітряним охолодженням наддувного повітря гарантує повне, економічне згоряння палива. Токсичність відпрацьованих газів відповідає вимогам стандартів США *EPA Tier 3* і *EC Stage IIIa* за токсичністю вихлопу);

- ходова частина *SystemOne* (дозволяє додатково знизити експлуатаційні витрати і збільшити термін служби ходової частини на 70 %. Конструкція не вимагає ремонтів підшипників та забезпечує їх герметичність. Ця новітня система ходової частини довела свою перевагу над системами герметичних змащуваних ланок при виконанні найрізноманітніших робіт у тяжких умовах експлуатації. У системі *SystemOne* усі компоненти працюють як єдине ціле, що гарантує рівномірний знос деталей.

Бульдозер Caterpillar D6T входить у серію D6, що представляє різні модифікації ходової частини. Окрім стандартної ходової частини *STD* (рис. 3.38), випускаються модифікації *XL* (збільшеної довжини (рис. 3.39), *XW* (збільшеної ширини порівняно з машинами *XL* (рис. 3.40) і *LGP* (із зниженим тиском на ґрунт (рис. 3.41)). Машини з ходовою частиною *XL* (рис. 3.39) забезпечують краще розрівнювання, ніж машини зі стандартною ходовою частиною *STD* (рис. 3.38), а бульдозери з ходовою частиною *XW* (рис. 3.41) дозволяють застосовувати ширші гусениці, що сприяє зниженню тиску на ґрунт і покращує прохідність, дозволяючи збільшити продуктивність на м'яких ґрунтах. Трактори з ходовою частиною *XL* та *XW* мають більшу ширину колії і комплектуються відвалами, які мають кут нахилу, повороту і перекосу, що регулюється (*VPAT*). Бульдозери з ходовою частиною *LGP* також можуть бути обладнані відвалами, які мають систему *VPAT*. Встановлювані на бульдозері Caterpillar D6T відвали *VPAT* зазнали ряд змін, спрямованих на підвищення продуктивності. Регульований вручну кут нахилу відвалу дозволяє операторові розташувати відвал відповідно до умов роботи, а з сидіння оператора забезпечено поліпшений огляд робочої кромки відвалу. Відстежування і захист нахилу відвалу і кутових циліндрів поліпшені, захист радіатора або рами, що несе, не вимагає установа змінних пластин зносу);



Рис. 3.38. Бульдозер моделі Caterpillar D6T STD



Рис. 3.39. Бульдозер моделі Caterpillar D6T XL



Рис. 3.40. Бульдозер моделі Caterpillar D6T XW



Рис.3.41. Бульдозер моделі Caterpillar D6T LGP

- система додаткового устаткування *AccuGrade* (адаптована до різних систем трактора: електричної, гідравлічної, до устаткування відвалу і кабіни. Монтажні кронштейни на відвалі дозволяють легко встановити опори. Аналогічно кронштейни і монтажні пристосування в кабіні дозволяють встановити дисплей. Система *AccuGrade* автоматично регулює піднімання і нахил відвалу і підвищує продуктивність і точність роботи).

У табл. 3.8 наведені основні технічні характеристики гусеничного трактора D6T [83, 85, 87].

Компанія Komatsu є одним з лідерів світового ринку виробництва бульдозерів. Ці бульдозери (рис. 3.42–3.46) зарекомендували себе як техніка найвищої якості з неперевершеною продуктивністю і довгим терміном експлуатації [67, 70, 74].

Вони відрізняються простотою обслуговування, продуманою ергономікою робочого місця і хорошим обзором робочої зони. Усі ці фактори гарантують найвищу рентабельність у будь-якій сфері застосування і особливо там, де безперервність технологічного процесу відіграє певну роль.



Рис. 3.42. Бульдозер «Komatsu»
D85 EX



Рис. 3.43. Бульдозер «Komatsu»
D37 EX



Рис. 3.44. Бульдозер «Komatsu»
D61 PX



Рис. 3.45. Бульдозер «Komatsu»
D65 PX



Рис. 3.46. Бульдозер «Komatsu» D65 EX

Виробник використовує агрегатну базу – двигуни, агрегати трансмісії і гідроприводи – власної розробки і виробництва, що гарантує високу якість і великий ресурс.

Висока продуктивність бульдозерів "Komatsu" досягається за рахунок високої потужності двигуна. Двигуни оснащуються системою безпосереднього впорскування палива, що забезпечує низьку витрату палива і високу ефективність силової передачі.

Високотехнологічна ходова частина використовує «**К-подібну**» (на важких моделях) конструкцію візків опорних котків, за рахунок чого забезпечується безперервний контакт котка з ланкою гусениці, що також забезпечує відмінну стійкість машини, а також ефективнішу передачу тягового зусилля.

Для більш *легких моделей* компанія використовує систему **Rotary Bushing Track PLUS**, що підвищує термін служби ходової частини бульдозера удвічі (рис. 3.47) [86].

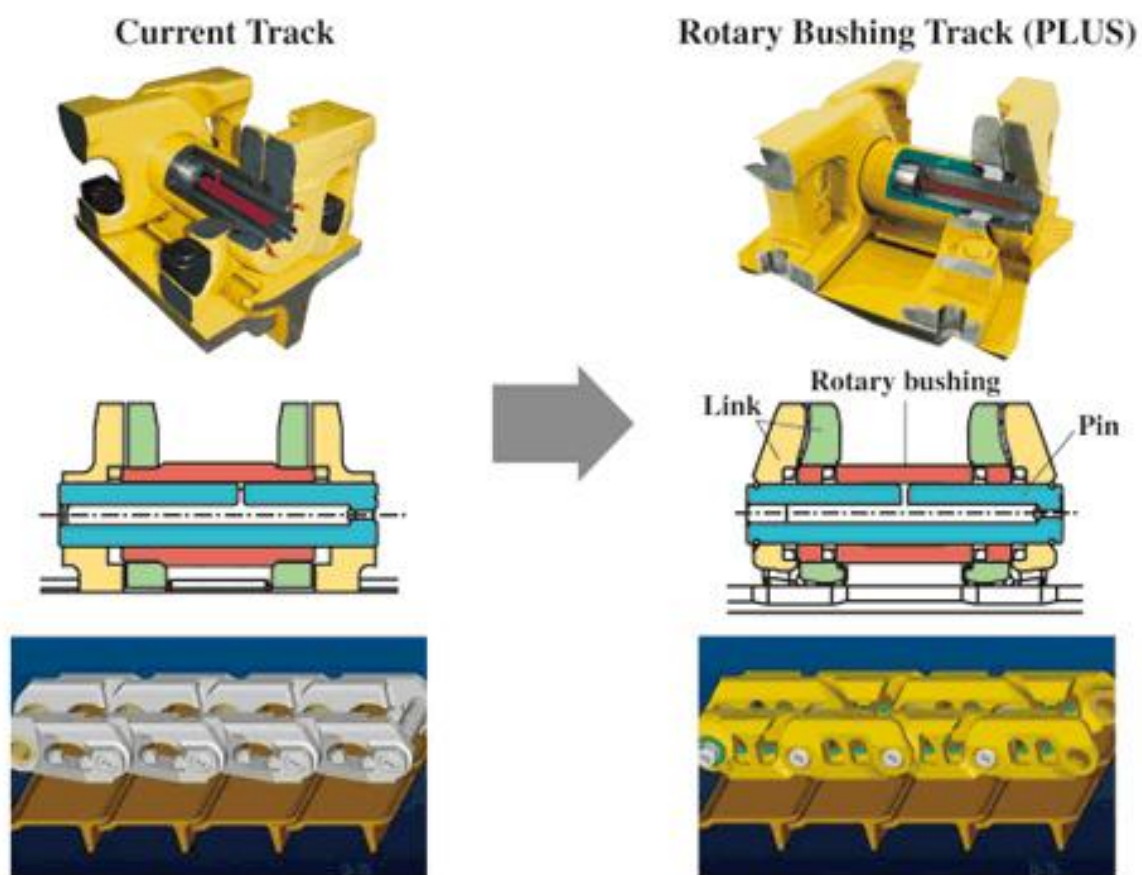


Рис. 3.47. Порівняння звичайного трака та Rotary Bushing Track PLUS

Система ходової частини з паралельними траками (*Rotary Bushing Track PLUS*) вдвічі подовжує строк служби ходової частини при роботі бульдозера в піску та глині, за рахунок низького зносу частин гусениці та значного зниження витрат, пов'язаних з заміною втулок. Застосовується для бульдозерів D65 EX/PX-15, D51, D61.

Бульдозери "Komatsu" обладнані гідромеханічною коробкою передач "Торкфлоу", що забезпечує надійне і плавне перемикання передач під навантаженням. Зміна напрямку руху і перемикання передач (ручне перемикання) здійснюється з одного багатофункціонального джойстика, який також здійснює управління поворотом машини. Плавний поворот машини здійснюється за рахунок пригальмовування гусениці за допомогою системи "гальмо-зчеплення" або системи "планетарна передача-гідролічний двигун".

Конструкція багатодискових гальм мокрого типу, що не обслуговуються, забезпечує їх надійність і тривалий термін експлуатації.

Малі бульдозери "Komatsu" оснащуються гідростатичною трансмісією.

Бульдозер **D155AX-5B** ("Dash-5B") укомплектований зовнішньою конструкцією захисту оператора при перекиданні (ROPS). Він важить 86400 фунтів (≈ 39191 кг) разом з напівсферичним відвалом і розпушувачем. Потужність двигуна "Komatsu" SA6D140E - 3, Tier - 2 - 310 к.с. (≈ 228 кВт) при роботі вентилятора системи охолодження на максимальній швидкості (рис. 3.48) [74].



Рис. 3.48. Бульдозер D155AX-5B («Dash-5B»)

Бульдозер оснащений однорукою системою управління "Palm Command" для управління бульдозером і контролем відвалу. У гідравлічній системі використовується шестеренний насос.

Ходова частина "Dash-5B" використовує ходові візки "Х-типу", що є двовальцевим двороликовим блоком, який закріплений у вібраційному корпусі. Візок має центральну підвіску.

Новий бульдозер **D155AX – 6 ("Dash-6")** важить 87100 фунтів (≈ 39508 кг) з відвалом Sigmodozer і розпушувачем. Потужність двигуна "Komatsu" SAA6D140 - 5, Tier - 3 - 320 к.с. (≈ 236 кВт) при роботі гідравлічного вентилятора системи охолодження на максимальній швидкості (рис. 3.49).

Новий двигун обладнаний системою рециркуляції вихлопних газів EGR, системою безпосереднього впорскування палива Common-rail, реверсивним вентилятором системи охолодження і новою електронною системою управління [74].



Рис. 3.49. Бульдозер D155AX-6 («Dash-6»)

Бульдозер має поліпшену коробку передач з можливістю автоматичної трансмісії, новий гідротрансформатор з функцією автоматичного блокування, просторішу кабіну з монітором, що має розширену функціональність, а також безпроводну

інформаційну систему компанії Komtrax, яка по безпроводному зв'язку посилає інформацію про місцезнаходження машини та її функціонування на захищений веб-сайт. Система може підвищити доступність і простоту роботи машини, знизити ризик викрадення і дозволить здійснювати видалену діагностику проблем, які виникли в постачальника.

У своїй гідравлічній системі "Dash-6" використовує новий осьовий поршневий насос з об'ємним регулюванням, який функціонує на значно вищому тиску, ніж шестеренний насос "Dash-5B".

У цілому D155AX-6 ("Dash-6") має стійкішу ходову частину, ніж його попередник "Dash-5B" завдяки збільшеній ширині і більшій площі наземної частини гусениць. Ходова частина "Dash-6" використовує ходові візки "К-типу" від Komatsu, які включають пару нижніх циліндрів, що обертаються, поміщених у вібраційний корпус, підтримуваний тільки з одного кінця, і таким чином, за запевненням "Komatsu", функціонує краще для вирівнювання машини на пересіченій місцевості. У результаті ходова частина прослужить довше, а переміщення бульдозера стане рівнішим (рис. 3.50, а, б, в).



а



б



в

Рис. 3.50. Ходова частина бульдозера D155AX - 6 ("Dash-6")

Відвал «*Sigmadozer*» має різальну кромку з центральною секцією, яка паралельна площини відвалу, а потім різко повертає під кутом назад біля кожного кінця відвалу, перетинаючись з кінцями секцій, які потім знову направляють різальну кромку вперед під кутом. Цей новий відвал має місткість 12,3 ярд³ ($\approx 9,4 \text{ м}^3$), ширину 13,25 фута ($\approx 4038 \text{ мм}$), висоту 6,1 фута ($\approx 1860 \text{ мм}$) і об'єднує гідравлічне налаштування висоти і регулювання нахилу (рис. 3.51, а, б, в).



а



б



в

Рис. 3.51. Відвал «*Sigmadozer*» бульдозера D155AX - 6 ("Dash-6")

Зверху на машині розташована нова просторіша кабіна. Завдяки їй робоче місце стало набагато зручніше, а заміна зовнішніх пристроїв захисту від перекидання (*ROPS*), тих, що були присутні в "Dash-5B", на вбудовану конструкцію у кабіні нового "Dash-6" значно краще покращує оглядовість.

Крім того, у новій кабіні встановлений великий 7-дюймовий кольоровий LCD монітор, який не лише відображує технічну інформацію, але також має екран загального контролю системи при запуску, відстежує періодичність технічного обслуговування і повідомляє коди помилок чотириступінчастим способом (рис. 3.52).



Рис. 3.52. Кабіна управління бульдозера D155AX - 6 ("Dash-6")

З інших типів бульдозерів "Komatsu" можна виділити бульдозери **D275AX-5** (рис. 3.53, а, б), **D375A-5** (рис. 3.54) і **D475A-5** (рис. 3.55).

Бульдозер **D275AX-5** (рис. 3.53, а, б) укомплектований двигуном SAA6D-140E-5 і має потужність N від 306 до 410 кВт, загальна вага $G \approx 51000$ кг. Він обладнаний сферичним відвалом ємкістю $q = 16,3$ м³ [87].

Цей бульдозер використовується в основному для планувальних робіт, переміщення ґрунту на невеликі відстані і частково на підготовчих роботах.



а



б

Рис. 3.53. Бульдозер D275AX - 5

Бульдозер D375A-5 (рис. 3.54) укомплектований двигуном SA6D170E і розвиває корисну потужність $N = 391$ кВт (525 к.с.) при частоті обертання двигуна $n = 1800$ хв⁻¹. Цей економічний двигун у поєднанні з великою масою самої машини ($G = 66985$ кг) робить бульдозер висококласним засобом для розпушування твердих порід і виконання бульдозерних робіт. Двигун оснащений системами прямого впорскування палива, турбонаддуву і охолодження наддувного повітря, що максимально підвищує паливну економічність. Двигун SA6D170E встановлений на основну раму з використанням гумових подушок, що зменшує рівень шуму і вібрації [88].



Рис. 3.54. Бульдозер D375A-5

Нова ходова частина оснащена «*K-подібними*» каретками, за рахунок чого збільшилася довговічність ходової частини завдяки поліпшенню контролю поєднання гусеничної стрічки з опорними котками. З'явилася комфортність оператора під час руху машини за рахунок зниження вібрації і пом'якшення ударів при переміщенні по нерівній поверхні.

Для зручності обслуговування масляні фільтри коробки передач і гідротрансформатора розташовані поряд з вимірником рівня масла силової передачі.

Шланги гідроциліндра управління перекосом відвалу повністю змонтовані в штовхаючому брусі для забезпечення їх захисту від ушкоджень матеріалом, який переміщується.

Компоненти силової передачі модульної конструкції герметизовані, що забезпечує їх зняття й установлення, уникаючи витікання масла, а також зручність їх технічного обслуговування.

Контрольні точки для перевірки тиску масла у вузлах силової передачі згруповані, що сприяє проведенню швидкої і простої діагностики.

Мокрі дискові гальма вимагають меншого об'єму технічного обслуговування.

Бульдозер D475A-5 (рис. 3.55) має великі розміри і технічні параметри. Цей бульдозер поєднує в собі усе краще, що можна віднести в актив цього широковідомого бренда: потужний двигун з турбонаддувом, ходова частина з «К-подібними» каретками, повна захищеність від несприятливих дій екстремального середовища крайньої півночі і так далі [89].

Конструктивні особливості бульдозера D475A-5 забезпечують максимальну продуктивність, надійність і універсальність застосування.



Рис. 3.55. Бульдозер D475A-5

Економічний двигун у сукупності з великою масою самої машини роблять цей бульдозер висококласним засобом на гусеничному ході для розпушування твердих порід і виконання бульдозерних робіт.

Конструкція двигуна забезпечує нижчий рівень токсичності вихлопу, ніж це передбачено вимогами стандарту з захисту довкілля. Двигун SAA12V140E-3 оснащений системами прямого

впорскування палива, турбонаддуву й охолодження наддувного повітря, що максимально підвищує паливну економічність.

Нова ходова частина оснащена «*K-подібними*» каретками, зберігає переваги колишньої конструкції, додаючи до них нові. До позитивних властивостей ходової частини з «*K-подібними*» каретками можна віднести такі принципові моменти:

- «*K - подібні*» каретки гойдаються на двох осях, і вертикальне зміщення гусеничної стрічки істотно збільшилося;
- ударні навантаження на всі компоненти ходової частини зменшилися, а термін служби цих компонентів збільшився;
- збільшилася довговічність ходової частини завдяки поліпшенню контролю поєднання гусеничної стрічки з опорними котками.

Підвищилася комфортність оператора під час руху машини за рахунок зниження вібрації і пом'якшення ударів при переміщенні по нерівному рельєфу.

Ще одна особливість бульдозера D475A-5 – гідро-трансформатор, який знижує ударні навантаження, забезпечуючи плавний хід. Багатодискові бортові фрикціони і гальма мокрого типу не вимагають регулювання, що спрощує технічне обслуговування.

У табл. 3.9 наведені основні технічні характеристики бульдозерів "Komatsu".

Серед інших фірм, які займаються виготовленням бульдозерів, слід відзначити компанію **John Deere (США)** (рис. 3.56) та **Fiat-Kobelco (ЕС)** (рис. 3.57).

Одним із зразків бульдозерів, тих, що випускаються компанією **John Deere (США)**, є бульдозер **JD 850J** (рис. 3.56, а, б, в) потужністю $N = 138$ кВт/188 к.с., з глибиною розпушування 724 мм, об'ємом ґрунту, який переміщується, – $5,57$ м³ і тяговим зусиллям 34 т.с. [84].

Для підвищення продуктивності в бульдозері створені максимально комфортні умови роботи: шумоізолювана кабіна, ергономічний дизайн, параметри, що індивідуально настроюються (рис. 3.56, г). Велика кількість навісного устаткування дозволяє виконувати різного роду роботи.

Основні технічні характеристики бульдозерів "Komatsu"

Модель	Потужність кВт/к.с.	Вага, кг	Максимальне тягове зусил- ля на 2-й передачі	Геометрич- ний розмір відвалу, мм
D37EX-21	63/86	7750	122,6	2720x940 (Power Angle Tilt)
D37PX-21	63/86	8110	122,6	3250x895 (Power Angle Tilt)
D51EX/PX-22	97/130	12710 - 13100	–	3045x1100 (Power Angle Tilt)
D61EX/PX-15	125/168	16670 - 18260	–	3175x1300 (Semi-U blade single tilt)
D65EX/PX-15	153/205	20280 - 21020	205	3415x1225
D85EX/PX-15	197/264	27650 - 28100	290	3635x1580 (Semi-U Tilt)
D155AX-6	264/354	39500	412	4060x1850
D275AX-5	335/449	49850	450	4300x1960
D375A-5	391/525	69560	570	5140x2265
D475A-5	664/890	108390		6205x2610

Примітка. – дані не відомі.

Цей бульдозер преміум-класу дозволяє виконувати дуже складні роботи. Основні його переваги:

- гідростатична трансмісія дозволяє повертати без розриву потоку потужності, обертати гусениці протиходом (зменшення

витрати палива і витрат на ТО порівняно з гідродинамічною трансмісією);

- гідросистема із зворотним зв'язком дозволяє зменшити навантаження на двигун і скорочує витрату палива (продуктивність аксіально-поршневого насоса автоматично змінюється залежно від навантаження, встановлена 3-рівнева система захисту від перегрівання і падіння тиску);

- багатодискове гальмо Deere 850J з автоматичним вмиканням забезпечує найвищий рівень безпеки;

- планетарні кінцеві передачі захищені від ударних навантажень і вібрації. Вони встановлені незалежно від рами бульдозера;

- підігрівач блока циліндрів, 220 В; посилені радіаторні грати з відкидною верхньою частиною; відкидна кабіна для доступу до компонент трансмісії; функція автоматичного реверса вентилятора; багатофункціональний ЖК-монітор з можливістю швидкої діагностики та індивідуального налаштування машини [85].



а



б



в



г

Рис. 3.56. Бульдозер JD 850J (John Deere (США):
а, б, в – загальний вигляд; г – кабіна управління



Рис. 3.57. Бульдозер D-180 фірми Fiat-Kobelco (ЕС)

З нових машин країн СНД можна відмітити випуск Чебоксарами тракторів Т-220 і Т-330 потужністю відповідно до 220 кВт і 330 кВт і створення на їх базі бульдозерів-розпушувачів ДП-10С, ДЗ-124ХЛ і ДП-29ХЛ [83, 85, 87].

ВАТ "Промтрактор" частково відновило ряд бульдозерів, що випускався. Замість знятого з виробництва застарілого ТЗЗО з'явився новий бульдозер Т11.01 тягового класу 11 зі зниженим питомим тиском на ґрунт (у 2 рази менше, ніж в інших моделей ряду).

Бульдозер Т11.01 (рис. 3.58) виконаний за традиційною конструктивно подібною модульною схемою: двигун Ярославського моторного заводу; трансмісія гідродинамічна з планетарною КПП, що перемикається на ходу; ходове устаткування машини включає 7-котковий гусеничний візок з жорсткою підвіскою котків і розширені черевики (910 мм).

Підвіска відвалу включає діагональний гідророзкіс, що сполучає відвал бульдозера з рамою трактора і забезпечує при цьому максимальне наближення відвалу до капота трактора. На машині використовується розпушувач з паралелограмною підвіскою.

Максимальна транспортна швидкість заднього ходу досягає 14,3 км/год.



Рис. 3.58. Бульдозер Т11.01 (ОАО «Промтрактор»)

ТОВ "ЧТЗ-Уралтрак" з середини 2002 року перейшло на випуск нового сімейства модернізованих бульдозерів моделі Б10 тягового класу 10 замість колишніх моделей Б140, Б170 та інших цього ж класу і Б15 - тягового класу 15. Це конструктивно подібні машини. На них використовуються двигуни власного виготовлення і гідродинамічна трансмісія з планетарною 3-швидкісною КПП. За замовленням може бути встановлена 8-швидкісна механічна КПП.

Рами гусеничних візків підвішуються спереду до рами трактора за допомогою балансирної балки з мікропдресорюванням замість ресор, що було у попередніх моделях.

На базовій моделі Б10 використовується подовжений гусеничний візок з 6 опорними котками замість 5 колишніх. На болотохідній модифікації Б10Б-7 використовується котковий гусеничний візок і розширені черевики – 920 мм. Бульдозер Б15 має одну стандартну модифікацію з 7-котковим гусеничним візком. Підвіска опорних котків у цих бульдозерів жорстка. У стандартному виконанні базові трактори оснащуються бульдозерними відвалами й однозубим або багатозубим розпушувачами з підвіскою паралелограма.

Для проведення буксирувальних, трелювальних і монтажних робіт згадані бульдозери можуть оснащуватися

замість розпушувачів лебідками з гідроприводом з тяговим зусиллям від 16 до 25 т.

З 2003 року почався серійний випуск бульдозера ДЕТ-320Б1Р2, покликаного замінити застарілі моделі на тракторах ДЕТ-250 і ДЕТ-350. На новому тракторі встановлений двигун ЯМЗ, який відповідає за вихлопом нормам Євро-2. Повністю змінений дизайн машини, що відповідає вимогам сучасної естетики. Встановлена нова кабіна, що дозволяє поліпшити комфорт і ергономіку робочого місця оператора, має захист *ROPS - FOPS*. Змінилася підвіска розпушувача, вона стала регульованим паралелограмом.

Інші частини машини зберегли свою спадкоємність від попередніх моделей. Найбільше значення транспортної швидкості заднього ходу складає 15,2 км/год.

Завод продовжує вести роботи зі створення бульдозерів з гідростатичною трансмісією ходу. Після проведення випробувань дослідного зразка Т2000 була випущена дослідна партія бульдозерів під маркою Т10.0400 (рис. 3.59) тягового класу 10, уніфікованих з Б10. У них використовується гідротрансмісія заводу "Салаватгідромаш", що складається з 3-регульованих гідронасосів, два з яких у робочих режимах автономно живлять два гідромотори привода гусениць, а третій гідронасос забезпечує роботу навісного устаткування відвалу і розпушувача. На транспортному режимі блокується управління робочими органами і 3-й гідронасос підключається до перших двох і тим самим забезпечує максимальну швидкість пересування 9,6 км/год вперед і назад [72, 83, 85, 87].



Рис. 3.59. Бульдозер Т10.0400 (ТОВ "ЧТЗ-Уралтрак")

ЗАТ "Челябінські будівельно-дорожні машини" одним з перших почало роботи зі створення вітчизняних бульдозерів з гідростатичною трансмісією ходу. Нині випущено дві моделі цих машин, ТС-10 і ДЗ-240С, відповідно тягових класів 8 і 10, оснащених однозубим розпушувачем з підвіскою паралелограма. На машинах використовуються двигуни ЯМЗ. Гідростатична трансмісія є незалежним приводом, що складається з окремого регульованого гідронасоса і гідромотора на кожен борт ходової частини і незалежної гідросистеми навісного устаткування. У вказаних гідросистемах можуть використовуватися гідромашини і системи управління виробництва або "Салаватгідромаш", або Rexroth. Максимальна швидкість транспортних переміщень досягає 9,5 км/год вперед і назад (рис. 3.60) [83, 85, 87].



Рис. 3.60. Бульдозер ТС-10 (ЗАТ ЧБДМ)

3.2.1. Продуктивність бульдозерів і способи підвищення її ефективності

Експлуатаційна змінна продуктивність бульдозера, $\Pi_{зм}$, м³, з розробки та переміщення ґрунту (у щільному тілі) визначається за формулою

$$\Pi_{зм} = \frac{3600 \cdot V_{г} \cdot k_{д} \cdot N_{зм}}{T_{ц}}, \quad (3.21)$$

де V_r – об'єм призми волочіння, який зрізаний відвалом, м³;
 k_d – коефіцієнт змінення продуктивності залежно від ухилу і дальності переміщення ґрунту (табл. 3.10);
 $N_{зм}$ – кількість годин чистої роботи бульдозерів у зміну;
 $T_{ц}$ – тривалість циклу, с.

Таблиця 3.10

Значення коефіцієнта k_d , який враховує ухил і дальність переміщення породи бульдозером (за Ю.В. Дейнегою)

Дальність переміщення, м	Горизонтальна ділянка	Ухил 10 %	Ухил 20 %	Підйом 10 %
15	1	1,8	2,5	0,6
30	0,6	1,1	1,6	0,37
65	0,3	0,6	0,9	0,18
100	0,2	0,36	0,55	0,12

Звичайно приймають, що ґрунт розташовується перед відвалом під кутом природного укосу φ_0 і об'єм призми волочіння V_r , м³ (рис. 3.61), складає

$$V_r = \frac{b \cdot H^2}{2 \cdot \text{tg } \varphi_0 \cdot k_p} = \frac{b \cdot H^2}{2 \cdot \mu \cdot k_p}, \quad (3.22)$$

де b – ширина відвалу, м;
 H – висота відвалу за хордою, м;
 $\mu = \text{tg } \varphi_0$ – коефіцієнт тертя ґрунту об ґрунт (табл. 3.11);
 k_p – коефіцієнт розпушування ґрунту (табл. 3.11).

Приблизне значення параметрів для розрахунку продуктивності бульдозерів та скреперів

Ґрунти	Щільність ρ , кг/м ³	Коефіцієнт розпу- шування ґрунту, k_p	Коефіцієнт призми волочіння, $\tau_{пр}$	Коефіцієнт наповнення ковша, $k_{нап}$	Коефіцієнт тертя ґрунту об ґрунт, μ
Легкі	1600	1,2	0,27	0,9	0,9
Середні	1700	1,3	0,1	1,2	0,5
Важкі	1800	1,35	0,05	1	0,3

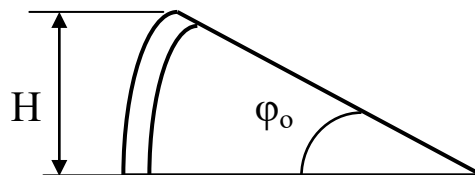


Рис. 3.61. Призма волочіння

У дійсності μ не є коефіцієнтом тертя ґрунту об ґрунт, оскільки у процесі його переміщення виникає не тільки тертя, але і місцеві ущільнення при виникненні нерівностей. Тому більш точною буде залежність

$$V_r = \frac{b \cdot H^2}{2 \cdot k'}, \quad (3.23)$$

де значення коефіцієнта k' наведені у табл. 3.12.

Таблиця 3.12

H/b	Значення коефіцієнта k'	
	зв'язний	незв'язний
0,15	0,70	1,10
0,30	0,80	1,15
0,35	0,85	1,20
0,40	0,90	1,30
0,45	0,95	1,50

Тривалість циклу $T_{\text{ц}}$, с, складається:

- із часу набору ґрунту t_1 , с, при швидкості $V_{\text{нб}}$, км/год,

$$t_1 = \frac{3,6 \cdot L_{\text{нб}} \cdot K_y}{V_{\text{нб}}} = \frac{3,6 \cdot V_{\text{г}} \cdot K_y}{c \cdot b \cdot V_{\text{нб}}}, \quad (3.24)$$

де $V_{\text{г}}$ – об'єм призми волочіння, м³ (формула (3.23));

K_y – коефіцієнт, який враховує розгін і уповільнення (формули (2.7)–(2.8));

c – глибина різання, м;

b – ширина відвалу, м;

$V_{\text{нб}}$ – швидкості набирання ґрунту, (копання), км/год;

$L_{\text{нб}}$ – довжина шляху набирання ґрунту, м;

- із часу руху бульдозера t_2 , с, при переміщенні ґрунту на відстань $L_{\text{п}}$, м,

$$t_2 = \frac{3,6 \cdot L_{\text{п}} \cdot K_y^{\text{нав}}}{V_{\text{нав}}}, \quad (3.25)$$

- із часу руху при зворотному русі t_3 , с,

$$t_3 = \frac{3,6 \cdot (L_{\text{п}} + L_{\text{нб}}) \cdot K_y^{\text{пор}}}{V_{\text{пор}}}, \quad (3.26)$$

де $V_{\text{нав}}$, $V_{\text{пор}}$ – сталі швидкості, км/год, навантаженого і порожнього ходу бульдозера;

$K_y^{\text{нав}}$ та $K_y^{\text{пор}}$ – відповідні цим швидкостям коефіцієнти, що враховують розгін і уповільнення;

$L_{\text{нб}}$ – довжина шляху набирання ґрунту, м;

$L_{\text{п}}$ – дальність переміщення ґрунту, м.

Для визначення швидкості руху бульдозера при копанні ґрунту необхідно підрахувати необхідне тягове зусилля $P_{\text{к}}$, даН, яке у кінці копання дорівнює

$$P_{\text{к}} = k_{\text{коп}} \cdot V_{\text{г}} + G \cdot (\omega \pm i), \quad (3.27)$$

де $k_{\text{коп}}$ – коефіцієнт копання, даН/м³;

ω – основний питомий опір руху гусеничного ходу;

i – підйом (ухил);

G – вага бульдозера, даН.

За В.К. Рудневим, для легких ґрунтів $k_{\text{коп}} = 1500 \text{ даН/м}^3$, для середніх $k_{\text{коп}} = 3000 \text{ даН/м}^3$ і для важких $k_{\text{коп}} = 4500 \text{ даН/м}^3$.

За тяговими характеристиками $P_k = f(v)$ (рис. 3.62) встановлюється швидкість копання ґрунту [61, 62].

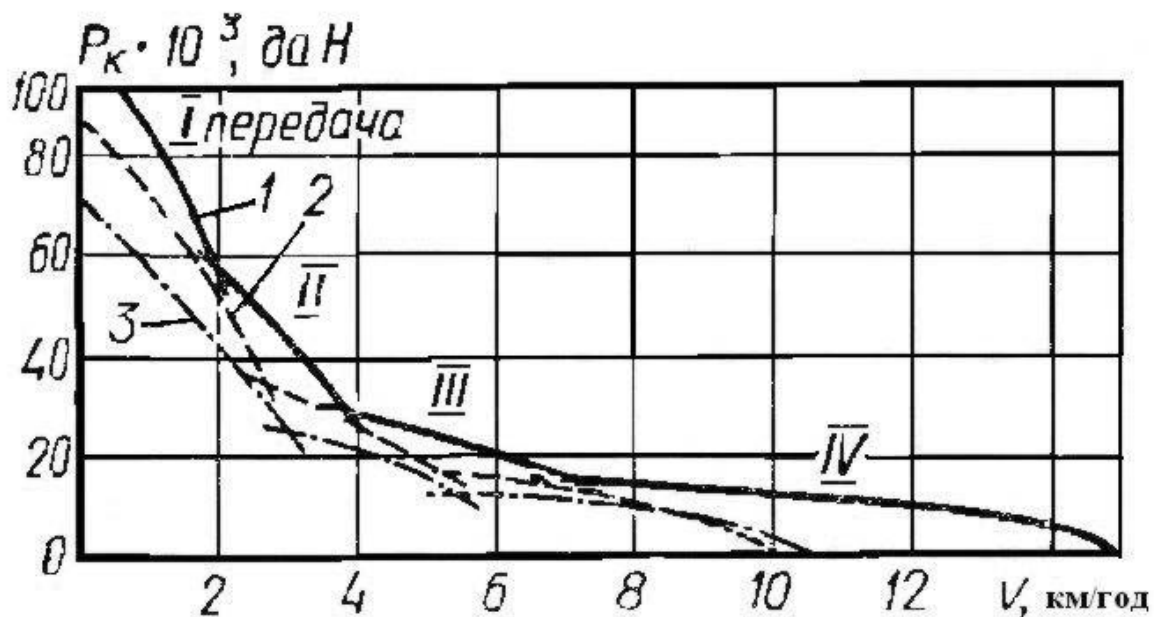


Рис. 3.62. Залежність сили тяги P_k від швидкості V на різних передачах бульдозерів-розпушувачів: 1 – при $N = 466$ кВт та $G = 76$ т (Японія); 2 – при $N = 386$ кВт та $G = 68,9$ т (Італія); 3 – $N = 362$ кВт та $G = 48,6$ т (США)

ПРИКЛАД 3.4. Визначення швидкості копання ґрунтів бульдозером за допомогою тягової характеристики

Визначимо швидкість копання середніх зв'язних ґрунтів бульдозером потужністю $N = 386$ кВт і масою з неповоротним відвалом $G = 68,9$ т. Ширина відвалу $b = 5,18$ м, висота відвалу $H = 2,16$ м. Сумарний питомий опір руху і підйому $(\omega + i) = 0,15$.

Розв'язання

При відношенні $H/b \approx 0,4$ за табл. 3.12 маємо, що $k' = 0,9$.

Об'єм призми волочіння V_{Γ} , м^3 , визначаємо за формулою (3.23)

$$V_{\Gamma} = 5,18 \cdot 2,16^2 / 2 \cdot 0,9 \approx 13,5 .$$

Необхідне тягове зусилля P_{κ} , **даН**, визначаємо за формулою (3.27)

$$P_{\kappa} = 3000 \cdot 13,5 + 68,9 \cdot 10^3 \cdot 0,15 = 51200 .$$

За тяговою характеристикою (рис. 3.62) бульдозер у кінці копання буде рухатися на I передачі із швидкістю $V_{\text{нб}} = 2$ км/год, при цьому мінімальний коефіцієнт зчеплення повинен бути

$$\varphi_{\min} = P_{\kappa} / G = 51200 / 68900 = 0,75 [62].$$

Як впливає з формули (3.21), висока продуктивність бульдозера досягається збільшенням об'єму призми волочіння V_{Γ} , а також тривалістю циклу $T_{\text{ц}}$.

На практиці це досягається таким чином:

- переміщенням з ґрунтом під уклон;
- маятниковим рухом машини без розворотів;
- рухом бульдозерів одним і тим самим шляхом, оскільки траншея, що утворюється при цьому, своїми стінками утримує ґрунт на відвалі від переміщення убік;
- спареною роботою бульдозерів (рис. 3.63), що збільшує більш ніж у два рази об'єм призми волочіння;
- застосуванням методів лінійного програмування з використанням ЕОМ для раціональної організації роботи.

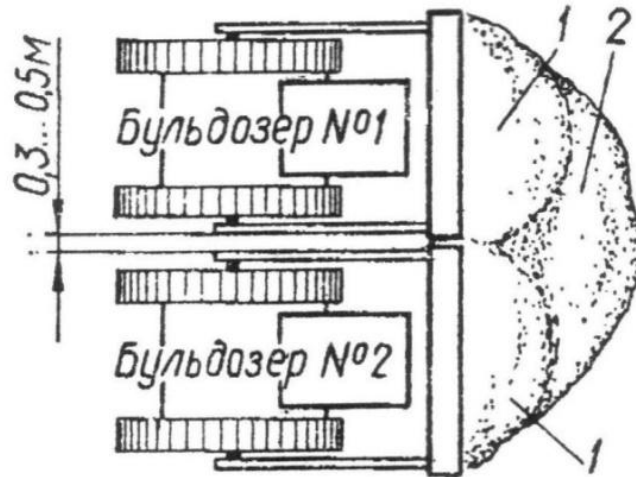


Рис. 3.63. Спосіб підвищення продуктивності бульдозерів (робота двома машинами): 1 – ґрунт, переміщуваний поодиноким бульдозером; 2 – ґрунт, переміщуваний двома бульдозерами

Найбільш висока продуктивність бульдозерів може бути досягнута за умови, якщо робота цих машин на кожному об'єкті виконується за заздалегідь розробленою схемою організації і технології ведення робіт. При цьому мають бути враховані:

- умови виробництва (властивості ґрунту, що розробляється, характер робіт, відстань, на яку транспортується ґрунт, рельєф місцевості і так далі);
- технічні можливості бульдозера (потужність двигуна, розміри відвалу, технічний стан машини);
- кваліфікація бульдозериста.

При виконанні однакового виду робіт продуктивність бульдозерів змінюється залежно від групи і стану ґрунту, що розробляється. Так, при розробці піщаних ґрунтів опір їх переміщенню збільшується і на подолання цього опору витрачається значна потужність двигуна. Під час транспортування піщаного ґрунту більша його частина втрачається по шляху, зсипаючись по сторонах відвалу. При розробці важких глинистих і перезволожених пилуватих ґрунтів продуктивність бульдозера знижується внаслідок значного опору цих ґрунтів різанню і великої щільності. Найбільш продуктивно

бульдозери працюють у супіщаних і суглинних ґрунтах, що мають нормальну вологість (10–15 %). Об'єм одночасно переміщуваного супіщаного або суглинного ґрунту нормальної вологості приблизно в 1,5 разу перевищує об'єм глинистого або сухого піщаного ґрунту за інших рівних умов.

Втрати ґрунту, який переміщується бульдозером, зростають із збільшенням відстані, на яку ґрунт транспортується. Отже, із збільшенням відстані транспортування знижується продуктивність бульдозера. Так, при транспортуванні ґрунтів I–III груп (окрім сухого піску) на відстань 40 м змінна продуктивність бульдозера у 2,2 разу вище, ніж при транспортуванні цих ґрунтів на 100 м.

Ефективним засобом боротьби з втратами ґрунту є скорочення відстані його транспортування. Практика експлуатації бульдозерів показує, що найбільш продуктивно вони працюють при переміщенні ґрунту на відстань до 70 м. При переміщенні ґрунту на більшу відстань роботи ведуть методом пристрою проміжних валиків, траншейним способом або застосовують для переміщення ґрунту одночасно декілька бульдозерів.

Метод пристрою проміжних валиків полягає в наступному. На шляху транспортування ґрунту через 40–50 м намічають ділянки розташування проміжних валиків ґрунту. Бульдозер розробляє і переміщає ґрунт окремими захватками. Спочатку ґрунт переміщається в перший валик, потім у другий, третій і далі за межі виїмки. При цьому збільшується кількість холостих ходів бульдозера, але при кожному робочому ході бульдозер переміщає максимальний об'єм ґрунту.

Траншейний спосіб розробки ґрунту має два різновиди:

- *переміщення ґрунту по траншеї*, яка влаштована між валиками ґрунту (переміщення ґрунту по траншеї між валиками застосовується в тих випадках, коли бульдозери транспортують ґрунт, розроблений раніше іншою землерийною машиною. Захоплюючи ґрунт з відвалу або насипу, бульдозери переміщують його постійно по одному шляху між валиками, що утворилися з ґрунту, втраченому при перших рейсах, що раніше обсипався);

- пристрій траншей у материковому ґрунті (доцільно при розробці ґрунту бульдозерами у виїмках завглибшки 1–1,5 м. Для цього бульдозер проходить неодноразово по одному і тому самому сліду, зрізаючи ґрунт на шляху свого руху).

Траншейний спосіб розробки ґрунту при відсипанні насипу може бути поєднаний з пристроєм проміжних валиків (рис. 3.64). По закінченню розробки ґрунту в траншеї на повну глибину виїмки бульдозер починає розробку другої траншеї, розташованою паралельно першій на відстані 0,5 м від неї. Ґрунт, що залишився між траншеями, розробляється і переміщується бульдозерами після закінчення розробки ґрунту в траншеях [75].

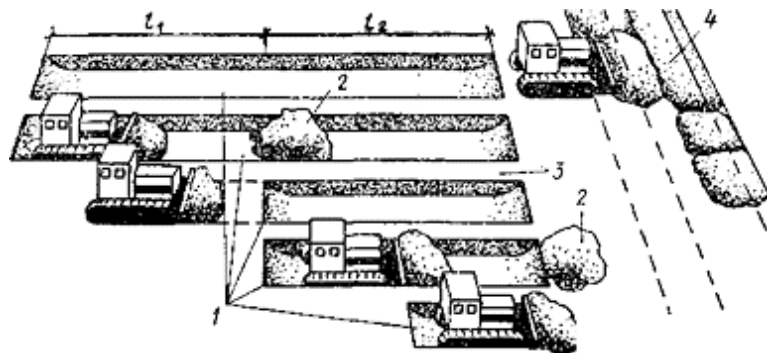


Рис. 3.64. Траншейний спосіб розробки ґрунту при відсипанні насипу: 1 – траншеї проходок бульдозера; 2 – проміжні валики; 3 – перемичка між траншеями; 4 – насип; 5 – відстань між проміжними валиками

Одночасна робота декількох бульдозерів застосовується при досить широкому фронті робіт або плануванні широких площ, а також при переміщенні важких глинистих чи скельних порід (при цьому способі бульдозери пересуваються поруч на відстані до 0,5 м один від одного. У роботі можуть брати участь одночасно до 4-х бульдозерів. За рахунок скорочення втрат об'єм переміщуваного кожним бульдозером ґрунту збільшується на 10–15 %).

Також робота декількох бульдозерів вимагає чіткої організації праці і високої кваліфікації бульдозеристів, оскільки в цьому випадку необхідно підтримувати однакову швидкість пересування бульдозерів, що беруть участь у роботі, і рівномірне

завантаження їх. Зниження швидкості або зупинка одного з бульдозерів порушує ритмічність роботи всіх машин.

Підвищення продуктивності бульдозерів за рахунок зменшення втрат ґрунту досягається також збільшенням об'єму відвалів. До відвалів кріплять додаткові лобові щитки, розширювачі та відкрилки. Установлення на відвал щитків заввишки 300–350 мм дозволяє збільшити об'єм відвалу на 10–15 %.

Застосування розширювачів і відкрилок дозволяє збільшити об'єм переміщеного ґрунту майже в 1,7–1,8 разу.

Значного підвищення продуктивності бульдозерів можна домогтися при правильному використанні рельєфу місцевості. Переміщуючи ґрунт під уклон 10–12°, бульдозер може на 30–40 % підвищити продуктивність порівняно з роботою на горизонтальній ділянці, і, навпаки, при переміщенні ґрунту на підйом 10° продуктивність бульдозера знижується майже удвічі.

Продуктивність бульдозерів різко знижується при розробці щільних ґрунтів, оскільки в цих умовах витрачається багато часу на розпушування ґрунту ножами. В окремих випадках, особливо якщо розробляється ґрунт, заздалегідь ущільнений транспортом або іншими способами (розробка ґрунту на дорогах і на дворах діючих підприємств, розробка насипів, що злежалися, і так далі), врізування ножа відвалу в ґрунт є практично неможливим. Для підвищення продуктивності бульдозерів у цих умовах застосовують попереднє розпушування ґрунтів спеціальними причіпними і навісними розпушувачами або встановленими на відвал бульдозера розпушувальними зубами. Останній варіант доцільний тільки в тих випадках, коли в будівельній організації відсутні спеціальні розпушувальні машини або їх застосування економічно не вигідно внаслідок малого обсягу робіт.

Одним з найважливіших напрямів підвищення продуктивності бульдозерів є вдосконалення робочого органу [72, 73].

Оснащення відвалів бульдозерів виступним середнім ножем при розробці зв'язних ґрунтів II–У категорій складності (ґрунтів, що підморожені, деяких гірських порід типу крейди і вапняку) підвищує продуктивність на 10–15 % (рис. 3.65) [75–77].



Рис. 3.65. Ніж відвалу

3.2.2. Методи розрахунку продуктивності бульдозера

Один з методів (стандартний) розглянутий у п. 3.2.1.

Фірми "**Caterpillar**" та "**Komatsu**" пропонують два різні методи розрахунку продуктивності бульдозера [76, 77]. Метод "**Komatsu**" заснований більше на математичних обчисленнях, що робить його більше застосованим практично до будь-якої машини, у той час як метод, пропонований компанією "**Caterpillar**", заснований на статистичних даних, що робить його зручнішим у використанні [76, 77].

МЕТОД «CATERPILLAR» [76]

Цей метод заснований на застосуванні кривих продуктивності і відповідних поправкових коефіцієнтів.

Продуктивність бульдозера $\Pi_{\text{роз}}$, м³/год, розраховується за формулою

$$\Pi_{\text{роз}} = \Pi_{\text{max}} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7 \cdot K_8, \quad (3.28)$$

де Π_{max} – максимальна нескорегована продуктивність для універсального, напівуніверсального і прямого відвалів, м³/год (згідно з рис. 3.67–3.69);

K_1 – коефіцієнт, який враховує матеріал який розробляється (табл. 3.13);

K_2 – коефіцієнт ухилу (рис. 3.66);

K_3 – коефіцієнт, який враховує вид бульдозерних робіт (табл. 3.13);

K_4 – коефіцієнт, який враховує кваліфікацію оператора (табл. 3.13);

K_5 – коефіцієнт використання робочого часу (табл. 3.13);

K_6 – поправка на масу (формула (3.29));

K_7 – коефіцієнт, який враховує погодні умови (табл. 3.13);

K_8 – коефіцієнт, який враховує спосіб виконання робіт (табл. 3.13).

Коефіцієнт поправки на масу K_6 розраховуємо за такою залежністю:

$$K_6 = M_1 / M_2, \quad (3.29)$$

де M_1 – відвантажувальна маса бульдозера, кг;

M_2 – експлуатаційна маса бульдозера, кг.

Нижче наведені криві (рис. 3.67–3.69) розрахункової продуктивності бульдозера, які розраховані для таких умов:

- коефіцієнт використання робочого часу – 100 % (робочий час - 60 хв в годину);

- у машин з коробкою передач *Power Shift* (аналог Komatsu TORQFLOW) – час реакції - 0,05 хв;

- середня щільність ґрунту – 1370 кг/м³;

- машина зрізає породу на ділянці завдовжки 15 м, переміщає і скидає її у відвал (час скидання – 0 с);
- коефіцієнт зчеплення*:
 - а) машини тракового типу – 0,5 або більше;
 - б) колісні машини – 0,4 або більше;
- використовуються відвали з гідроциліндрами;
- зрізання – 1-ша передача переднього ходу**;
- переміщення – 2-га передача переднього ходу**;
- повернення – 2-а передача заднього ходу**.

Примітки:

* Передбачається, що коефіцієнт зчеплення машини дорівнює, принаймні, 0,4. Хоча погане зчеплення з ґрунтом негативно позначається і на машинах тракового типу, і на колісних машинах, примушуючи їх працювати з меншими навантаженнями на відвалі, колісні машини мають менше зчеплення і їх продуктивність знижується набагато сильніше. Хоча чітких правил для розрахунку цього падіння продуктивності не існує, грубо, виходячи з досвіду, можна вважати, що продуктивність колісного бульдозера падає на 4 % при зменшенні коефіцієнта зчеплення на кожну соту нижче 0,40. Якщо, наприклад, коефіцієнт зчеплення дорівнює 0,30, то різниця дорівнює десяти сотим (0,10), і продуктивність складе 60 % ($10 \times 4 \% =$ зменшення на 40 %).

** Ця послідовність передач належить до рівної або такої, що йде під уклон місцевості, матеріалу - від легкої до середньої щільності і відсутності розширювачів відвалу, наприклад бічних щік для зменшення втрат ґрунту, каменезахисних щитків та іншого. Важчі умови можуть зажадати переміщення на 1-й передній передачі, проте продуктивність залишиться такою ж або навіть перевищить "нормальні умови" через те, що на 1-й передачі можуть бути переміщені матеріали більшої маси.

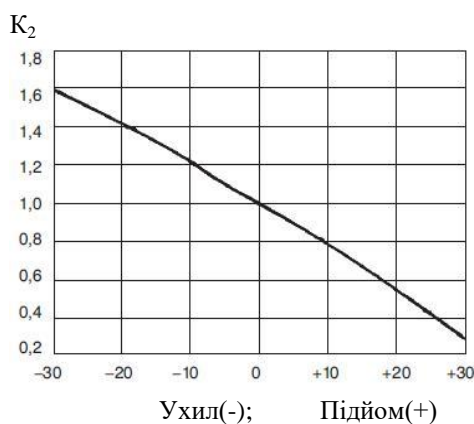


Рис. 3.66. Залежність поправкового коефіцієнта K_2 для бульдозерних робіт від ухилу (%) (метод «Caterpillar»)

Поправкові коефіцієнти на умови роботи

Коефіцієнт	Трактор тракового типу	Колісний трактор
1	2	3
К₁ – Матеріал:		
- рихлий у відвалі;	1,20	1,20
- важкорізаний, мерзлий:		
- з гідроциліндром перекосу;	0,80	0,75
- без гідроциліндра перекосу;	0,70	-
- з канатно-блоковим управлінням;		
- важкопереміщувальний, що злежався (сухий, незв'язкий) або дуже липкий;	0,60	-
- скельний ґрунт, розпушений або після вибуху	0,80	0,80
	0,60–0,80	-
К₃ – Вид бульдозерних робіт:		
- траншейна робота	1,20	1,20
К₄ – Кваліфікація оператора:		
- висока;	1,00	1,00
- середня;	0,75	0,60
- низька	0,60	0,50
К₅ – Коефіцієнт використання робочого часу:		
- 50 хв/год;	0,83	0,83
- 40 хв/год	0,67	0,67
К₇ – Коефіцієнт, який враховує погодні умови:		
- ясно, сонячно;	0,95	0,95
- пил, дощ, сніг, туман чи темрява	0,80	0,70
К₈ – Спосіб використання робіт:		
- спарена робота машин	1,15–1,25	1,15–1,25

м3/год ярд куб./год
розрихл. розрихл.

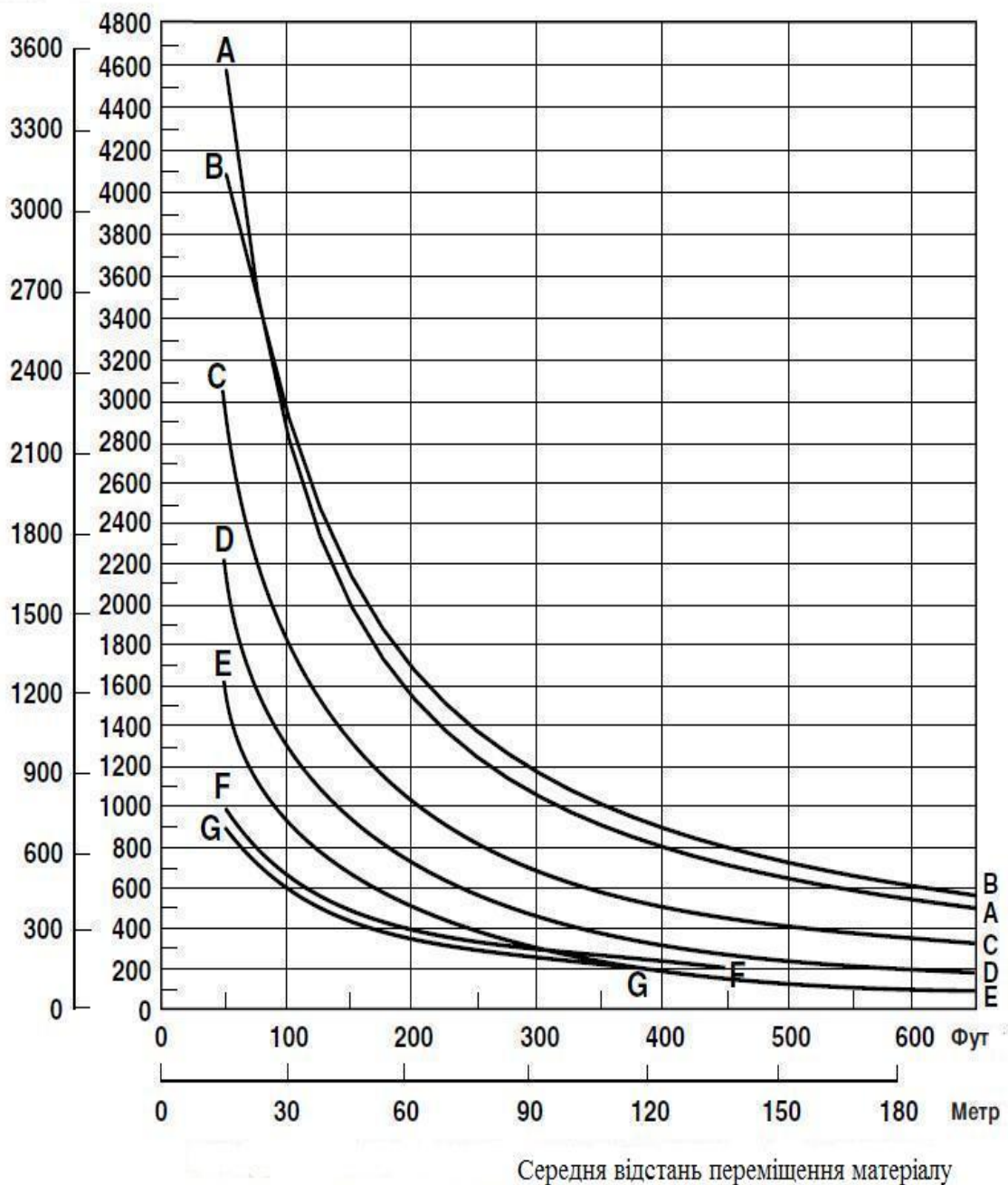
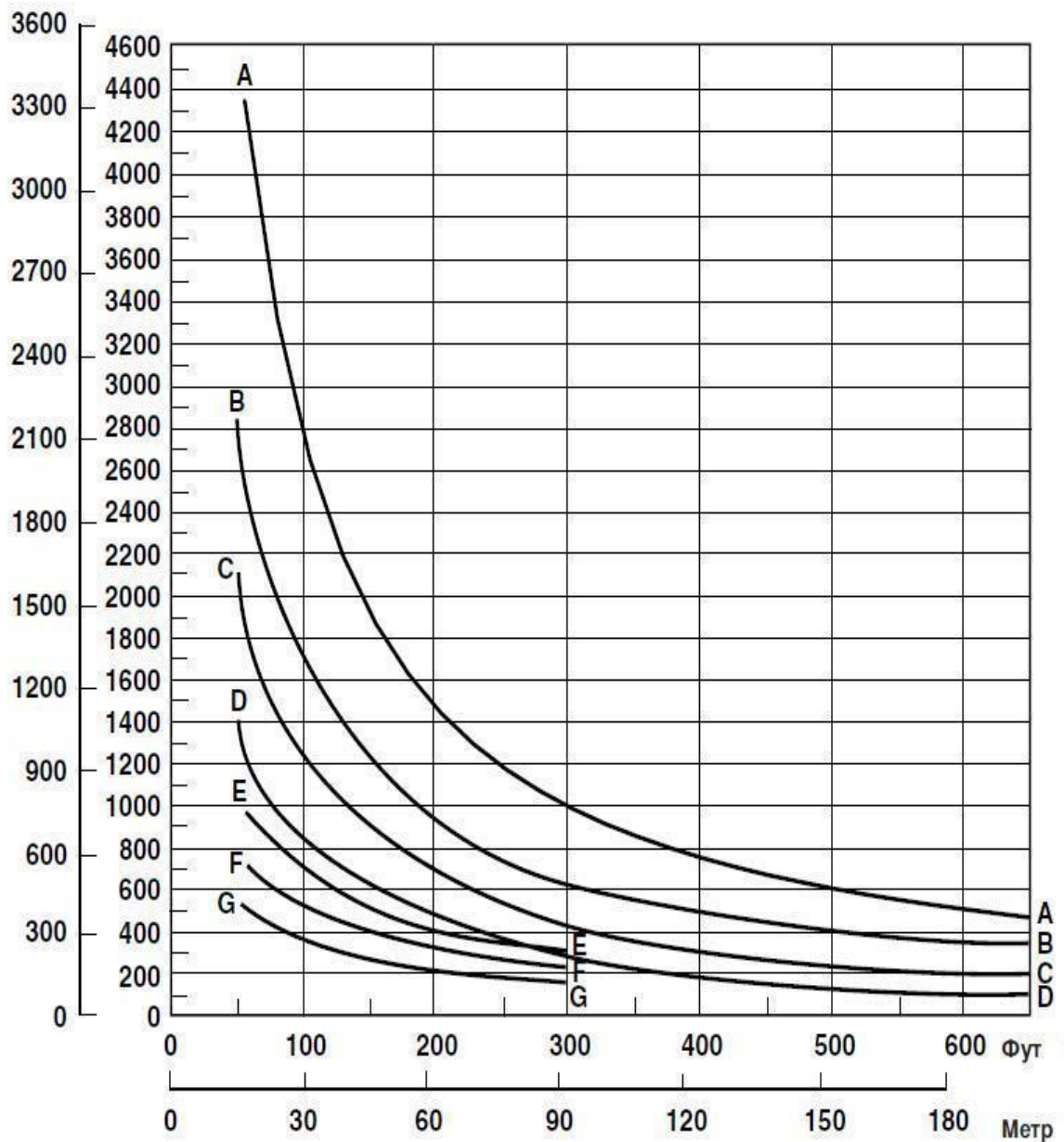


Рис. 3.67. Розрахункова продуктивність бульдозерів від D7 до D11 з універсальним (сферичним) відвалом: **A** – D11R-11U; **B** – D11R-CD; **C** – D10R-10U; **D** – D9R-9U; **E** – D8R-8U; **F** – D7R-7U; **G** – D7G-7U

Примітка.

1. Цей графік заснований на багатьох натурних дослідженнях, проведених при різних режимах роботи. Поправкові коефіцієнти наведені в табл. 3.13.

м3/год ярд куб./год
розрихл. розрихл.



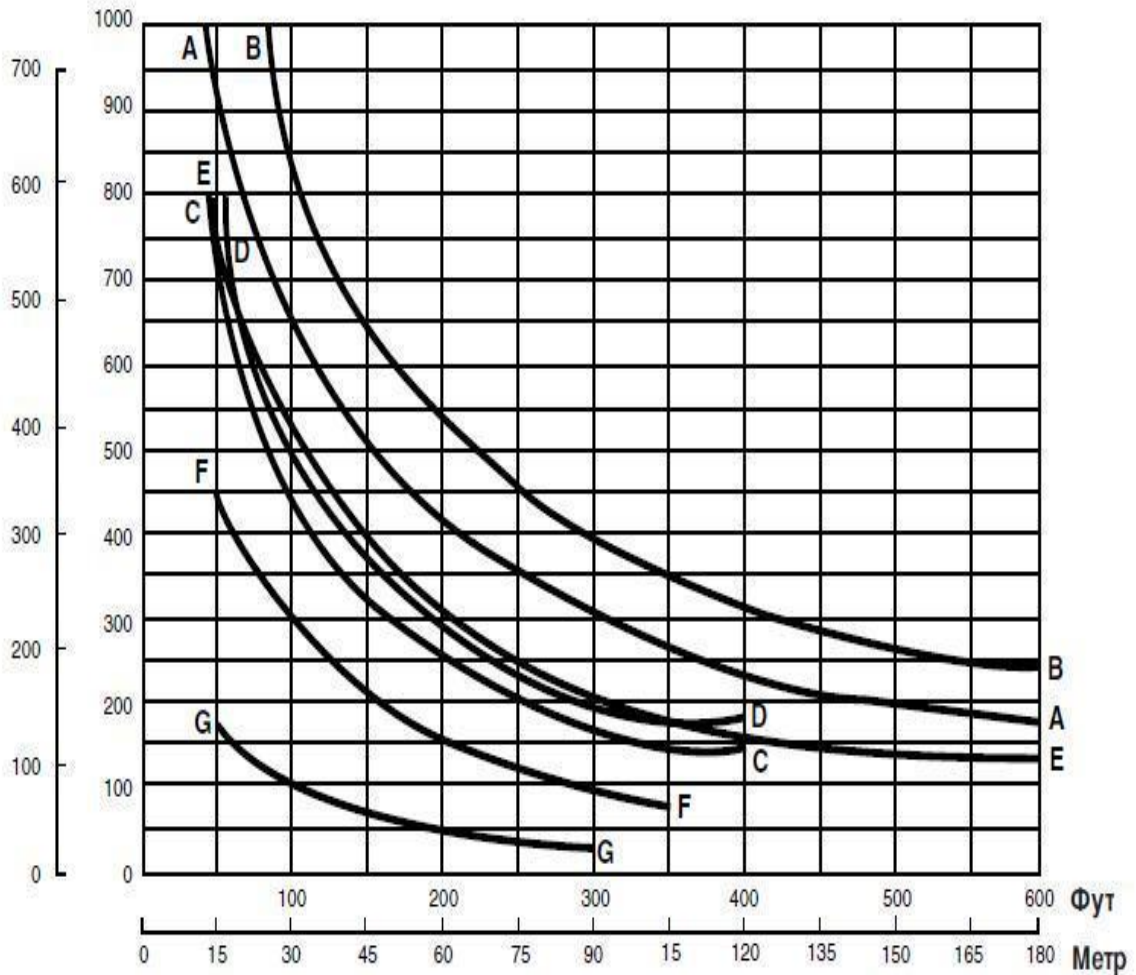
Середня відстань переміщення матеріалу

Рис. 3.68. Розрахункова продуктивність бульдозерів від D6M до D11R з напівуніверсальним (напівсферичним) відвалом:
A – D11R-11SU; **B** – D10R-10SU; **C** – D9R-9SU; **D** – D8R-8SU;
E – D7R-7SU; **F** – D6R-6SU; **G** – D6M-6SU

Примітка.

1. Цей графік заснований на багатьох натурних дослідженнях, проведених при різних режимах роботи. Поправкові коефіцієнти наведені в табл. 3.13.

м3/год ярд куб./год
розрихл. розрихл.



Середня відстань переміщення матеріалу

Рис. 3.69. Розрахункова продуктивність бульдозерів D3, D6, D7, 814, 824 та 834 з *прямим відвалом*: **A** – 824S; **B** - 834S; **C** – D7G-7S; **D** – D7R-7S; **E** – 814S; **F** – D6R-6S; **G** – D3C6 LGP

Примітки:

1. Цей графік заснований на багатьох натурних дослідженнях, проведених при різних режимах роботи. Поправкові коефіцієнти наведені в табл. 3.13.

2. Продуктивність для відвалу 3S наведена для трактора D3C LGP серія II.

Поворотні і буферні відвали не належать до знарядь високої продуктивності. Залежно від умов роботи їх продуктивність складе в середньому 50–75 % продуктивності прямого відвалу.

ПРИКЛАД 3.5 (практичне заняття 7). Визначення продуктивності бульдозера методом "Caterpillar"

Необхідно визначити середню годинну продуктивність бульдозера D8R - 8SU(Cat) (з гідроциліндром перекосу), що переміщує глину, яка щільно злежалася, на середню відстань 45 м під уклон 15 % за траншейним методом.

Розрахункова щільність матеріалу складає 1600 кг/м³. Кваліфікація оператора – середня. Коефіцієнт використання робочого часу – 50 хв/год. Погодні умови – дощ (середні умови експлуатації). Спарена роботи машин.

Розв'язання

Згідно з рис. 3.68 (крива D) бульдозер D8R - 8SU тракового типу, обладнаний напівуніверсальним (напівсферичним) відвалом, має нескориговану максимальну продуктивність $P_{\max} \approx 460 \text{ м}^3/\text{год}$.

Маса бульдозера: $M_1 = 29575 \text{ кг}$ (відвантажувальна маса бульдозера), $M_2 = 37875 \text{ кг}$ (експлуатаційна маса бульдозера) [85].

Згідно з рекомендаціями маємо такі поправкові коефіцієнти (табл. 3.13, рис. 3.66, формула (3.29)):

- глина, що щільно злежалася, є "важкопереміщувальним матеріалом", $K_1 = 0,8$ (табл. 3.13);
- поправка на ухил (згідно з рис. 3.6), $K_2 = 1,3$;
- траншейна робота, $K_3 = 1,2$ (табл. 3.13);
- кваліфікація оператора – середня, $K_4 = 0,75$ (табл. 3.13);
- коефіцієнт використання робочого часу 50 хв/год, $K_5 = 0,83$ (табл. 3.13);
- поправка на масу (згідно з формулою (3.29), $K_6 = 29575/37875 = 0,7808$;
- погодні умови – дощ, $K_7 = 0,80$ (табл. 3.13);
- спарена роботи машин, $K_8 = 1,20$ (табл. 3.13).

Тоді згідно з формулою (3.28) маємо, м³/год,

$$P_{\text{роз}} = 460 \cdot 0,8 \cdot 1,3 \cdot 1,2 \cdot 0,75 \cdot 0,83 \cdot 0,7808 \cdot 0,80 \cdot 1,2 = 267,87.$$

МЕТОД «KOMATSU» [77]

Цей метод заснований на математичних розрахунках, що робить його більш застосовним практично до будь-якої машини.

Продуктивність бульдозера Q , м³/год, при виїмці або переміщенні ґрунту розраховується за формулою

$$Q = \frac{q \cdot 60}{T_{\text{ц}} \cdot K_2 \cdot K_9}, \quad (3.30)$$

де q – продуктивність за робочий цикл, м³;

$T_{\text{ц}}$ – тривалість робочого циклу, хв;

K_2 – коефіцієнт ухилу;

K_9 – коефіцієнт продуктивності праці.

Розглянемо складові формули більш детально.

Продуктивність за робочий цикл (теоретична) q , м³, розраховується за формулою

$$q = q_1 \cdot K_{10}, \quad (3.31)$$

де q_1 – місткість відвалу, м³;

K_{10} – коефіцієнт заповнення відвалу.

При розрахунках стандартної продуктивності бульдозера за об'єм ґрунту, який переміщується у робочий цикл, приймається ємкість відвалу. У дійсності продуктивність за кожний робочий цикл залежить від типу ґрунту, тому для коригування значення вводиться коефіцієнт заповнення відвалу. Щоб вибрати коефіцієнт заповнення відвалу, необхідно використовувати табл. 3.14.

Тривалість робочого циклу $T_{\text{ц}}$, хв (час, необхідний бульдозеру для виконання робочого циклу: переміщення, розворот та перемикання передач та ін.), розраховуємо за формулою

$$T_{ц} = \frac{S}{V_1} + \frac{S}{V_2} + t_1, \quad (3.32)$$

де S – дальність переміщення ґрунту, м;
 V_1 – швидкість пересування переднім ходом, м/хв;
 V_2 – швидкість пересування заднім ходом, м/хв;
 t_1 – час, необхідний для перемикання передач, хв.

Таблиця 3.14

Критерії вибору коефіцієнта заповнення відвалу

Умови переміщення ґрунту	Опис операції переміщення	Коефіцієнт K_{10}
1	2	3
Прості умови переміщення	Повний відвал ґрунту переміщується так само, як рихлий ґрунт. Неущільнений піщаний ґрунт з низьким вмістом води, звичайний ґрунт, штабельований матеріал	1,1–0,9
Умови середньої складності	Ґрунт рихлий, але переміщення повного відвалу неможливе. Ґрунт із вмістом гравію, піску, дрібного щебеня	0,9–0,7
Умови високої складності	В'язка глина з високим вмістом води, пісок із вмістом щебеню, суха тверда глина і міцний ґрунт	0,7–0,6
Умови дуже високої складності	Підірвана порода або великі уламки породи	0,6–0,4

Примітки: Зазвичай слід встановлювати швидкість 3–5 км/год для переднього ходу і 5–7 км/год для заднього ходу.

Час для перемикання передач для бульдозерів "Komatsu" рекомендується такий:

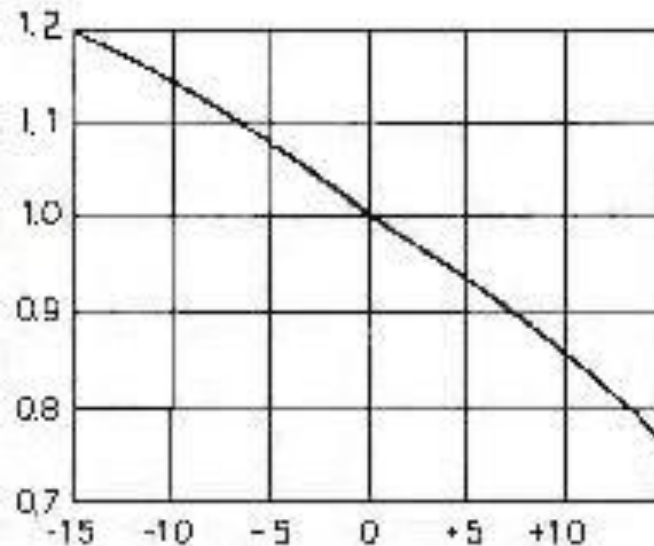
- прямиий привод, $t_1 = 0,10$ хв;
- для коробки передач типу TORQFLOW (Cat = Power Shift), $t_1 = 0,05$ хв.

Коефіцієнт ухилу K_2 , який також впливає на продуктивність бульдозера при переміщенні ґрунту вибирається згідно з графіком, який наведений на рис. 3.70.

Коефіцієнт продуктивності праці K_9 залежить від умов експлуатації. При цьому враховуються щогодинні перерви в роботі машини.

У табл. 3.15 наведені стандартні орієнтовні значення продуктивності праці залежно від умов експлуатації.

K_2



Ухил(-);

Підйом(+)

Рис. 3.70. Залежність поправкового коефіцієнта K_2 для бульдозерних робіт від ухилу (%) (метод "Komatsu")

Таблиця 3.15

Значення продуктивності праці залежно від умов експлуатації

Умови експлуатації	Коефіцієнт продуктивності K_9
Добрі умови експлуатації	0,83
Середні умови експлуатації	0,75
Умови експлуатації нижче середнього	0,67
Погані умови експлуатації	0,58

Примітка. Якщо техніка знаходиться на території СНД, рекомендується ставити коефіцієнт продуктивності праці вище ніж 0,7 (незалежно від того, на тракторі якого виробника працює оператор).

ПРИКЛАД 3.6 (практичне заняття 8). Визначення продуктивності бульдозера методом "Komatsu"

Необхідно визначити середню годинну продуктивність бульдозера D8R - 8SU (Cat) (з гідроциліндром перекосу), що переміщує глину, яка щільно злежалася, на середню відстань 45 м під уклон 15 % за траншейним методом.

Розрахункова щільність матеріалу складає 1600 кг/м^3 . Кваліфікація оператора – середня. Коефіцієнт використання робочого часу – 50 хв/год. Погодні умови – дощ (середні умови експлуатації). Спарена робота машин. Відвал SU – напівуніверсальний.

Розв'язання

Згідно з довідковими даними ємкість відвалу SU бульдозера D8R/8SU складає $q_1 = 8,7 \text{ м}^3$. Коефіцієнт заповнення відвалу K_{10} визначаємо за допомогою табл. 3.14 згідно з умовами переміщення ґрунту - $K_{10} = 0,6$ (умови високої складності). Тоді за формулою (3.31) маємо, що продуктивність за робочий цикл (теоретична) $q, \text{ м}^3$, дорівнює

$$q = 8,7 \cdot 0,6 = 5,22 .$$

Тривалість робочого циклу $T_{\text{ц}}, \text{ хв}$, розраховуємо за формулою (3.32)

$$T_{\text{ц}} = 45/58,3 + 45/78 + 0,05 = 1,398 .$$

Примітка. Швидкості V_1 (пересування переднім ходом) і V_2 (пересування заднім ходом) беремо із довідкових даних (характеристик) бульдозера D8R/8SU [77]. Час для перемикання передач - для коробки передач типу TORQFLOW (Cat = Power Shift) $t_1 = 0,05 \text{ хв}$ (див. пояснення до формули (3.32)).

Коефіцієнт ухилу K_2 вибираємо згідно з графіком, який наведений на рис. 3.70, $K_2 = 1,2$.

Коефіцієнт продуктивності праці K_9 вибираємо згідно з рекомендаціями, наведеними в табл. 3.15, $K_9 = 0,75$.

Тоді за формулою (3.30) маємо, що Q , м³/год, буде дорівнювати

$$Q = 5,22 \cdot 60 / 1,398 \cdot 1,2 \cdot 0,75 = 248,93 .$$

Висновок. Ці два методи, як видно із розрахунків, дають приблизно однакові результати: $P_{роз} = 267,87$ м³/год (розр.) – метод «Caterpillar» проти $Q = 248,93$ м³/год – метод "Komatsu". У методі "Komatsu" значну роль відіграє коефіцієнт продуктивності.

Таким чином, можна використовувати будь-який із цих двох методів залежно від того, які вихідні дані має замовник.

3.2.3. Шляхи вдосконалення конструкцій відвалів бульдозерів

Розрізняють такі види бульдозерів: бульдозери загального призначення, спеціального призначення, багатоцільового призначення.

Бульдозери загального призначення оснащені основними відвалами. Бульдозери спеціального призначення забезпечують виконання вузькоспеціалізованих робіт, і використовуються для цього відвали відповідного призначення. На бульдозерах багатоцільового призначення ззаду трактора монтують спеціальне робоче устаткування: ланцюговий траншеєскопач, плужний ніж кабелеукладальник, розпушувальний агрегат, тягову лебідку та ін. [63–70, 82, 83].

3.2.3.1. Види і конструкції відвалів бульдозерів

Основними елементами бульдозерного устаткування є відвал бульдозера, штовхаючі бруси з розкосами і підкосами або штовхаюча рама з розкосами, гідроциліндри піднімання й опускання відвалу, а також, на окремих видах, механізми повороту відвалу в поперечній і горизонтальній площинах і зміни кута різання [82, 83].

Відвал бульдозера є зварною конструкцією коробчастого типу, що забезпечує йому жорсткість з привареним у передній

частині лобовим листом криволінійного профілю. Останній забезпечує швидке заповнення відвалу матеріалом. Для підвищення зносостійкості лобового листа фірма "Caterpillar" приварює до нього пластини зі спеціальних легованих сталей, що мають високу стійкість до абразивного зносу та ударних навантажень.

У нижній частині до лобового листа болтами впотай кріпляться знімні ножі. При зношуванні гострої кромки ножа його повертають і ріжуть другим, гострим кінцем. Для підвищення стійкості ножів до абразивного зношування й ударних навантажень зарубіжні фірми виготовляють їх з легованих сталей типу ДН - 2 або ДН - 3 з підвищеним вмістом бору і нікелю (рис. 3.71).

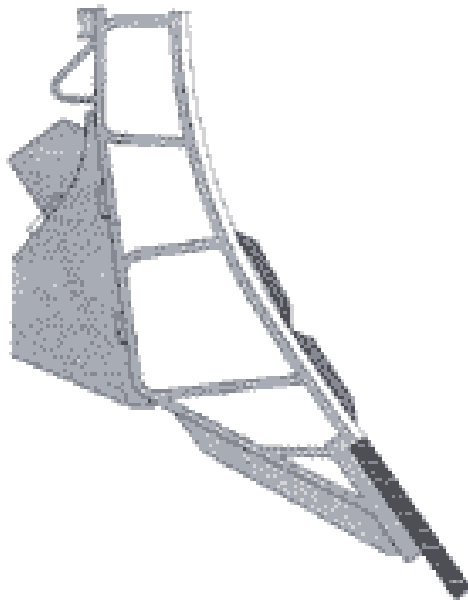


Рис. 3.71. Поперечний переріз відвалу бульдозера фірми "Caterpillar"

Гусеничний бульдозер загального призначення оснащується основними відвалами, що випускаються майже всіма виробниками.

Розрізняють неповоротний, поворотний і універсальний відвал бульдозера.

Неповоротні включають до себе прямий, сферичний і напівсферичний відвали. Торці цих відвалів закриті двома бічними щоками для зниження втрат ґрунту при транспортуванні. Лобовий лист завершується вгорі козирком, привареним під кутом до лобового листа. Козирок перешкоджає пересипанню ґрунту через верхню кромку відвалу і покращує формування призми волочіння ґрунту. Для захисту від ушкоджень гідроциліндрів і радіатора двигуна від матеріалу, що пересипається, деякі фірми використовують ґрати, що встановлюються згори на відвалах, і щитки.

Прямий відвал бульдозера, або відвал типу S, використовується при розробці широкого діапазону немерзлих ґрунтів, а також легких скельних (рис. 3.72).



Рис. 3.72. Прямий неповоротний відвал бульдозера фірми "Caterpillar"

Сферичний відвал бульдозера U особливо ефективний для переміщення значних об'ємів легких ґрунтів на великі відстані (рис. 3.73).



Рис. 3.73. Сферичний відвал бульдозера фірми "Caterpillar"
центральної секції

Він складається з трьох секцій: центральної і двох бічних. Останні розташовані під кутом у плані до 25° . Зігнута в плані форма відвалу забезпечує зміщення ґрунту до середини відвалу, забезпечуючи при транспортуванні мінімальні втрати матеріалу.

Напівсферичний відвал бульдозера **SU** поєднує здатність прямого відвалу добре врізатися в ґрунт і сферичного відвалу переміщати великі об'єми матеріалу за рахунок коротких бічних секцій, встановлених під кутом до 25° до центральної секції (рис. 3.74).



Рис. 3.74. Напівсферичний відвал з козирком фірми "Caterpillar"

Відвали **U**, **SU** і **S** мають механізм перекоосу (гідроциліндр і гвинтове стягування), що дозволяє їм добре уклінюватися в міцні ґрунти. За наявності двох гідроциліндрів перекоосу машиніст з кабіни має можливість змінювати кути перекоосу і різання відвалу на ходу машини, пристосовуючись до ґрунтових умов, що змінюються.

Поворотний відвал бульдозера **A** застосовується при поперечному транспортуванні ґрунту для засипання траншей, укладання насипу і при розчищенні території від снігу, сміття, рослинності. Відвал може обертатися в плані навколо шарніра на рамі в обидва боки. За формою це прямий відвал без бічних щік, подовжений по ширині і укорочений по висоті (рис. 3.75).



Рис. 3.75. Поворотний відвал бульдозера фірми "Caterpillar"

Відвали з регульованими кутами повороту і перекоосу РАТ, які мають 6 ступенів свободи (шестипозиційні відвали), є універсальними відвалами, здатними змінювати і поперечні, і подовжні кути установлення відвалу (вони прикріплені шарнірно до П-подібної штовхаючої рами).

За формою це прямий відвал, приблизно таких самих габаритів, тільки без бічних щік.

Він призначений для профільовальних і планувальних робіт невеликого об'єму бульдозерами малого класу тяги.

На деяких моделях бульдозерів таких фірм, як "Caterpillar", "Fiat-Kobelco", "Liebherr" та ін., використовується модифікація цього відвалу (VPAT), що дозволяє за допомогою регулювальних болтів змінювати кут різання ножів відвалу.

На рис. 3.76 наведені варіанти бульдозерних відвалів фірми "Liebherr".

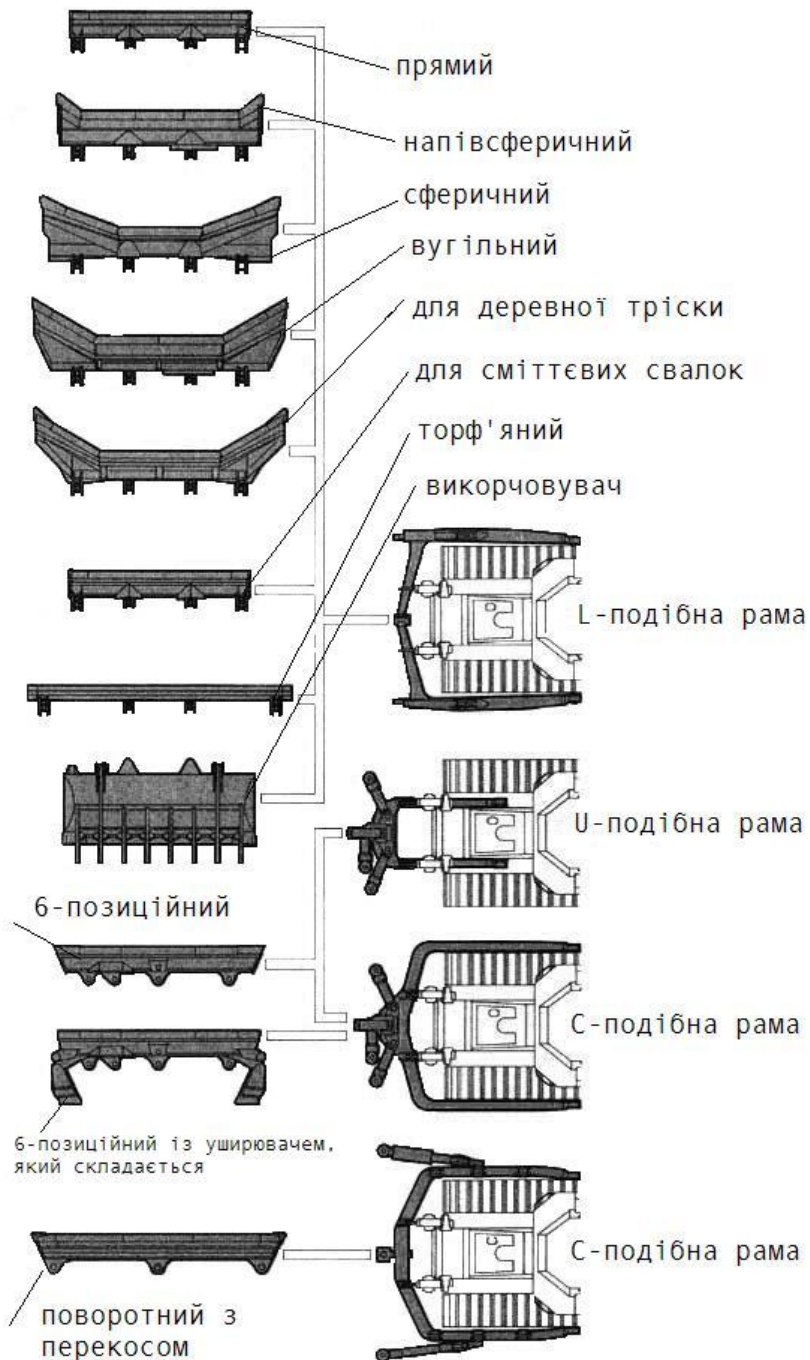


Рис. 3.76. Варіанти бульдозерних відвалів фірми "Liebherr"

3.2.3.2. Види і конструкції спеціальних відвалів бульдозерів

Окрім перерахованих основних відвалів, використовуються відвали спеціального призначення [73, 82, 83], деякі з яких виготовляються спеціалізованими нетракторобудівними фірмами типу "Balderson", "Rimco", "Rome" та ін.

"Caterpillar", "Fiat-Kobelko", "Liebherr", "Komatsu" та ін. доповнюють основну номенклатуру відвалів такими спецвідвалами: *буферними, рекультиваційними, кущорізальними, укороченими по ширині відвалами SU і S, збільшеним по висоті відвалом SU та ін.*

Буферний відвал бульдозера використовується в основному для робіт, пов'язаних зі штовханням скреперів при їх вриванні в ґрунт. За формою це короткий прямий відвал без механізмів перекоосу з привареною посередині відвалу сталеву пластину. Гумові амортизатори підвіски відвалу поглинають удари при зіткненні пластини відвалу з буфером скрепера. У проміжках між штовханнями такий відвал може бути використаний на бульдозерних роботах загального призначення. Їх випускають компанії "Caterpillar" і "Komatsu".

Рекультиваційний відвал застосовується для зняття верхнього родючого шару ґрунту і переміщення його в складовані бурти. За формою це відвали збільшеної ширини і кривизни лобового листа змінного значення, що мають радіус. Це дозволяє створити кращі умови переміщення матеріалу по поверхні відвалу і формування призми волочіння. Такі відвали виготовляють компанії "Caterpillar" і "Balderson".

Вугільні відвали і відвали для тріски використовують для переміщення вугілля і тріски на кар'єрах, складах рудних дворів і лісопереробних підприємств. За формою це сферичні відвали збільшеної ширини і з гідроперекосом. Їх випускають компанії "Caterpillar", "Liebherr", "Dressta" і "ЧТЗ-Уралтрак".

Торф'яні відвали використовуються для переміщення торфу на меліоративних полях. Це прямі подовжені відвали малої висоти з гідроперекосом, що монтуються на тракторах "Liebherr" болотохідних модифікацій. На бульдозерах із спеціалізованими відвалами для переміщення вугілля, тріски і

торфу ззаду трактора підвішується баластний вантаж, що виконує роль противаги (рис. 3.77).



Рис. 3.77. Спеціальний відвал для переміщення вугілля, тріски і торфу

Для роботи в екстремальних ситуаціях при розчищенні завалів у системі МНС використовуються бульдозери «Komatsu» з відвалами 8 і 81 зменшеної ширини, які вписуються в залізничний габарит. Це дозволяє мати високу міру готовності до роботи, оскільки бульдозери з прикріпленим відвалом стоять на відкритій платформі в очікуванні розпорядження на відправлення.

На бульдозерах середнього класу тяги фірма "Liebherr" використовує гідрокеровані розширювачі, які з кабіни можуть встановлюватися під будь-яким кутом до відвалу. При транспортуванні бульдозерів на трайлері розширювачі обертаються назад, і відвал вписується в габарит. Аналогічні відвали застосовує фірма "Fiat-Kobelco" (рис. 3.78).

Відвали для прибирання сміття призначені для переміщення відходів на сміттєвих полігонах. За формою це прямі відвали, що мають збільшену ширину і кривизну поверхні лобового листа, а також висоту козирка, що приблизно дорівнює висоті відвалу. При використанні таких відвалів агрегати трактора підлягають додатковому переобладнанню для захисту їх від гострих предметів і абразивних матеріалів, ззаду трактора

підвішується баластний вантаж. Такі відвали пропонують фірми "Caterpillar", "Liebherr", "Dressta" (рис. 3.79).

Кущорізальний відвал бульдозера (V-подібної форми), що виготовляється фірмами "Caterpillar" і "Komatsu", призначений для розчищення площ під забудову, які заросли заростями кущів і дрібноліссям. Опущений у робоче положення відвал у вигляді гострокутного різака, утвореного двома різальними лезами, ковзає по поверхні землі, зрізає зарості кущів і дрібні дерева і звалює їх у бік, утворюючи за собою прохід, що дорівнює ширині захвата відвалу. Захисне обгороджування у вигляді сталевого каркаса оберігає трактор від ушкоджень при падінні дерев, що зрізаються. Кущорізальні відвали виготовляються фірмами "Rimco" і "Rome".



Рис. 3.78. Установка розширювачів відвалу PR732 фірми "Liebherr" у транспортне положення



Рис. 3.79. Відвал для прибирання сміття

Відвали-викорчовувачі – це або відвали ґратчастого виду із зубами, або зуби, прикріплені до лобового листа прямого відвалу. Вони призначені для витягання з ґрунту великих каменів і пнів і транспортування їх на близькі відстані. Трактор оснащується згори додатковим захисним обгороджуванням. Такі відвали випускають фірми "Caterpillar", "Komatsu", "Liebherr", "Rimco" і "Rome" [82, 83].

3.2.3.3. Відвали активної дії

Вдосконалення бульдозерів ґрунтується на застосуванні відвалів активної дії з використанням вибуху, з вібраційним пристроєм, з віброзубами та з застосуванням газового мастила [4, 67, 72].

Розглянемо ці варіанти детальніше.

Спосіб з використанням вибуху (рис. 3.80) полягає в наступному. Плоский клин, що є складовою частиною вибухової камери, занурюється в ґрунт. У камеру згоряння компресором нагнітається стиснуте повітря і одночасно впорскується дозована кількість палива, при випарі якого утворюється однорідна горюча суміш. Розподільний пристрій забезпечує спрацьовування запальної свічки і займання суміші. Згоряння суміші викликає інтенсивне зростання тиску всередині камери згоряння, після чого відкривається випускний клапан і гази поступають у вибухову камеру. Через щілини в плоскому клині гази впливають на розташований вище ґрунт, забезпечуючи його руйнування і викидання.

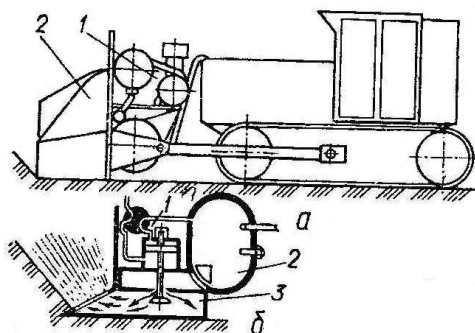


Рис. 3.80. Бульдозер вибухової дії: а – схема машини; б – схема робочого органу; 1 – камера згоряння; 2 – компресор; 3 – вибухова камера

За цим принципом створений бульдозер з повторно-вибуховим пристроєм. На відміну від бульдозерів традиційного виконання, на бульдозері вибухової дії додатково встановлено компресор 2, паливну і регулюючу апаратуру, камеру згоряння 1 і вибухову камеру 3, металоконструкції відвалу (рис. 3.80), що є складовою частиною. Випробування з копання траншей завглибшки 1,52 м і шириною 3,05 м в середніх ґрунтових умовах показали, що продуктивність бульдозера вибухової дії значно перевищує продуктивність звичайного важкого бульдозера.

Бульдозер з вібраційним відвалом показаний на рис. 3.81. Коливальний рух відвалу 1 здійснюється за допомогою ексцентрикових валів 2, що приводяться в обертання гідромоторами 3.

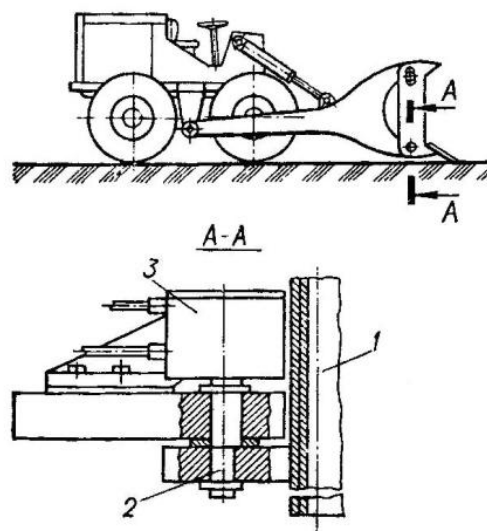


Рис. 3.81. Схема бульдозера з вібраційним пристроєм: 1 – відвал; 2 – ексцентрикові вали; 3 – гідромотори

На рис. 3.82 наведена **схема відвалу бульдозера з віброзубами**.

Віброзуби 1 встановлені на відвалі. Їм надається частота коливань, близька до звукових. Для цього на них кріпляться дебалансні вібратори 2, що приводяться в дію турбінами. Турбіни обертаються за допомогою стиснутого повітря, що подається від компресора, який встановлений на тракторі. Віброзуби мають

центральні канали, по яких відпрацьоване повітря поступає в ґрунт для збільшення його рухливості і полегшення руху вгору по поверхні відвалу.

На рис. 3.83 наведена схема з застосуванням газового змазування відвалу. З порожнини відвалу, що виконує також роль коробки жорсткості, стиснутий газ може подаватися вгору по відвалу для зменшення опору руху ґрунту.

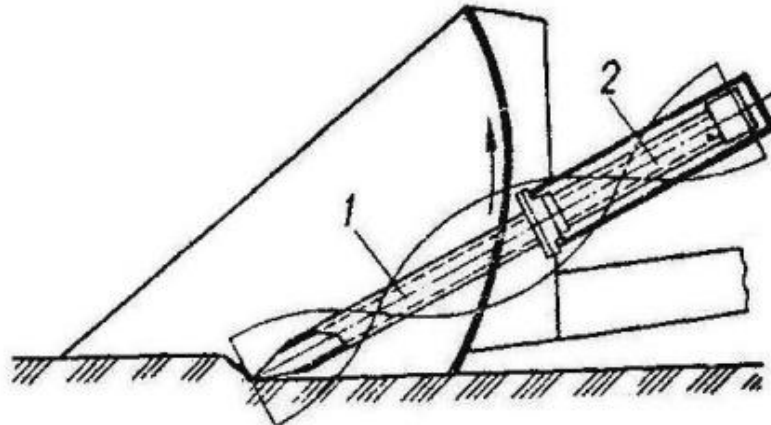


Рис. 3.82. Схема відвалу з віброзубами: 1 – віброзуби; 2 – дебалансні вібратори

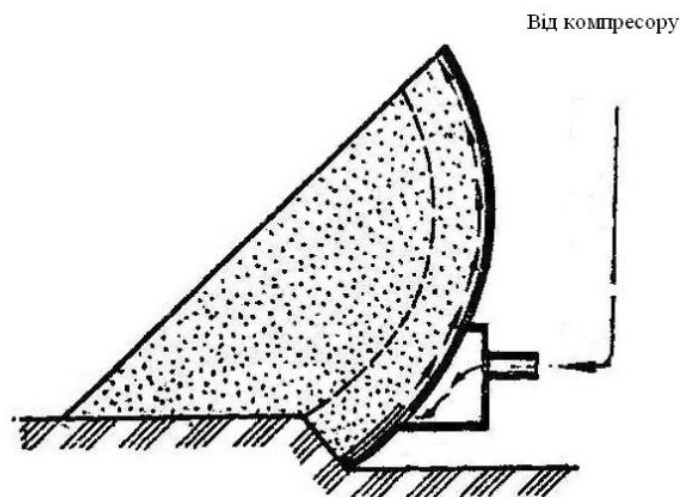


Рис. 3.83. Схема робочого органу бульдозера з повітряним змазуванням поверхні відвала

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3

Для підвищення технічної продуктивності та ефективності скреперів необхідним є:

- модернізація двигунів, ковшів, шнеків та елеваторів;
- удосконалення ергономічних показників роботи скреперів (кабіна оператора, управління та ін.);
- скорочення часу на проведення технічного обслуговування (впровадження нових методик діагностування, застосування нових приладів і датчиків контролю та ін.);
- використання двомоторних і двоківшових скреперів із мотор-колесами;
- використання скреперних потягів за різними схемами;
- скорочення тривалості рейсу за рахунок оптимальної організації руху скреперів;
- збільшення наповнення ковша скрепера за рахунок модернізації обладнання.

Основні прогресивні напрями створення бульдозерів – це збільшення їх потужності, використання гідравлічного привода, вдосконалення профілю відвалу і устаткування їх розпушувачами.

Для підвищення технічної продуктивності та ефективності бульдозерів необхідно збільшити об'єм призми волочіння V_r і зменшити тривалість циклу $T_{ц}$.

На практиці це досягається таким чином:

- переміщенням з ґрунтом під уклон;
- маятниковим рухом машини без розворотів;
- рухом бульдозерів по одному і тому самому шляху, оскільки траншея, що утворюється при цьому, своїми стінками утримує ґрунт на відвалі від переміщення убік;
- спареною роботою бульдозерів (рис. 3.59), що збільшує більше ніж у два рази об'єм призми волочіння;
- застосуванням методів лінійного програмування з використанням ЕОМ для раціональної організації роботи.

Найбільш висока продуктивність бульдозерів може бути досягнута за умови, якщо робота цих машин на кожному об'єкті виконується за заздалегідь розробленою схемою організації і технології ведення робіт. При цьому мають бути враховані:

- умови виробництва (властивості ґрунту, що розробляється, характер робіт, відстань, на яку транспортується ґрунт, рельєф місцевості і т. д.);

- технічні можливості бульдозера (потужність двигуна, розміри відвалу, технічний стан машини);

- кваліфікація бульдозериста.

Підвищення продуктивності бульдозерів за рахунок зменшення втрат ґрунту досягається також збільшенням об'єму відвалів. До відвалів кріплять додаткові лобові щитки, розширювачі і відкритки. Установлення на відвал *щитків* заввишки 300–350 мм дозволяє збільшити об'єм відвалу на 10–15 %.

Застосування *розширювачів і відкрилок* дозволяє збільшити об'єм переміщуваного ґрунту майже в 1,7–1,8 разу.

Також одним з найважливіших напрямків підвищення продуктивності бульдозерів є *вдосконалення робочого органу*. Правильний вибір споживачем відвалу бульдозерів є головною умовою досягнення максимально можливої продуктивності. Передусім слід оцінити можливості копання ґрунту відвалом, тягово-зчіпні і швидкісні характеристики бульдозера. Можливості копання ґрунту визначаються співвідношенням величини максимального тягового зусилля бульдозера до довжини ножа відвалу. Чим більше це значення, тим більш міцні ґрунти може розробляти бульдозер.

Ефективним способом боротьби з втратами ґрунту є скорочення відстані його транспортування. Практика експлуатації бульдозерів показує, що найбільш продуктивно вони працюють при переміщенні ґрунту на відстань до 70 м. При переміщенні ґрунту на більшу відстань роботи ведуть методом пристрою проміжних валиків, траншейним способом або застосовують для переміщення ґрунту одночасно декілька бульдозерів.

4. Ремонт будівельних машин за кордоном

4.1. Показники надійності будівельних машин

Основними показниками надійності будівельних машин [79–81] у ряді фірм за кордоном прийнято термін служби машин, середні сумарні витрати на ремонт і комплексні показники, що характеризують прості машини.

Термін служби машини - один з основних показників надійності нової машини, межа зміни якого в роках зазвичай регламентується. Часто фірмами США цей термін встановлюється для трьох рівнів умов роботи ("поганих", "середніх" і "хороших") у машино-годинах і в роках. Наприклад, терміни служби для бульдозерів на гусеничному ході, самохідних скреперів і ківшових навантажувачів на колісному ході – 8, 10, 12 тис. год (4, 5, 6 років).

Рівень умов роботи для окремих видів машин регламентується характеристиками ґрунтів, видом виконуваних робіт, швидкостями пересування та ін.

Середні сумарні витрати на ремонт машини за термін її служби є іншим основним показником її надійності. Цей показник зазвичай виражають у відсотках вартості придбаної машини для трьох рівнів умов роботи. Наприклад, встановлюють середні витрати на ремонт: для бульдозерів на гусеничному ході і самохідних скреперів – 104, 90 і 84 %; для ківшового навантажувача на колісному ході – 72, 60 і 48 %.

Комплексний показник, застосовуваний фірмою, зазвичай визначається одним з таких коефіцієнтів:

- простою K_{Π}

$$K_{\Pi} = \frac{(T_p - T_{\text{пр}})}{T_p} \cdot 100\%; \quad (4.1)$$

- готовності машин K_{Γ}

$$K_{\Gamma} = \frac{T_p}{(T_p + T_{\text{т.о}} + T_{\text{пр}})} \cdot 100\%; \quad (4.2)$$

- надійності K_H

$$K_r = \frac{T_p}{(T_p + T_{пр})} \cdot 100\%, \quad (4.3)$$

де T_p , $T_{пр}$ і $T_{т.о}$ – середній час роботи машин за призначенням, середній час простою машини через відмови і середній час простоїв машини при проведенні технічного обслуговування, який припадає на заплановану тривалість зміни.

Коефіцієнти $K_{п}$ та K_H відображають як технічні можливості машин, так і організацію їх експлуатації, яка у свою чергу регламентується вимогами фірми-виробника.

Організація роботи з забезпечення надійності машин наведена на схемі (рис. 4.1). Як видно із цієї схеми, при плануванні показників надійності:

- враховуються вимоги споживача;
- виготовлення машини ведеться одночасно з забезпеченням її запасними частинами;
- відбувається навчання ремонтного персоналу за спеціальними інструкціями для машини, яка виготовлена;
- вивчаються та аналізуються фактичні показники, які досягнуті на практиці, для того, щоб поліпшити надійність машини.

4.2. Термін служби машин

Значення визначення терміну служби машин [79–81], тобто встановлення відсотка відрахувань на реновацію машини, важко переоцінити. Якщо цей відсоток прийнятий необґрунтовано високим, нова машина може неправильно вважатися економічно неефективною для впровадження.

Обґрунтований відсоток відрахування на реновацію машин за пропонованою методикою можна визначити, знаючи максимальну кількість ремонтних циклів n_{max} і, отже, раціональний строк існування машини **R, роки** :

$$R = \frac{N_{max} \cdot t}{N_{річ}}, \quad (4.4)$$

де t – тривалість міжремонтного циклу, год;

n_{\max} – максимальна кількість ремонтних циклів;

$N_{\text{річ}}$ – кількість годин роботи машини за рік.

Відсоток річних відрахувань на реновацію r визначаємо за формулою

$$r = \frac{100 \cdot N_{\text{річ}}}{n_{\max} \cdot t}. \quad (4.5)$$

При визначенні максимальної кількості ремонтних циклів прийmemo такі вимоги:

- питома вартість останнього ремонтного циклу не повинна бути більшою від питомої вартості нової машини;

- у кожний ремонтний цикл входять капітальний і поточний ремонти, а також технічне обслуговування;

- під питомими вартостями прийmemo вартості, які віднесені до річної продуктивності машини.

Питома вартість першого ремонтного циклу X_1 , грн/м³, розраховується за формулою

$$X_1 = \frac{0,01 \cdot A \cdot a + C \cdot N_{\text{річ}}}{N_{\text{річ}} \cdot \Pi}, \quad (4.6)$$

де A – вартість машини, яка експлуатується, грн;

a – річний відсоток відрахувань на перший капітальний ремонт, %;

C – вартість поточних ремонтів і технічних обслуговувань, грн, за 1 год роботи машини у першому міжремонтному циклі;

$N_{\text{річ}}$ – кількість годин роботи машини за рік;

Π – продуктивність машини, яка експлуатується, м³/год.

Питома вартість другого ремонтного циклу X_2 , грн/м³, розраховується за формулою

$$X_2 = \frac{(0,01 \cdot A \cdot a + C \cdot N_{\text{річ}}) \cdot k}{N_{\text{річ}} \cdot \Pi \cdot \eta}, \quad (4.7)$$

де k – коефіцієнт дорожчання кожного наступного ремонтного циклу ($k > 1$);



Рис. 4.1. Схема забезпечення надійності машин (США)

η – коефіцієнт зниження продуктивності машини після кожного наступного ремонтного циклу ($\eta < 1$).

Питома вартість третього ремонтного циклу X_3 , грн/м³, розраховується за формулою

$$X_3 = \frac{(0,01 \cdot A \cdot a + C \cdot N_{\text{річ}}) \cdot k^2}{N_{\text{річ}} \cdot \Pi \cdot \eta^2}. \quad (4.8)$$

Питома вартість n -го ремонтного циклу X_n , грн/м³, розраховується за формулою

$$X_n = \frac{(0,01 \cdot A \cdot a + C \cdot N_{\text{річ}}) \cdot k^{n-1}}{N_{\text{річ}} \cdot \Pi \cdot \eta^{n-1}}. \quad (4.9)$$

Вказана вище умова (4.9) має вигляд

$$\frac{(0,01 \cdot A \cdot a + C \cdot N_{\text{річ}}) \cdot k^{n-1}}{N_{\text{річ}} \cdot \Pi \cdot \eta^{n-1}} = \frac{A_0}{N_{\text{річ}} \cdot \Pi_0}, \quad (4.10)$$

де A_0 – вартість нової (модернізованої) машини, грн;

Π_0 – продуктивність нової (модернізованої) машини, м³/год, тобто

$$\left(\frac{k}{\eta}\right)^{n-1} = \frac{A_0 \cdot \Pi}{(0,01 \cdot A \cdot a + C \cdot N_{\text{річ}}) \cdot \Pi_0}, \quad (4.11)$$

звідки після необхідних перетворень одержуємо

$$n_{\text{max}} = \left[\lg \frac{A_0 \cdot \Pi}{(0,01 \cdot A \cdot a + C \cdot N_{\text{річ}}) \cdot \Pi_0} / \lg \left(\frac{k}{\eta}\right) \right] + 1. \quad (4.12)$$

ПРИКЛАД 4.1. Визначення терміну служби будівельної техніки

Маємо такі вихідні дані: екскаватор пряма лопата з місткістю ковша $q = 0,4 \text{ м}^3$; $A = 500000$ грн; $A_0 = 510000$ грн; $a = 12 \%$; $C = 20$ грн за 1 год роботи машини у першому міжремонтному циклі; $\Pi = 130 \text{ м}^3/\text{год}$; $\Pi_0 = 180 \text{ м}^3/\text{год}$; $N_{\text{річ}} = 2000$ год; $k = 1,2$; $\eta = 0,8$; $t = 8000$ год.

Необхідно визначити максимальну кількість ремонтних циклів n_{max} , порахувати термін служби екскаватора R та визначити відсоток річних відрахувань на реновацію r .

Розв'язання

Максимальну кількість ремонтних циклів n_{max} визначаємо за формулою (4.12)

$$n_{\text{max}} = \left[\lg \frac{510000 \cdot 130}{(0,01 \cdot 500000 \cdot 12 + 20 \cdot 2000) \cdot 180} / \lg \left(\frac{1,2}{0,8} \right) \right] + 1 = 4,21 \approx 4.$$

Строк служби екскаватора R , роки, визначаємо за залежністю (4.4)

$$R = \frac{4 \cdot 8000}{2000} = 16.$$

Відсоток відрахувань на його реновацію r , %, згідно з формулою (4.5) складає

$$r = \frac{100 \cdot 2000}{4 \cdot 8000} = 6,25 \%$$

Запропонований метод викладений у загальному вигляді. У разі складних функціональних залежностей, наприклад $k = f(n)$, $\eta = f(n)$, можна, користуючись цим методом, розв'язати завдання графічно.

ПРИКЛАД 4.2. Визначення терміну служби будівельної техніки у випадку складних функціональних залежностей

Маємо такі вихідні дані: екскаватор пряма лопата з місткістю ковша $q = 0,4 \text{ м}^3$; $A = 500000 \text{ грн}$; $A_0 = 510000 \text{ грн}$; $a = 12 \%$; $C = 20 \text{ грн}$ за 1 год роботи машини у першому міжремонтному циклі; $\Pi = 130 \text{ м}^3/\text{год}$; $\Pi_0 = 180 \text{ м}^3/\text{год}$; $N_{\text{річ}} = 2000 \text{ год}$; $k = 1,2$; $\eta = 0,8$; $t = 8000 \text{ год}$.

Величини k та η функціонально залежать від кількості ремонтів n (табл. 4.1).

Таблиця 4.1

Функціональна залежність k та η від кількості ремонтів n

n	k	η
1	1	1
2	1,3	0,95
3	1,8	0,7
4	3	0,5

Необхідно визначити максимальну кількість ремонтних циклів n_{max} , порахувати термін служби екскаватора R та визначити відсоток річних відрахувань на реновацію r .

Розв'язання

Розрахуємо питомі вартості X_1, X_2, X_3, X_4 , грн/м³, за формулами (4.6)–(4.9).

$$X_1 = \frac{0,01 \cdot 500000 \cdot 12 + 20 \cdot 2000}{2000 \cdot 130} = 0,385 ;$$

$$X_2 = \frac{(0,01 \cdot 500000 \cdot 12 + 20 \cdot 2000) \cdot 1,3}{2000 \cdot 130 \cdot 0,95} = 0,526 ;$$

$$X_3 = \frac{(0,01 \cdot 500000 \cdot 12 + 20 \cdot 2000) \cdot 1,8}{2000 \cdot 130 \cdot 0,7} = 0,989 ;$$

$$X_4 = \frac{(0,01 \cdot 500000 \cdot 12 + 20 \cdot 2000) \cdot 3}{2000 \cdot 130 \cdot 0,5} = 2,308 .$$

За формулою (4.10) визначимо питому вартість нової машини

$$X_M = \frac{A_0}{N_{\text{річ}} \cdot \Pi_0} = \frac{510000}{2000 \cdot 180} = 1,417 \text{ грн/м}^3.$$

На основі проведених розрахунків будуються графіки залежностей розрахункових параметрів від кількості ремонтних циклів n (рис. 4.2).

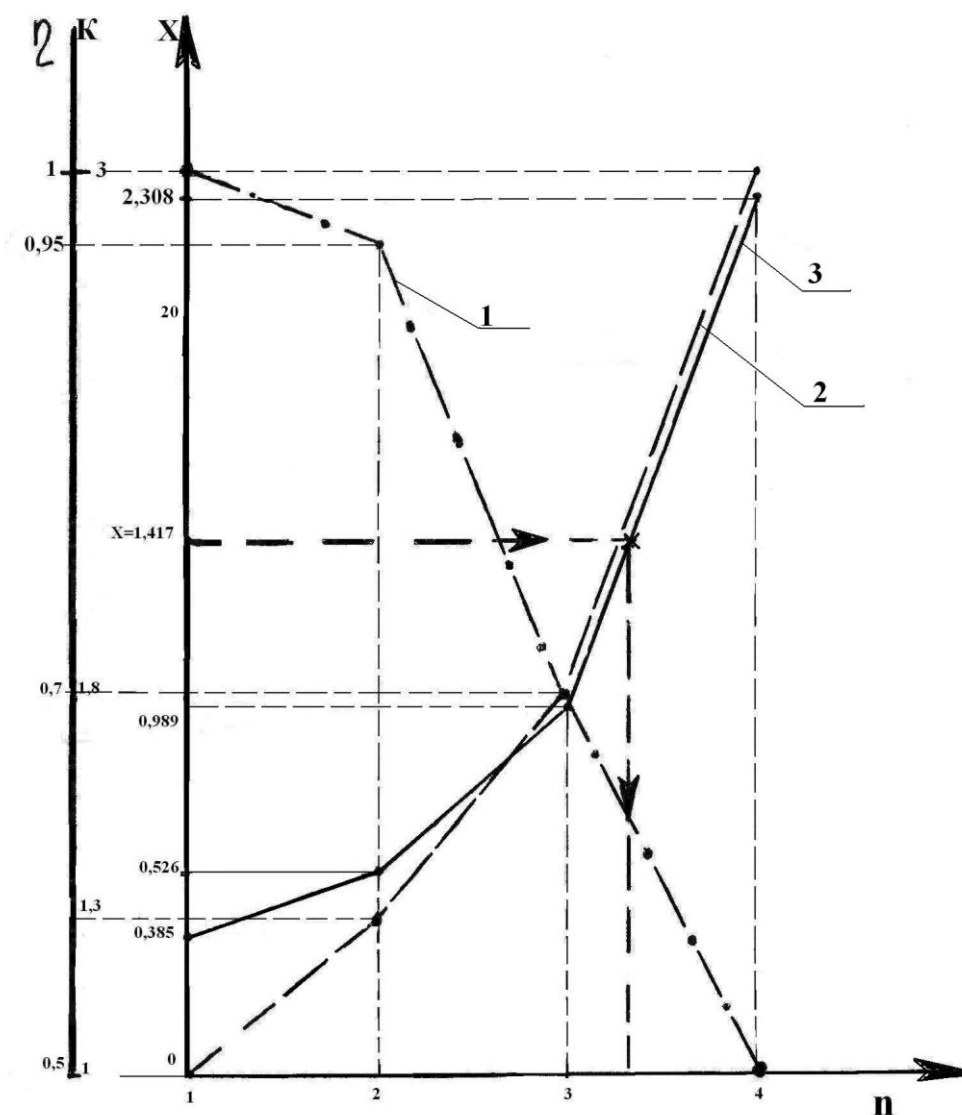


Рис. 4.2. Графік залежності розрахункових параметрів від кількості ремонтних циклів n : 1, 2 – коефіцієнти η , k ; 3 – питома вартість X

Як видно із графіків, максимальна кількість робочих циклів $n_{\max} \approx 3$.

Отже, термін існування екскаватора R , роки, визначаємо за формулою (4.4)

$$R = \frac{3 \cdot 8000}{2000} = 12 ,$$

а щорічний відсоток відрахувань на реновацію r , % , за формулою (4.5)

$$r = \frac{100 \cdot 2000}{3 \cdot 8000} = 8,33 .$$

Більш детальну інформацію можна отримати у роботі [80].

4.3. Організація ремонту

Періодичність проведення технічного обслуговування машин, а також періодичність ревізій і ремонтів [79–81] вузлів та агрегатів встановлюється фірмами.

Наприклад, призначений фірмою ресурс основних вузлів потужного бульдозера на гусеничному ході для середніх умов експлуатації складає:

- основного двигуна, роздавальної коробки і трансмісії – 9000 маш. год;
- гідротрансформатора – 5000 маш.год.

Вплив умов роботи може позначитися на коливаннях призначеного ресурсу в межах ± 20 %. Фірмою регламентується також середній ресурс усіх швидкозношуваних частин. За основними вузлами машини встановлюється середня трудомісткість монтажу і демонтажу, а також розбирання і складання в певних умовах.

У практиці техніко-економічних розрахунків фірмами використовуються такі відносні комплексні додаткові коефіцієнти надійності:

- α – коефіцієнт використання запасних частин, визначається за залежністю

$$\alpha = \frac{C_{з.ч} \cdot 100\%}{C_{маш}}, \quad (4.13)$$

де $C_{з.ч}$ – вартість запасних частин, які витрачаються при ремонті, грн;

$C_{маш}$ – вартість машини, грн;

- β – коефіцієнт, який враховує витрати на заправку ГЗМ, визначається за формулою

$$\beta = \frac{D_{ГЗМ}}{T_p}, \quad (4.14)$$

де $D_{ГЗМ}$ – трудовитрати на заправку ГЗМ, люд. год;

T_p – середній час роботи машини, маш. год;

- λ – коефіцієнт, який враховує витрати на технічне обслуговування, визначається за формулою

$$\lambda = \frac{D_{т.о}}{T_p}, \quad (4.15)$$

де $D_{т.о}$ – трудовитрати на технічне обслуговування, люд. год;

T_p – середній час роботи машини, маш. год;

- f – коефіцієнт, який враховує витрати на ремонти, визначається згідно з формулою

$$f = \frac{D_{рем}}{T_p}, \quad (4.16)$$

де $D_{рем}$ – трудовитрати на ремонти ГСМ, люд. год;

T_p – середній час роботи машини, маш. год.

Наприклад, для потужних бульдозерів-розпушувачів за термін їх служби та при середніх умовах експлуатації фірмою приймається: $\alpha = 50\%$; $\beta = 0,07$ люд. год/маш. год; $\lambda = 0,05$ люд. год/маш. год; $f = 0,5$ люд. год/маш. год.

Необхідність у запасних частинах визначається залежно від необхідної точності за допомогою закону розподілення ресурсів,

показників γ -відсоткового ресурсу, а також напрацювання на відмову.

Як правило, за кордоном відсутня єдина система та нормативи технічного обслуговування. Кожна фірма виробляє свою систему технічного обслуговування (ТО) і ремонту стосовно своїх умов.

Майже в усіх фірмах машиністи і водії будівельних машин звільнені від технічного обслуговування. Основне їх завдання - виконання змінного завдання. Усі види ТО та поточного ремонту на місцях роботи машин виконують у неробочий час (обідні і міжзмінні перерви) спеціалізовані бригади, що складаються з висококваліфікованих слюсарів, керованих досвідченим механіком. Ці бригади знаходяться у веденні механіка з ремонту, а бригади мастильників і заправників – у веденні старшого механіка з експлуатації.

Ремонтні і мастильно-заправні виїзні бригади, очолювані механіками, мають у своєму розпорядженні пересувні майстерні або мастильно-заправні станції, змонтовані на вантажних автомобілях підвищеної прохідності.

Зарубіжні фірми застосовують систему централізованого технічного обслуговування і ремонту своїх машин (рис. 4.3), а також часто наймають спеціальні фірми з обслуговування і ремонту.

Особливе значення надається агрегатно-вузловому ремонту і виконанню ремонту на місцях роботи з використанням станцій обслуговування і пересувних майстерень на базі вантажних автомобілів підвищеної прохідності.

4.3.1 Приклад надання послуг фірмою "Caterpillar"

Розглянемо на прикладі бульдозера D8R/8SU, які послуги надає фірма "Caterpillar" своїм клієнтам (витяг з рекламного листка) [78].

Екологічно безпечне зливання робочих рідин. Компанія "Caterpillar" постійно прагне впроваджувати найбільш безпечні для довкілля способи зливання робочих рідин. Такі способи знайшли вже застосування при зливанні робочих рідин з

радіатора, масляного бака, гідравлічної системи і силової передачі.

Конструктивна обумовлена зручність обслуговування. Чим менше часу йде на технічне обслуговування, тим більше його залишається для виконання роботи. Основні елементи машини виконані за модульним принципом, відповідно їх можна демонтувати, не впливаючи на інші елементи.

Фільтри, що нагвинчуються. Використання фільтрів вказаної конструкції дозволяє істотно скоротити час, необхідний для їх заміни. Додаткова економія часу досягається завдяки застосуванню пристосувань для прискореної заправки паливом і швидкої заміни мастила.

У обладнаного бульдозерним відвалом або розпушувачем трактора Б8К є всього 14 щотижневих точок змащування для обслуговування (1 тиждень = 50 робочих годин).

Вдосконалена модульна система охолодження (АМОС). У системі АМОС радіатор виконано за модульним принципом і складається він з двох окремих елементів, що охолоджують, завдяки чому його можна обслуговувати без зняття основних елементів конструкції машини. Це дозволяє заощадити час і зменшити витрати.

Технічне обслуговування і ремонт стали набагато легше завдяки постійному електронному моніторингу основних функцій і параметрів, а також фіксації в пам'яті усіх критичних показників. За допомогою переносного комп'ютера, обладнаного програмою "Електронний технік", можна швидко провести діагностику систем машини.

Гніздо під'єднання до системи діагностики основних функцій трактора дозволяє під'єднати переносний комп'ютер для швидкої діагностики стану трансмісії і робочої гідравлічної системи.

Електричні з'єднувачі. З метою підвищення надійності електричної системи і зручності її обслуговування в тракторі Б8К II на більшості ділянок застосовані герметизовані з'єднувачі. Такі з'єднувачі захищені від пилу і вологи краще, ніж, наприклад, штепсельні з'єднувачі або згвинчувані металеві з'єднувачі.

Паливний бак. На тракторі Б8К II передбачена можливість установа за замовленням системи швидкої заправки палива з

пристроєм примусового перекриття подачі палива для запобігання його протікання.



Рис. 4.3. Схема організації послуг з централізованого технічного обслуговування та агрегатно-вузлового ремонту машин (Японія)

Комплексна підтримка клієнта на найвищому рівні.

Допомога дилерів. Дилери фірми "Caterpillar" прагнуть забезпечити свого клієнта швидкою, якісною і усебічною підтримкою. Вклад регіонального дилера в сервісному обслуговуванні починається з найменших термінів постачання і якнайповнішого асортименту запасних частин. Наявність зносостійких матеріалів, нових запасних частин і деталей, відновлених за методикою компанії, допоможе заощадити час і гроші. На усі відновлені запчастини дається гарантія, як на нові вироби.

Договори на обслуговування. Дилери можуть запропонувати цілий ряд дуже привабливих договорів на здійснення обслуговування, що передбачають самостійне, без звернення з боку замовників, виконання дилером різних робіт. До них належать, наприклад, "Програма спеціального обслуговування гусеничних стрічок", "Програма регламентного відбору проб мастила", а також контракти на гарантоване здійснення технічного обслуговування, які саме і дозволять забезпечити максимальну довговічність і ефективність машини.

Фінансування. Регіональний дилер може також запропонувати просту і зручну схему лізингу, оренди або фінансування на усю гамму продукції компанії.

4.3.2. Діагностування машин

Велика увага приділяється діагностуванню машин, яке дає можливість швидкої і точної перевірки їхнього технічного стану.

Покажемо на прикладі автосамоскидів техніко-економічну ефективність діагностування. Визначаємо, за яких умов (кількість автомобілів і річний пробіг) вартість діагностування дорівнює економії від її застосування.

Економічна ефективність діагностування визначається зменшенням вартості ремонтного циклу і дорожчанням наступних ремонтних циклів. Без діагностування відрахування на ремонт на 1000 км пробігу складають f , %, при діагностуванні $f_{\text{дг}}$, %, причому $f_{\text{дг}} < f$.

При річному пробігу $L_{р.п}$, км, річна економія E , грн, на одну машину складає

$$E_1 = \frac{A \cdot (f - f_{дг}) \cdot L_{р.п}}{100 \cdot 1000}, \quad (4.17)$$

де A - вартість машини вантажопідйомністю Q , яка експлуатується, грн;

f - річний відсоток відрахувань на перший капітальний ремонт на 1000 км пробігу без діагностування, %;

$f_{дг}$ - річний відсоток відрахувань на перший капітальний ремонт на 1000 км пробігу при діагностуванні, %;

$L_{р.п}$ - річний пробіг машини, км.

Коефіцієнт подорожчання кожного наступного ремонтного циклу без діагностування k , за практичними даними, більше, ніж такий самий коефіцієнт при діагностуванні $k_{дг}$ ($k > k_{дг}$). Максимальна кількість ремонтних циклів n_{max} визначається з умови, що питома вартість останнього ремонтного циклу дорівнює питомій вартості нової машини, тобто

$$\frac{A \cdot f \cdot L_{р.п} \cdot k^{n-1}}{100 \cdot 1000 \cdot L_{р.п} \cdot Q} = \frac{A}{L_{р.п} \cdot Q}, \quad (4.18)$$

де Q - вантажопідйомність машини, т, звідси

$$n_{max} = \frac{\lg 10^5}{\frac{f \cdot L_{р.п}}{\lg k} + 1}. \quad (4.19)$$

При міжремонтному пробігу $L_{м.п}$ строк служби машини R , роки, складає

$$R = \frac{n_{max} \cdot L_{м.п}}{L_{р.п}}, \quad (4.20)$$

а річний відсоток відрахувань на реновацію r , % ,

$$r = \frac{100}{R}, \quad (4.21)$$

де n_{\max} – кількість ремонтних циклів (формула (4.19));

$L_{\text{м.п}}$ – міжремонтний пробіг, км;

$L_{\text{р.п}}$ – річний пробіг, км.

R – строк служби машини, роки.

Річна вартість реновації на одну машину $C_{\text{рен}}$, грн, складає

$$C_{\text{рен}} = \frac{A \cdot r}{100}. \quad (4.22)$$

При діагностуванні максимальна кількість ремонтних циклів $n_{\text{мах.дг}}$ визначається за формулою

$$n_{\text{мах. дг}} = \frac{\lg \frac{10^5}{f_{\text{дг}} \cdot L_{\text{р.п}}}}{\lg k_{\text{дг}}} + 1, \quad (4.23)$$

де $f_{\text{дг}}$ - річний відсоток відрахувань на перший капітальний ремонт при діагностуванні, %;

$L_{\text{р.п}}$ - річний пробіг машини, км;

$k_{\text{дг}}$ - коефіцієнт подорожчання кожного наступного ремонтного циклу при діагностуванні.

Строк служби машини підраховуємо за формулою

$$R_{\text{дг}} = \frac{n_{\text{мах. дг}} \cdot L_{\text{м.п}}}{L_{\text{р.п}}}. \quad (4.24)$$

Річний відсоток відрахувань на реновацію складає

$$r_{\text{дг}} = \frac{100}{R_{\text{дг}}}. \quad (4.25)$$

Річна вартість реновації на одну машину $C_{\text{рен.дг}}$, грн, складає

$$C_{\text{рен. дг}} = \frac{A \cdot r_{\text{дг}}}{100}. \quad (4.26)$$

Отже, річна економія на одну машину складає

$$E_2 = C_{\text{рен}} - C_{\text{рен.дг}} \quad (4.27)$$

Повна річна економія на одну машину за рахунок діагностування розраховується за такою залежністю:

$$E = E_1 + E_2. \quad (4.28)$$

Річні витрати на діагностування $P_{\text{дг}}$, грн, розрахуємо за таким рівнянням:

$$P_{\text{дг}} = \frac{B_{\text{дг}}}{t_{\text{дг}}} + \xi \cdot \frac{B_{\text{дг}}}{100} + Z_{\text{дг}} \cdot n_{\text{зм}}, \quad (4.29)$$

де $B_{\text{дг}}$ – вартість лінії для діагностування, грн;

$t_{\text{дг}}$ – строк служби лінії, роки;

ξ – процент відрахувань на щорічний ремонт лінії, %;

$Z_{\text{дг}}$ – зарплата персоналу, який обслуговує лінію, грн;

$n_{\text{зм}}$ – кількість змін роботи лінії у році.

Кількість машин N , шт., при яких окупається діагностування, визначаємо за формулою

$$N = \frac{P_{\text{дг}}}{E}. \quad (4.30)$$

На підставі наведеної методики будується графік ефективності діагностувальної лінії (рис. 4.4), на якому показується область, в якій застосування діагностування є економічним.

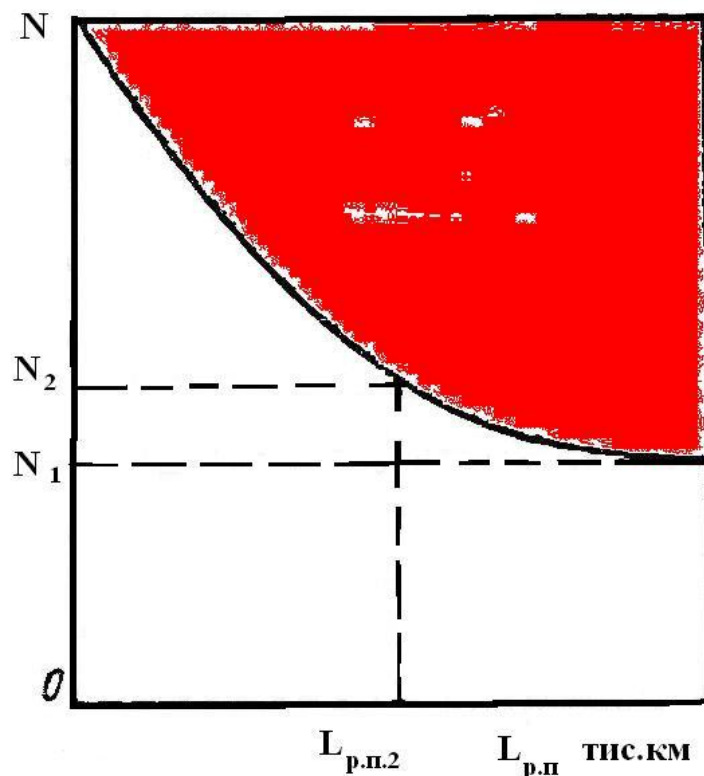


Рис. 4.4. Графік залежності кількості машин від річного пробігу: темним кольором – ефективна зона діагностування

ПРИКЛАД 4.2. Визначення ефективності діагностування

Маємо такі вихідні дані: самоскид «Tata DAEWOO» загального призначення з місткістю $q = 15 \text{ м}^3$ (див. розд. 2), вартість $A = 260000$ грн; $f = 0,3 \%$; $f_{\text{дг}} = 0,2 \%$; $k = 1,8$; $k_{\text{дг}} = 1,6$; $L_{\text{р.п}} = 100000$ км.

Діагностична лінія «Universal DL6», вартість $B_{\text{дг}} = 1000000$ грн; $t_{\text{дг}} = 5$ років; $\zeta = 15 \%$; $З_{\text{дг}} = 480$ грн/зміна; $n_{\text{зм}} = 520$.

Необхідно: визначити максимальну кількість ремонтних циклів $n_{\text{мах}}$, порахувати строк служби самоскида R , визначити відсоток річних відрахувань на реновацію r , повну річну економію на один самоскид E , річні витрати на діагностування $P_{\text{дг}}$ і кількість самоскидів N , при яких окупається діагностування.

На основі отриманих даних побудувати графік ефективності діагностичної лінії.

Розв'язання

Для побудови графіка необхідно розрахувати кількість самоскидів при змінному значенні міжремонтного пробігу $L_{м.п} = 10000; 25000; 50000; 75000; 100000$ км (значення $L_{м.п}$ узяті довільно).

Розіб'ємо розв'язання задачі на три етапи:

- розрахуємо показники, які є загальними і не враховують значення міжремонтного пробігу $L_{м.п}$ (річні витрати на діагностування $P_{дг}$; максимальна кількість робочих циклів без діагностування n_{max} ; максимальна кількість робочих циклів при діагностуванні $n_{max,дг}$; річна економія E_1 на один самоскид);

- розрахуємо показники, які залежать від значення міжремонтного пробігу $L_{м.п}$ (строк служби машини без діагностування R ; строк служби машини при діагностуванні $R_{дг}$; річний відсоток відрахувань на реновацію r без діагностування; річний відсоток відрахувань на реновацію $r_{дг}$ при діагностуванні; річна вартість реновації на одну машину без діагностування $C_{рен}$ та при діагностуванні $C_{рен,дг}$; річна економія E_2 на один самоскид; повна річна економія E на один самоскид і кількість самоскидів, при якій окупається діагностування N);

- побудуємо графік ефективності діагностичної лінії.

1 ЕТАП

Згідно з формулою (4.29) розрахуємо річні витрати на діагностування $P_{дг}$:

$$P_{дг} = \frac{1000000}{5} + 15 \cdot \frac{1000000}{100} + 480 \cdot 520 = 599600 \text{ грн.}$$

За формулою (4.19) розрахуємо максимальну кількість робочих циклів без діагностування n_{max} :

$$n_{max} = \frac{\lg 10^5}{0,3 \cdot \frac{100000}{\lg 1,8}} + 1 \approx 3 \text{ цикли.}$$

За формулою (4.23) розрахуємо максимальну кількість робочих циклів при діагностуванні $n_{\max, \text{дг}}$:

$$n_{\max, \text{ дг}} = \frac{\lg \frac{10^5}{0,2 \cdot 100000}}{\lg 1,6} + 1 \approx 4 \text{ цикли.}$$

При річному пробігу $L_{\text{р.п}} = 100000$ км річна економія на одну машину E_1 згідно з формулою (4.17) складає

$$E_1 = \frac{260000 \cdot (0,3 - 0,2) \cdot 100000}{100 \cdot 1000} = 26000 \text{ грн.}$$

2 ЕТАП

Приймаємо міжремонтний пробіг $L_{\text{м.п}} = 10000$ км. Тоді за формулою (4.20) строк служби автомобіля R (без діагностування) складає

$$R = \frac{3 \cdot 10000}{100000} = 0,3 \text{ року,}$$

а при діагностуванні згідно з формулою (4.24) маємо

$$R_{\text{дг}} = \frac{4 \cdot 10000}{100000} = 0,4 \text{ року.}$$

Річний відсоток відрахувань на реновацію r (без діагностування) згідно з формулою (4.21) складає

$$r = \frac{100}{0,3} = 333,3 \%,$$

а при діагностуванні згідно з формулою (4.25) маємо

$$r_{\text{дг}} = \frac{100}{0,4} = 250 \%.$$

Річна вартість реновації на одну машину $C_{\text{рен}}$ (без діагностування) згідно з формулою (4.22) складає

$$C_{\text{рен}} = \frac{260000 \cdot 333,3}{100} = 866666,67 \text{ грн,}$$

а при діагностуванні згідно з формулою (4.26) маємо

$$C_{\text{рен. дг}} = \frac{260000 \cdot 250}{100} = 650000 \text{ грн.}$$

Визначимо річну економію E_2 на одну машину згідно з формулою (4.27);

$$E_2 = 866666,67 - 650000 = 216666,67 \text{ грн.}$$

Повну річну економію на одну машину за рахунок діагностування E розраховуємо за формулою (4.28):

$$E = 26000 + 216666,67 = 242666,67 \text{ грн.}$$

Кількість машин, при яких окупається діагностування, визначаємо за формулою (4.30):

$$N = 2,47 \approx 3.$$

Таким чином, маємо $L_{\text{м.п}} = 10000$ км, $N \approx 3$ машини.

Аналогічно розраховуємо для інших значень $L_{\text{м.п}}$: $L_{\text{м.п}} = 25000$ км, $N \approx 6$ маш; $L_{\text{м.п}} = 50000$ км, $N \approx 9$ маш; $L_{\text{м.п}} = 75000$ км, $N \approx 11$ маш; $L_{\text{м.п}} = 100000$ км, $N \approx 13$ маш.

3 ЕТАП

На основі отриманих даних згідно зі зразком (рис. 4.4) побудуємо графік залежності кількості самоскидів від міжремонтного пробігу (рис. 4.5) та ефективності лінії діагностування (рис. 4.6).

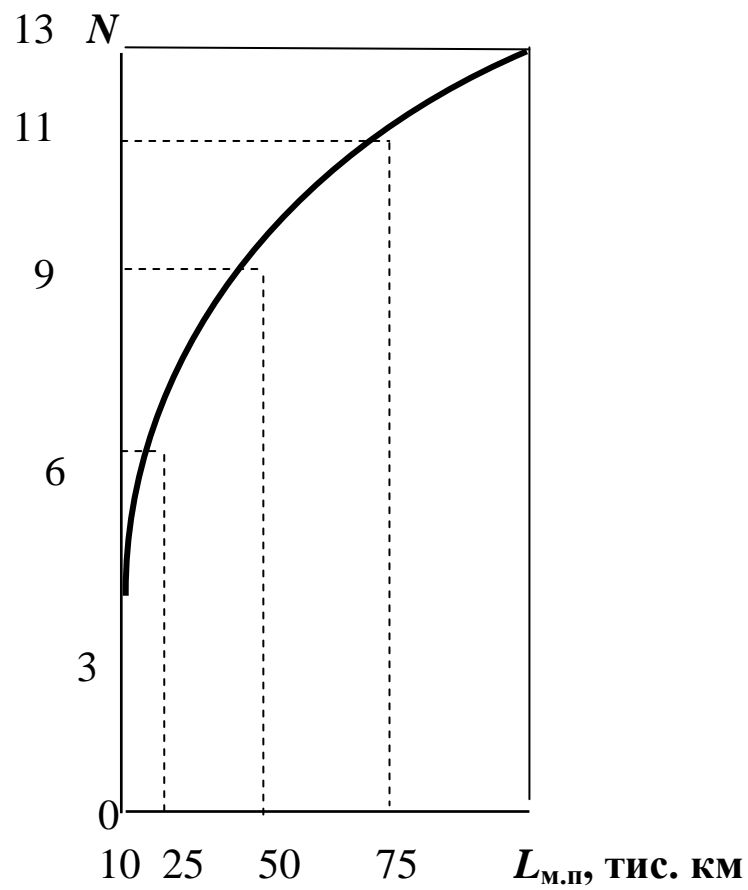


Рис. 4.5. Графік залежності кількості самоскидів від міжремонтного пробігу

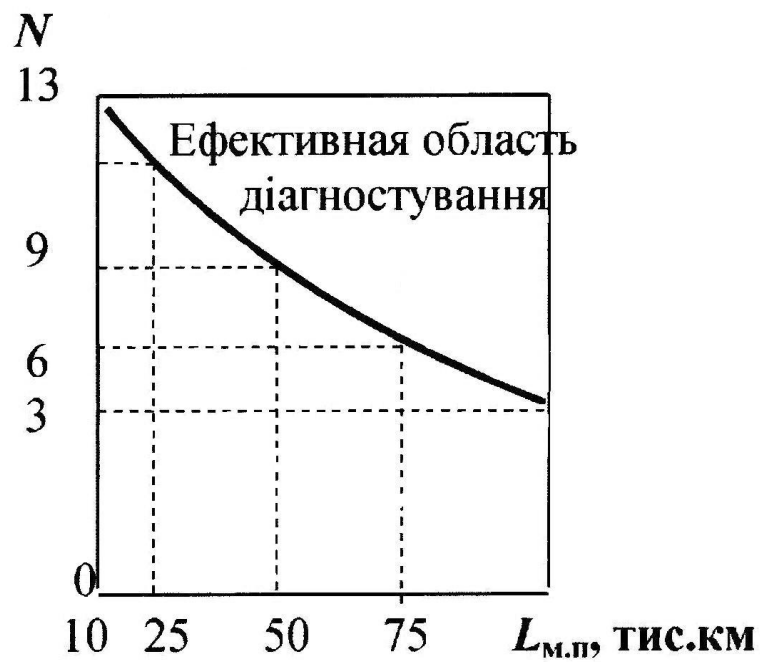


Рис. 4.6. Ефективність лінії діагностування

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 4

Основними показниками надійності будівельних машин у ряді фірм за кордоном прийнято:

- термін служби машин;
- середні сумарні витрати на ремонт;
- комплексні показники, що характеризують простої машини.

При плануванні показників надійності:

- враховуються вимоги споживача;
- виготовлення машини ведеться одночасно з забезпеченням її запасними частинами;
- відбувається навчання ремонтного персоналу за спеціальними інструкціями для машини, яка виготовлена;
- вивчаються та аналізуються фактичні показники, які досягнуті на практиці, для того, щоб поліпшити надійність машини.

Періодичність проведення технічного обслуговування машин, а також періодичність ревізій і ремонтів вузлів та агрегатів встановлюються фірмами.

Необхідність у запасних частинах визначається залежно від необхідної точності за допомогою закону розподілення ресурсів, показників γ -відсоткового ресурсу, а також напрацювання на відмову.

Кожна фірма виробляє свою систему технічного обслуговування (ТО) і ремонту стосовно своїх умов.

Майже в усіх фірмах машиністи і водії будівельних машин звільнені від технічного обслуговування. Основне їх завдання – виконання змінного завдання. Усі види ТО та поточного ремонту на місцях роботи машин виконують у неробочий час (обідні і міжзмінні перерви) спеціалізовані бригади, що складаються з висококваліфікованих слюсарів, керованих досвідченим механіком. Ці бригади знаходяться у веденні механіка з ремонту, а бригади мастильників і заправників – у веденні старшого механіка з експлуатації.

Ремонтні і мастильно-заправні виїзні бригади, очолювані механіками, мають у своєму розпорядженні пересувні майстерні

або мастильно-заправні станції, змонтовані на вантажних автомобілях підвищеної прохідності.

Велика увага приділяється діагностуванню машин, яке дає можливість швидкої і точної перевірки їхнього технічного стану.

У ряді країн відсутні жорсткі технологічні зв'язки між власне діагностуванням і технічним обслуговуванням, у тому числі за періодичністю проведення.

Діагностування за кордоном найчастіше застосовується для виявлення ремонтних робіт і примусового контролю з позиції безпеки руху.

Зарубіжні фірми застосовують систему централізованого технічного обслуговування і ремонту своїх машин, а також часто наймають спеціальні фірми з обслуговування і ремонту (рис. 4.3).

Особливе значення надається агрегатно-вузловому ремонту і виконанню ремонту на місцях роботи з використанням станцій обслуговування і пересувних майстерень на базі вантажних машин підвищеної прохідності.

Таким чином, технічна діагностика стає своєрідним індикатором і гарантом якості і надійності нової техніки, а тому, природно, слід чекати, що її застосування найближчими роками ще більше зросте.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Ветров, Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами [Текст]: учебник / Ю.А. Ветров. – М.: Машиностроение, 1971. – 357 с.
2. Фиделев, А.С. Автотракторный транспорт [Текст] / А.С. Фиделев. – К.: Вища школа, 1981. – 207 с.
3. Домбровский, Н.Г. Механизация строительства [Текст] / Н.Г. Домбровский, С.С. Атаев, Б.Ф. Кулик. – М.: Знание, 1973. – 48 с.
4. Фиделев, А.С. Строительные машины зарубежных стран [Текст] / А.С. Фиделев. – К.: Вища школа, 1984. – 128 с.

5. Епифанов, С.П. Строительные машины. Общая часть [Текст] / С.П. Епифанов, В.М. Казаринов, Е.К. Малолетков. – М.: Стройиздат, 1981. – 176 с.

6. Погребняк, А.В. Підвищення продуктивності роботи екскаваторних комплектів при виконанні роботи при спорудженні земляного полотна [Текст]: конспект лекцій / А.В. Погребняк. – Харків: УкрДАЗТ, 2003. – 16 с.

7. Иносов, В.Л. Оптимальные работы комплекта машин [Текст] / В.Л. Иносов, А.С. Фиделев // Горные, строительные и дорожные машины. – М., 1978. – Вып. 5. – С. 35–39.

8. Гнеденко, Б.В. Элементарное введение в теорию вероятностей [Текст] / Б.В. Гнеденко, А.Я. Хинчин. – М.: Недра, 1976. – 158 с.

9. Гмурман, В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика [Текст] / В.Е. Гмурман. – М.: Высшая школа, 2003. – 479 с.

10. Волков, Д.П. Мотор-колеса строительных и дорожных машин [Текст] / Д.П. Волков, А.Ф. Крайнев, С.В. Бондаренко // ЦНИИТЭстроймаш. – М., 1977. – Вып. 8. – С. 48–53.

11. Дегтярев, Г.Н. Специализированный подвижной состав автомобильного транспорта для обслуживания строительного производства [Текст] / Г.Н. Дегтярев // Строительные и дорожные машины. – М., 1983. – Вып. 4. – С. 67–74.

12. Специализированный подвижной состав [Электронный ресурс]: информация / компания «FAW». – Режим доступа: <http://www.faw.com>.

13. Расчеты мотор колес [Электронный ресурс]: информация / торг. компания «Мембрана». – Режим доступа: <http://www.membrana.ru>.

14. Каталог стройтехники [Электронный ресурс]: каталог / компания «Россия». – Режим доступа: <http://rossiya.cat.com>.

15. Самосвалы TEREX [Электронный ресурс]: информация / компания «TEREX». – Режим доступа: <http://www.terex.com>.

16. Самосвалы Liebherr [Электронный ресурс]: информация / компания «LIEBHERR». – Режим доступа: <http://www.liebherr.com/me/ru/40787.asp>.

17. Самосвалы Катерпиллар [Электронный ресурс]: каталог / компания «Россия». – Режим доступа: <http://rossiya.cat.com>.
18. Самосвалы Коматсу [Электронный ресурс]: каталог / компания «KOMATSU». – Режим доступа: <http://www.komatsuamerica.com>.
19. Самосвалы Терекс [Электронный ресурс]: каталог / компания «TEREX». – Режим доступа: <http://www.terex.com>.
20. Белаз [Электронный ресурс]: каталог / компания «БЕЛАЗ». – Режим доступа: <http://www.belaz-export.com>.
21. Хитачи, оборудование, назначение [Электронный ресурс]: каталог / компания «HITACHI». – Режим доступа: <http://www.hitachi-c-m.com>.
22. Специальные машины Либхер [Электронный ресурс]: каталог / компания «HITACHI». – Режим доступа: <http://www.liebherr.com>.
23. Техника Коматсу [Электронный ресурс]: каталог / компания «KOMATSU». – Режим доступа: http://www.komatsuamerica.com/?p=equipment&f1=view&prdt_id=920.
24. Хитачи, специальное оборудование, [Электронный ресурс]: каталог / компания «HITACHI». – Режим доступа: <http://www.hitachi-c-m.com/global/products/rigid/eh4500-2/index.html>.
25. Техника Коматсу [Электронный ресурс]: каталог / компания «KOMATSU». – Режим доступа: http://www.komatsuamerica.com/?p=equipment&f1=view&prdt_id=514.
26. Белаз [Электронный ресурс]: каталог / компания «БЕЛАЗ-Экспорт». – Режим доступа: <http://www.belaz-export.com/rus/products/p75306.htm>.
27. Специальная техника [Электронный ресурс]: каталог / компания «Кресс». – Режим доступа: <http://www.kresscarrier.com>.
28. Самосвалы ТЕРЕКС [Электронный ресурс]: каталог / компания «ТЕРЕКС». – Режим доступа: <http://www.terex.com>.
29. Самосвалы «Либхер» [Электронный ресурс]: каталог / компания «Либхер». – Режим доступа: <http://www.liebherr.us/em-us/en/80804.asp>.

30. Самосвалы Мокси [Электронный ресурс]: каталог / компания «МОХИ». – Режим доступа: <http://www.moxu-trucks.com>.

31. Самосвалы Белл [Электронный ресурс]: каталог / компания «БЕЛЛ». – Режим доступа: <http://www.belle-quipment.com>.

32. Специальный транспорт [Электронный ресурс]: каталог / компания «ХИТАЧИ». – Режим доступа: <http://www.hitachi-c-m.com>.

33. Автосамосвалы [Электронный ресурс]: каталог / компания «КАТЕРПИЛЛАР». – Режим доступа: <http://www.cat.com>.

34. Самосвалы Вольво [Электронный ресурс]: каталог / компания «ВОЛЬВО». – Режим доступа: <http://www.volvo.com>.

35. Специальный подвижной состав [Электронный ресурс]: каталог / компания «КАТЕРПИЛЛАР». – Режим доступа: <http://www.cat.com>.

36. Специальный подвижной состав [Электронный ресурс]: каталог / компания «ТЕРЕКС». – Режим доступа: <http://www.terex.com>.

37. Специальный подвижной состав [Электронный ресурс]: каталог / компания «МОКСИ». – Режим доступа: <http://www.moxu-trucks.com>.

38. Специальный подвижной состав [Электронный ресурс]: каталог / компания «БЕЛЛ». – Режим доступа: <http://www.bellequipment.com>.

39. Специальный подвижной состав [Электронный ресурс]: каталог / компания «ХИТАЧИ». – Режим доступа: <http://www.hitachi-c-m.com>.

40. Специальный подвижной состав [Электронный ресурс]: каталог / компания «ДЖОН ДИИР». – Режим доступа: http://www.deere.com/en_US/cfd/construction/deereconst/adts/400d_adt_360.html.

41. Специальный подвижной состав [Электронный ресурс]: каталог / компания «АСТРА». – Режим доступа: <http://www.astraspa.com>.

42. Специальные расчеты [Электронный ресурс]: информация / компания «КОМАТСУ». – Режим доступа: <http://www.komatsuamerica.com>.

43. Специальный подвижной состав [Электронный ресурс]: каталог / компания «CASE». – Режим доступа: <http://www.casece.com>.

44. Малогабаритный подвижной состав [Электронный ресурс]: информация/ компания «SANDVIK». – Режим доступа: <http://www.miningandconstruction.sandvik.com>.

45. Малогабаритный подвижной состав. Эксплуатация и ремонт [Электронный ресурс]: информация/ компания «SANDVIK». – Режим доступа: <http://www.miningandconstruction.sandvik.com>.

46. Некоторые расчеты специальной техники [Электронный ресурс]: информация/ компания «ATLAS». – Режим доступа: <http://www.atlascorco.com>.

47. Малогабаритный подвижной состав. Вопросы эксплуатации [Электронный ресурс]: информация/ компания «SANDVIK». – Режим доступа: <http://www.miningandconstruction.sandvik.com>.

48. Некоторые вопросы обеспечения качественного обслуживания и ремонта специальной техники [Электронный ресурс]: информация / компания «ATLAS». – Режим доступа: <http://www.atlascorco.com>.

49. Немецкое качество [Электронный ресурс]: информация/ компания «DUX». – Режим доступа: <http://www.duxmachinery.com>.

50. Малогабаритный подвижной состав. Особенности конструкции агрегатов [Электронный ресурс]: информация / компания «SANDVIK». – Режим доступа: <http://www.miningandconstruction.sandvik.com>.

51. Особенности конструкции и ремонта самосвалов «БЕЛАЗ» [Электронный ресурс]: информация/ компания «BELAZ». – Режим доступа: http://www.belazexport.com/rus/products/underground_tracks.htm.

52. Иносов, В.Л. Вычислительная техника в инженерных и экономических расчетах [Текст] / В.Л. Иносов. – К.: Вища школа, 1972. – 187 с.

53. Погребняк, А.В. Спорудження земельного полотна з використанням скреперних комплектів [Текст]: конспект лекцій з дисципліни «Комплексна механізація і автоматизація будівельних і колійних робіт» / А.В. Погребняк, А.В.Євтушенко. – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – 29 с.

54. Скреперы. Общее [Электронный ресурс]: информация / компания «ГРУЗОВИК». – Режим доступа: <http://www.gruzovik.ru>.

55. Спецтехника [Электронный ресурс]: информация / компания «СПЕЦТЕХНИКА». – Режим доступа: <http://www.cdminfo.ru/spetstehnika/dorozhnaya-tehnika/3.-skreperyi-samohodnyie.html>.

56. Скреперы. Классификация. Назначение [Электронный ресурс]: информация / компания «ГРУЗОВИК». – Режим доступа: http://www.gruzovik.ru/ru/catalog_gruzovik/search_by_features/loader/front/default.aspx.

57. Скреперы. Основные расчеты [Электронный ресурс]: информация / компания «ГРУЗОВИК». – Режим доступа: http://www.gruzovik.ru/ru/catalog_gruzovik/search_by_features/road_building/307/default.aspx.

58. Скреперы. Каталог [Электронный ресурс]: каталог / компания «ГРУЗОВИК». – Режим доступа: http://www.gruzovik.ru/ru/catalog_gruzovik/search_by_features/road_building/default.aspx?qclid=СК3r382kuaMCFUqX2AodYWO-dq.

59. Скреперы. Эксплуатационные возможности. Назначение [Электронный ресурс]: информация / компания «ГРУЗОВИК». – Режим доступа: <http://www.gruzovik.ru>.

60. Экскаваторы [Электронный ресурс]: информация / компания «МАКСИ». – Режим доступа: <http://maxi-exkavator.ru/articles/trucks/~id=1846>.

61. Руднев, В.К. Копание грунтов землеройно-транспортными машинами активного действия [Текст] / В.К. Руднев. – Харьков: Вища школа, 1974. – 144 с.

62. Холодов, А.М. Землеройно-транспортные машины [Текст]: учебник / А.М. Холодов, В.В. Ничке, Л.В. Назаров. – Харьков: Вища школа, 1982.

63. Скреперы [Электронный ресурс]: журнал «Основные средства». – Режим доступа: <http://www.os1.ru.info@rosb.ru>.

64. Скреперы [Электронный ресурс]: журнал «Техника и история». – Режим доступа: [http:// www.techstory.ru](http://www.techstory.ru).
65. Скреперы [Электронный ресурс]: журнал «Автолиния». – Режим доступа: [http:// www.autoline.com.ua](http://www.autoline.com.ua).
66. Скреперы [Электронный ресурс]: журнал «Академия». – Режим доступа: [http:// www.academic.ru](http://www.academic.ru).
67. Скреперы [Электронный ресурс]: журнал «Специальная техника». – Режим доступа: [http:// www.higrotechnik.ru](http://www.higrotechnik.ru).
68. Скреперы [Электронный ресурс]: каталог / компания «КАТЕРПИЛЛАР». – Режим доступа: [http:// www.cat.com](http://www.cat.com).
69. Бульдозеры и скреперы [Электронный ресурс]: информация / компания «РУС-АВТО». – Режим доступа: [http:// www.russion-car.ru](http://www.russion-car.ru).
70. Бульдозеры и скреперы [Электронный ресурс]: информация / компания «РОСАЛЪЯНС». – Режим доступа: [http:// www.office @ rosalliance.ru](http://www.office@rosalliance.ru).
71. Бульдозеры. Фотогалерея [Электронный ресурс]: информация / компания «ГРУЗОВИК». – Режим доступа: [http:// www.gruzovik.ru/ ru/catalog_gruzovik/galiery.p](http://www.gruzovik.ru/ru/catalog_gruzovik/galiery.p).
72. Бульдозеры и скреперы [Электронный ресурс]: информация / компания «ПЕТРОМАКС». – Режим доступа: [http:// www.info @ petromax.com.ua](http://www.info@petromax.com.ua).
73. Бульдозеры. Общие сведения [Электронный ресурс]: справочник строителя / компания «БАУРУМ». – Режим доступа: [http:// www.baurum.ru](http://www.baurum.ru).
74. Мощный бульдозер Komatsu D155AX-6. Строительное оборудование. Гусеничный бульдозер Komatsu [Электронный ресурс]: информация / компания «ХАУЗ-СИСТЕМ». – Режим доступа: [http:// www.house-system.ru](http://www.house-system.ru).
75. Пути повышения производительности бульдозеров [Электронный ресурс]: информация / компания «Строй-Техника. Ру». – Режим доступа: <http://www.строй-техника.ru>.
76. Производительность бульдозера. Перемещение (метод Катерпиллара) [Электронный ресурс]: информация. – Режим доступа: [http://www.udozer.com/index.php/home/bulldozerproductivity/74- bulldozer-productivity-cat.html](http://www.udozer.com/index.php/home/bulldozerproductivity/74-bulldozer-productivity-cat.html).

77. Производительность бульдозера. Перемещение (метод Комацу) [Электронный ресурс]: информация. – Режим доступа: <http://www.udozer.com/index.php/home/bulldozer-productivity/73-bulldozer-productivity-komatsu.html>.

78. Бульдозеры CATERPILLAR [Электронный ресурс]: рекламный проспект. – Режим доступа: <http://www.caterpillar.ru>.

79. Показатели надежности и качество строительных машин за рубежом [Электронный ресурс]: информация / компания «CATERPILLAR» – Режим доступа: <http://www.caterpillar.ru>.

80. Фиделев, А.С. Метод определения максимального числа ремонтных циклов [Текст] / А.С. Фиделев, Г.Д. Поповиченко // Горные, строительные и дорожные машины. – М., 1975. – Вып. 20. – С. 14-18.

81. Организация услуг по централизованному техническому обслуживанию и агрегатно-узловому ремонту машин [Электронный ресурс]: информация /компания «KOMATSU». – Режим доступа: <http://www.komatsu.ru>.

82. Основное о бульдозерах. Отвалы бульдозеров. Карьерная техника, дробилки [Электронный ресурс]: информация / компания «Экскаватор РУ первый экскаваторный». – Режим доступа: <http://www.ekskavator.ru>.

83. Бульдозерные характеристики. Гусеничный бульдозер [Электронный ресурс]: информация /компания «Российский Торгово-Промышленный Альянс». – Режим доступа: <http://www.rosTPA.ru>.

84. Бульдозеры John Deere 850J – Карьерная техника, дробилки [Электронный ресурс]: информация / компания «МАКСИ ЭКСКАВАТОР РУ». – Режим доступа: http://www.Maxi_ekskavator.ru.

85. Бульдозеры. Строительная техника. Строительная, дорожная и карьерная техника [Электронный ресурс]: информация / компания «Промпортал». – Режим доступа: <http://www.automarket.dp.ua/promportal>.

86. Инновационная новинка от Komatsu [Электронный ресурс]: информация / компания «МАКСИ ЭКСКАВАТОР РУ». – Режим доступа: http://www.Maxi_ekskavator.ru.

87. Бульдозеры [Электронный ресурс]: информация / компания «ПЕТРОМАКС». – Режим доступа: [http:// www.petromax.com.ua/buldozeryi.html](http://www.petromax.com.ua/buldozeryi.html).

88. Бульдозер Komatsu D375A-5. Строительное оборудование. Гусеничный бульдозер Komatsu [Электронный ресурс]: информация / компания «ХАУЗ-СИСТЕМ». – Режим доступа: [http:// www.house-system.ru](http://www.house-system.ru).

89. Бульдозер Komatsu D475A-5. Строительное оборудование. Гусеничный бульдозер Komatsu [Электронный ресурс]: информация / компания «ХАУЗ-СИСТЕМ». – Режим доступа: [http:// www.house-system.ru](http://www.house-system.ru).

90. Новая модель бульдозера от компании КАТЕРПИЛЛАР [Электронный ресурс]: информация / компания «КАТЕРПИЛЛАР». – Режим доступа: [http:// www.parts777.ru/library/manufactures /caterpillar /caterpillar-d6t-dozer](http://www.parts777.ru/library/manufactures/caterpillar/caterpillar-d6t-dozer).

ДОДАТОК 1

Вихідні дані до практичних занять 1-8

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 1 (до прикладу 1.1)

Визначення оптимальної потужності мотор-колес саморухомого скрепера з примусовим навантаженням

Необхідно: розрахувати потужності, визначити витрати часу на 1 м^3 ґрунту, значення констант технічної продуктивності, значення економіко-організаційних констант, значення точок області оптимуму, а також побудувати графік області оптимуму (вихідні дані наведено в табл. Д.1.1-Д.1.3).

Таблиця Д.1.1

Вихідні дані до розрахунку

Варіант	Модель скрепера / витрати палива, М, г/кВт · год/ вартість 1кВт потужності електрообладнання, Б грн/кВт · год	Дальність транспортування ґрунту, $L_{н.р}$, м	Довжина шляху порожнього скрепера, $L_{х.р}$, м	Порода/температурна зона	Φ_k	Ψ_d	В, грн/год
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Caterpillar 613C серія II / 165/0,145	2150	2170	Рослинний ґрунт / I	0,15	0,15	12,2
2	Caterpillar 615C серія II / 170/0,150	1900	1950	Вапняк / II	0,15	0,30	12,8
3	Caterpillar 621G / 175 /0,155	2500	2520	Пісчано-гравійна суміш / III	0,20	0,25	13,3
4	Caterpillar 623G / 180/0,160	2250	2270	Суглинок / IV	0,20	0,25	13,8
5	Caterpillar 627G / 190/0,165	1580	1600	Вапняк / V	0,20	0,20	14,3
6	Caterpillar 631G / 200/0,170	1250	1270	Глина / I	0,20	0,25	15,2
7	Caterpillar 633G / 205/0,175	2400	2450	Пісчано-гравійна суміш / II	0,25	0,20	16,0
8	Caterpillar 637G / 210/0,180	1540	1560	Пісчано-гравійна суміш / III	0,25	0,20	16,8
9	Caterpillar 657G / 220/0,185	1750	1770	Вапняк / IV	0,15	0,25	18,5
10	International Harvester E200 / 185/0,170	1450	1470	Глина / V	0,20	0,25	16,9
11	International Harvester E270 / 195/0,175	2100	2150	Рослинний ґрунт / I	0,20	0,25	17,6

Продовження табл. Д.1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
12	International Harvester E295 / 200/0,180	2800	2820	Пісок вологий/ II	0,25	0,15	18,1
13	Ellis Chalmers 260E / 215/0,165	3000	3050	Пісок сухий/ I	0,10	0,15	14,8
14	General Motors C-11E / 200/0,160	2900	2950	Пісок вологий/ III	0,20	0,10	14,9
15	General Motors C-35E / 220/0,165	1300	1350	Глина/ IV	0,15	0,20	15,3
16	Veeco 333ET / 235/0,170	1650	1700	Суглинок / V	0,20	0,25	15,5

Таблиця Д.1.2

Показники ґрунту

Ґрунт	Вологість до, %	ρ, т/м³	K_p	K_n
1	2	3	4	5
Пісок: сухий	-	1,6	1,05–1,1	0,6–0,7
вологі	12–15	1,7	1,15–1,2	0,7–0,9
Пісчано-гравійна суміш	10	1,75	1,2	0,9
Рослинний ґрунт	10	1,2	1,1–1,15	1,1–1,2
Суглинок	5	1,85	1,2–1,25	1,1–1,2
Глина	5	1,9	1,25–1,3	1,0–1,1
Вапняк	5	2,0	1,2–1,3	1,1–1,15

Таблиця Д.1.3

Річний режим роботи скреперів (при використуванні у дві зміни згідно з температурною зоною)

Показник	I	II	III	IV	V
1	2	3	4	5	6
Кількість неробочих днів на рік	189	234	239	251	202
У тому числі з причин:					
- святкові та вихідні дні;	112	112	112	112	112
- перебезування машин;	6	6	5	4	4
- метеорологічні причини;	47	96	103	117	129
- непередбачені причини;	8	8	8	8	8
- технічне обслуговування та ремонт	16	12	11	10	8
Кількість днів роботи на рік	176	131	126	114	104
Середньодобовий час роботи, год	16,4	16,4	16,4	16,4	16,4
Робочий час на рік, год	2886	2148	2066	1870	1706

Примітки:

$K_{\text{вик}}$ – коефіцієнт використання річного часу, $K_{\text{вик}} = 0,85$;

$K_{\text{п}}$ – коефіцієнт, який враховує втрати ґрунту при утворюванні валика, $K_{\text{п}} = 1,2$;

$v_{\text{р}}$ – витрати на реновацію, $v_{\text{р}} = 12-15 \%$;

$c_{\text{р.м.}}$ – витрати на ремонт машини, $c_{\text{р.м.}} = 5-6 \%$;

$(v_{\text{е}} + c_{\text{е}})$ – витрати на електрообладнання, $(v_{\text{е}} + c_{\text{е}}) = 8-10 \%$;

$K_{\text{еф.}}$ – коефіцієнт ефективності капітальних вкладень, $K_{\text{еф.}} = 0,15$;

η – ККД машини, $\eta = 0,84-0,86$.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 2 (до прикладу 1.2)

Оцінка науково-технічного рівня нових машин за допомогою регресійних моделей

Необхідно: розрахувати вартість машино-години роботи машин, що підлягають аналізу (табл. Д.1.4); зробити висновок щодо техніко-економічної ефективності нової техніки при інших рівних умовах.

Вихідні дані до розрахунку

Вариант	Машина 1	Машина 2	Коефіцієнт, K_n
1	2	3	4
Бульдозер гусеничний [54]			
1	Komatsu D275-5	Komatsu D275-5	1,5
2	Caterpillar D11 TCD	Caterpillar D11 T	1,02
3	John Deere 950 CLT	John Deere 950 C	1,2
4	Bell 700 JL GPC	Bell 700 JL P	1,4
5	Case 1850K LGP	Case 1650K LGP	1,3
Бульдозер колісний [54]			
6	WD 500-3	WD 420-3	1,1
7	Caterpillar 834 H	Caterpillar 824 H	1,3
8	Hindustan 2171	Scope International TL 180A	1,4
9	Scope International TL 210A	XCM G	1,1
10	БелАЗ 78231А	БелАЗ 78231	1,2
Скрепер саморухомий [55]			
11	Caterpillar 623 G (елеваторний)	Caterpillar 621 G (тяговий)	1,2
12	Caterpillar 657 G (шнековий)	Caterpillar 657G (тяговий)	1,03
13	Caterpillar 631 G (шнековий)	Caterpillar 637 G (шнековий)	1,1
14	Caterpillar 621 G (шнековий)	Caterpillar 627 G (шнековий)	1,3
15	МоАЗ 60148	МоАЗ 6014	1,1
Навантажувач одноківшовий фронтальний пневмоколісний [56]			
16	Case 521 DXT CN	Case 521 D	1,3
17	Caterpillar 924 G	Caterpillar 924 G _z	1,2
18	Hitachi LX 230-3	Hitachi LX 230-7	1,2
19	John Deere 544 JWH	John Deere 544 J	1,03
20	Kawasaki 90ZIIY-2HLB	Kawasaki 90ZIIY-2SB	1,1
Коток пневмоколісний [57]			
21	Hamm GRW-15	Hamm GRW-10	1,1
22	Hamm GRW-21	Hamm GRW-18	1,1
23	Hamm GRW-24	Hamm GRW-21	1,1
24	Нурас С 560Н	Нурас С 550Н	1,2
25	BOMAG BW24RH	BOMAG BW24R	1,2
Коток статичний із металевими вальцями [57]			
26	Дунарас CS-142	Дунарас CS-142N	1,2
27	Hamm HW 90B/12	Hamm HB 90B/10	1,2
28	Sakai R2H-2	Sakai R2-2	1,1
29	Hitachi CS 125-1	Hitachi CS 125/N	1,05
30	Нурас С340С	Нурас С340СW	1,2

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 3 (до прикладу 1.3)

Розрахунок необхідної кількості самоскидів за допомогою теорії вірогідності

Необхідно: розрахувати необхідну кількість самоскидів при навантаженні їх екскаватором (табл. Д.1.5); зробити висновок щодо придатності даної методики для розрахунку інших комплектів будівельних машин.

Таблиця Д.1.5

Вихідні дані до розрахунку

Варіант	Марка самоскида	Дальність транспортування L , км	Час розвантаження, $t_{розв}$, с	Час навантаження, $t_{нав}$, с	Вартість простою екскаватора, C_1 , умов. од.	Вартість простою самоскида, C_2 , умов. од.
1	2	3	4	5	6	7
1	Moxy MT - 51	10	201	231	6	1
	Bell B - 500	10	195	227	6	1
2	Terex TA-40	8	160	190	5	1
	Caterpillar 740	8	165	197,5	5	1
3	Volvo A 40E	9	190	195	5	1
	Caterpillar 740	9	185	190	5	1
	Engel					
4	Terex TA-40	14	185	190	5	1
	Moxy MT - 41	14	170	186	5	1
5	Moxy MT - 41	20	170	186	5	1
	Bell B - 400	20	165	185	5	1
6	Komatsu HM - 400 - 2	15	163	182,5	5	1
	Astra ADT - 40C	15	165	185	5	1
7	John Deere 400 D	13	165	185	5	1
	Astra ADT - 40C	13	160	185	5	1
8	Komatsu HM - 400 - 2	19	163	182,5	5	1
	Case 340B	19	160	180	5	1
9	Bell B - 25D	18	130	138	4	1
	Terex TA - 25	18	128	135	4	1
10	Bell B - 30D	17	154	166	5	1
	Terex TA - 27	17	147	155	5	1
11	Bell B - 35D	16	191	201	6	1
	Terex TA - 35	16	198	210	6	1

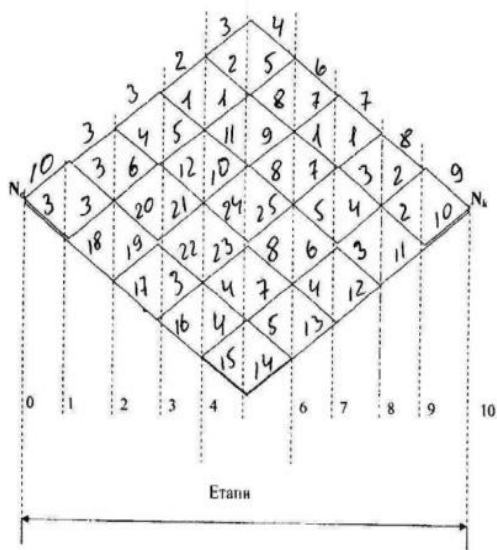
Продовження таблиці Д.1.5

1	2	3	4	5	6	7
12	Komatsu HM – 300	12	154	166	5	1
	Caterpillar 730	12	161	169	5	1
13	Komatsu HM – 400	11	238	243	6	1
	Caterpillar 735	11	218	223	6	1
14	Volvo A 25E	7	142	150	5	1
	Caterpillar 725	7	138	144	5	1
15	Volvo A 30E	6	168	175	5	1
	Caterpillar 730	6	160	169	5	1
16	Volvo A 35E	5	200	205	6	1
	Caterpillar 740	5	218	229	6	1
17	Volvo A 40E	21	220	240	6	1
	Caterpillar 735	21	223	243	6	1
18	Liebherr T-282B	22	325	363	9	3
	Caterpillar 797F	22	323	363	9	3
19	Komatsu 960E	25	301	327	8	3
	Terex MT - 5500	25	300	326	8	3
20	БелА3 - 75600	23	301	320	8	3
	Terex MT - 5500	23	309	326	8	3
21	Caterpillar 795	24	295	313	8	3
	FAC Euclid – Hitachi EH-5000	24	293	313	8	3
22	Komatsu 930E	26	274	290	7	2
	Euclid – Hitachi EH-4500	26	268	282	7	2
23	Liebherr T-262	27	198	218	7	2
	Caterpillar 793B	27	200	218	7	2
24	Caterpillar 793B	28	200	218	7	2
	WABCO 3200B	28	205	214	7	2
25	KRESS 200 C	4	203	220	7	2
	Terex MT-4400 AC	4	200	218	7	2
26	Komatsu 830E	29	205	222	7	2
	БелА3 - 75306	29	203	220	7	2
27	Terex MT-6300	30	326	363	9	3
	AC Caterpillar 797E	30	328	363	9	3
28	Liebherr TI-274	33	274	290	7	2
	Euclid – Hitachi EH-5000	33	278	300	7	2
29	БелА3 - 75600	32	300	320	9	3
	Komatsu 960E	32	308	327	9	3
30	Volvo A 40E	31	216	240	6	1
	Terex TA-40	31	208	233	6	1

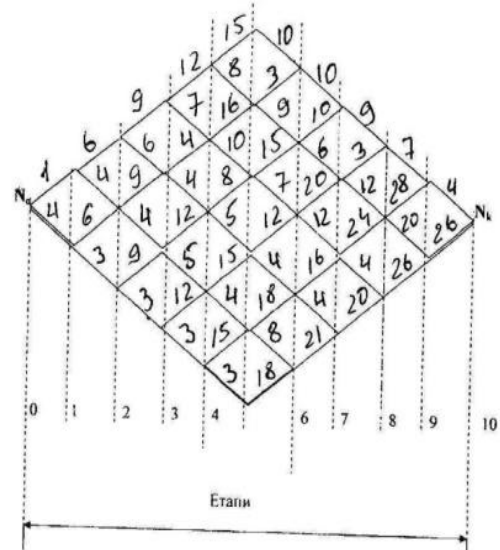
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 4 (до прикладу 2.2)

Розрахунок оптимального шляху перевезень за сіткою доріг (за допомогою динамічного програмування)

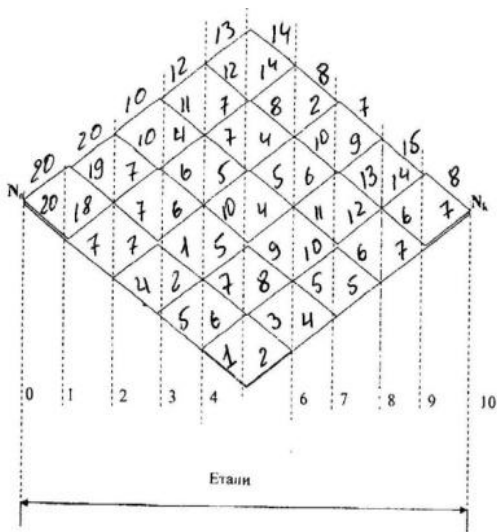
Необхідно: знайти оптимальний шлях перевезень із точки N_0 у точку N_k за сіткою доріг згідно з варіантом.



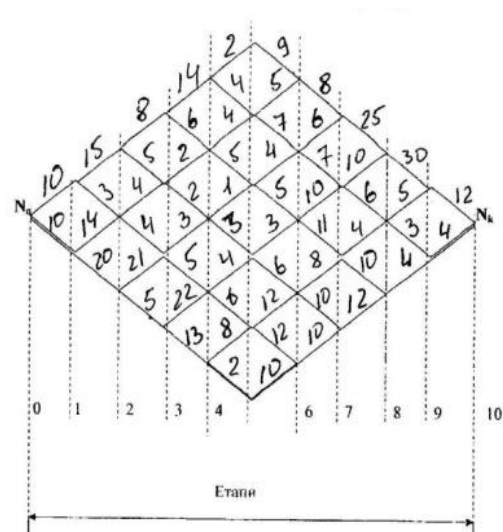
Варіант 1



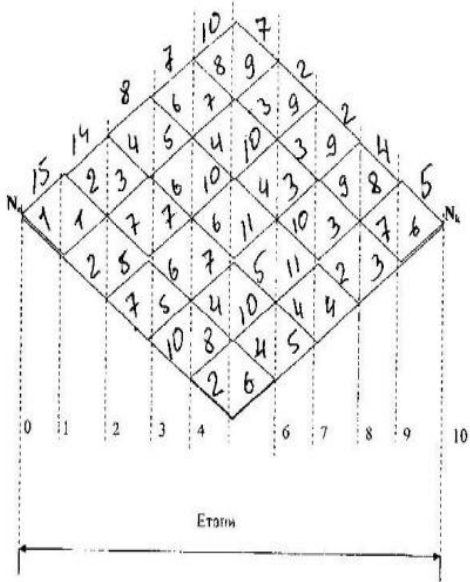
Варіант 2



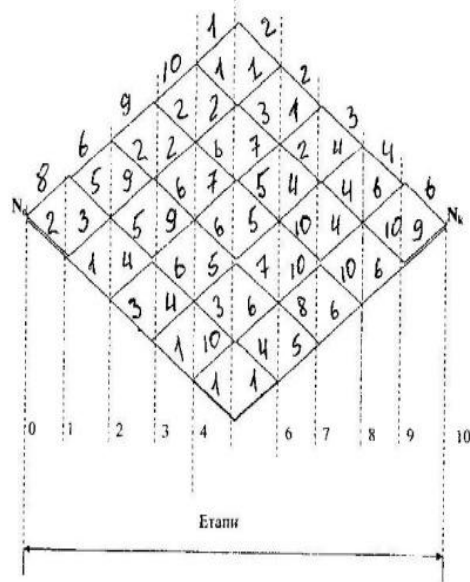
Варіант 3



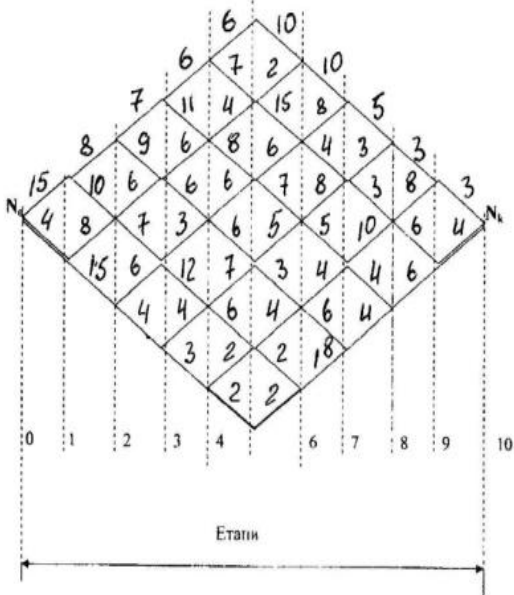
Варіант 4



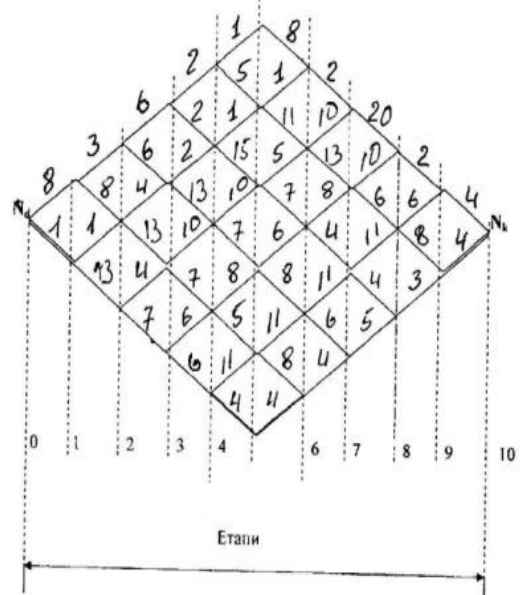
Вариант 5



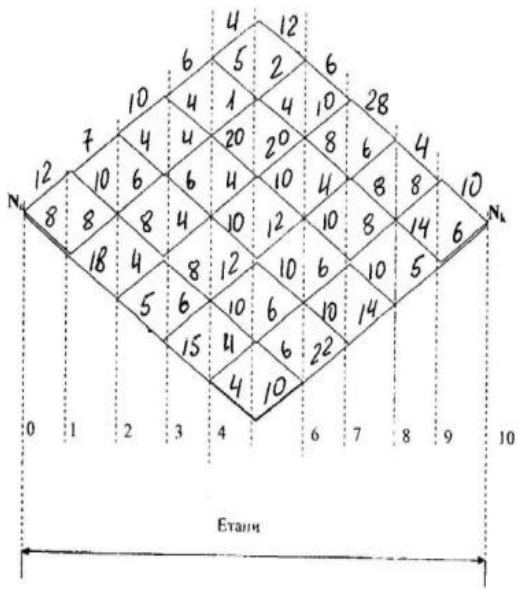
Вариант 6



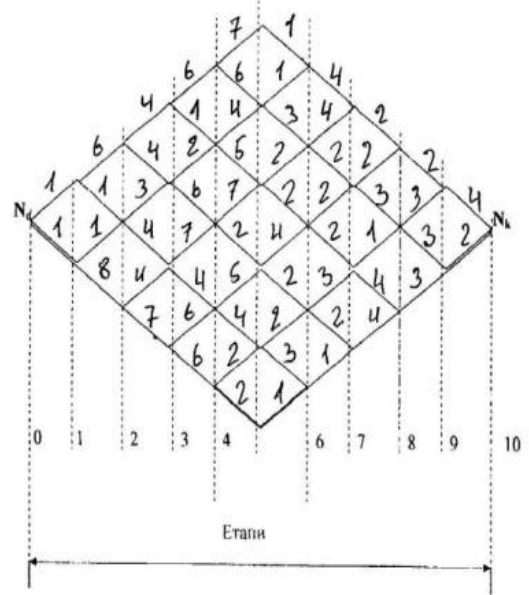
Вариант 7



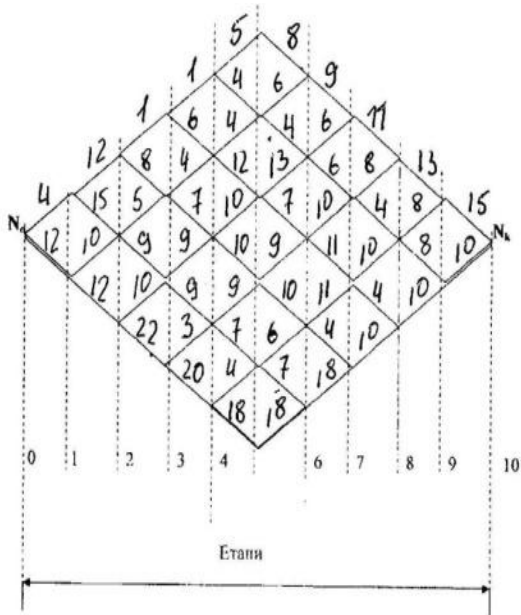
Вариант 8



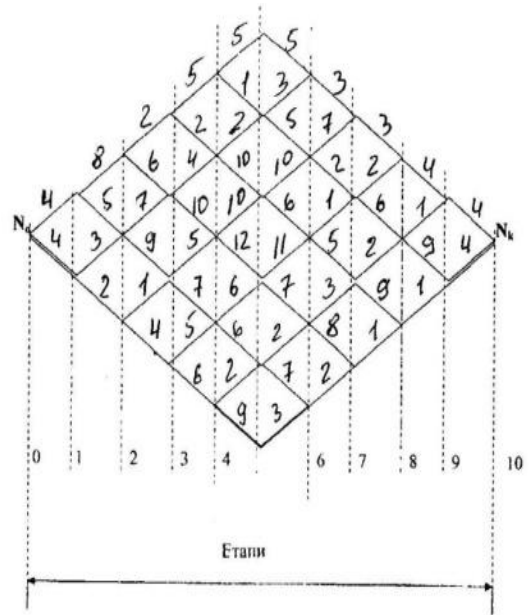
Вариант 9



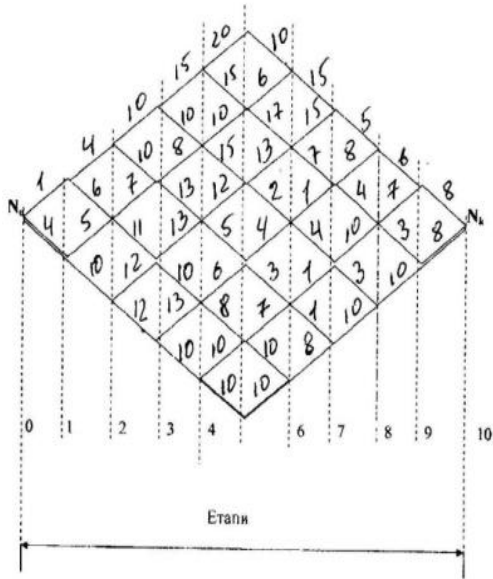
Вариант 10



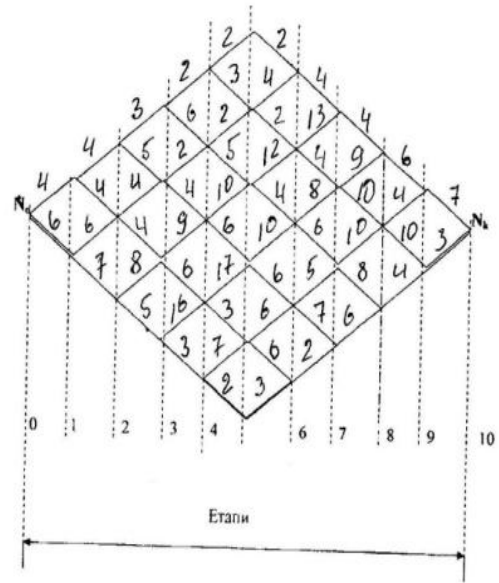
Вариант 11



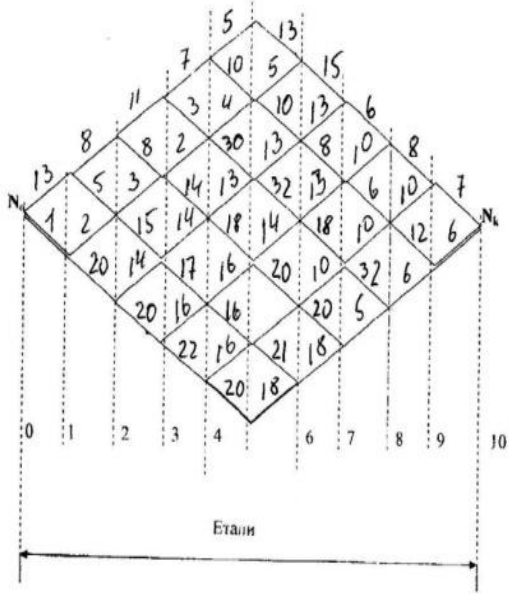
Вариант 12



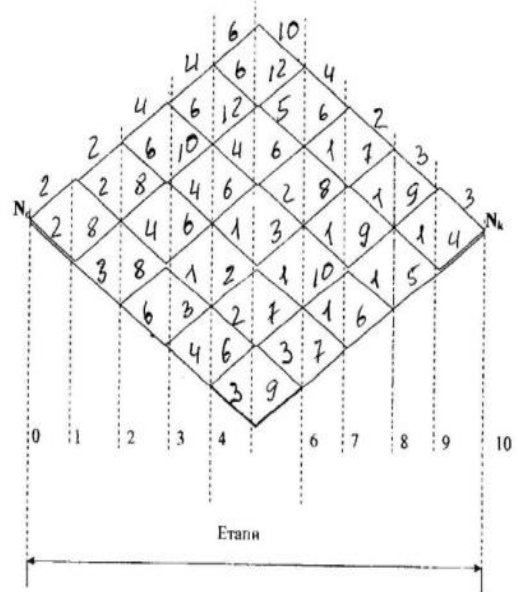
Варіант 13



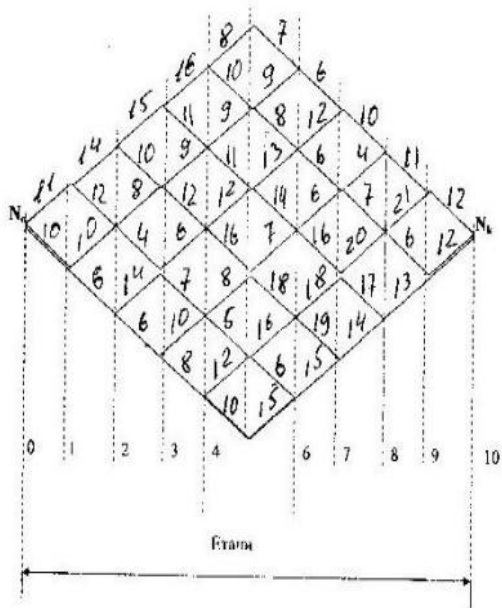
Варіант 14



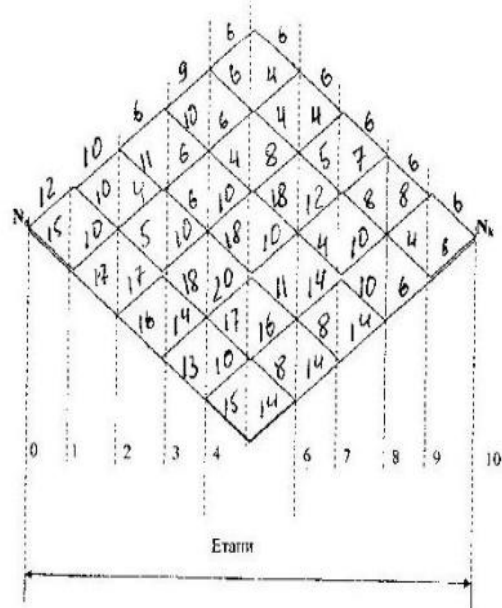
Варіант 15



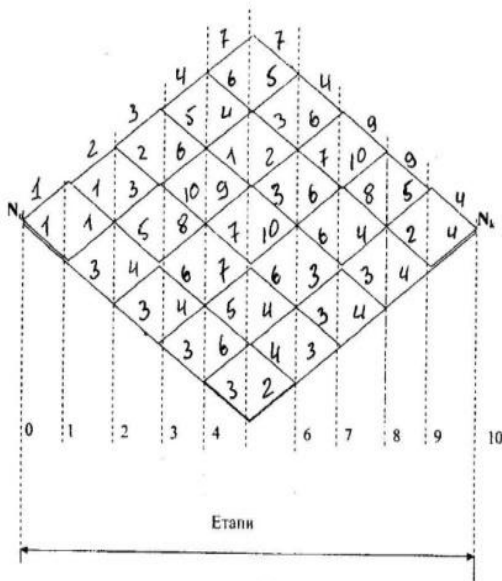
Варіант 16



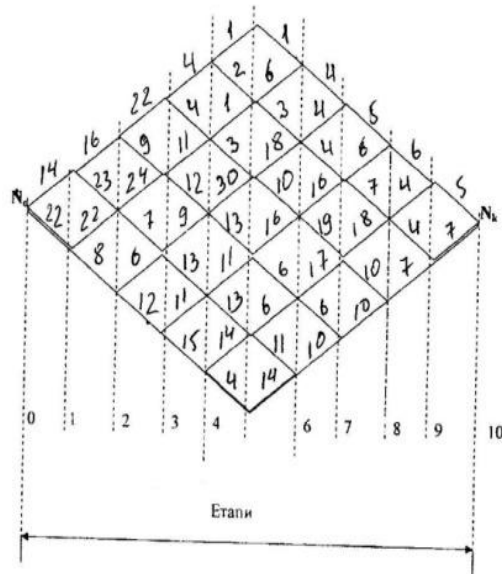
Вариант 17



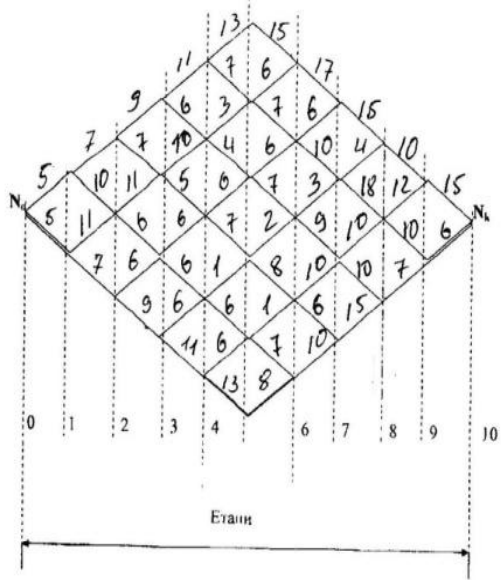
Вариант 18



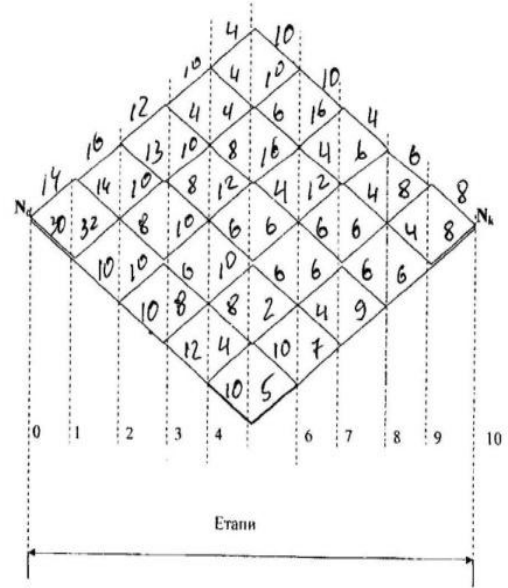
Вариант 19



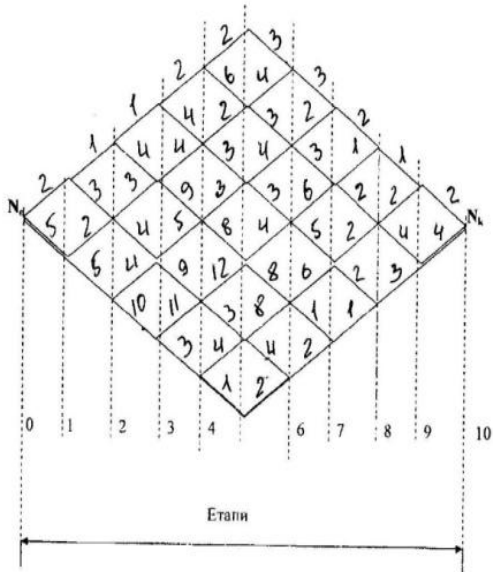
Вариант 20



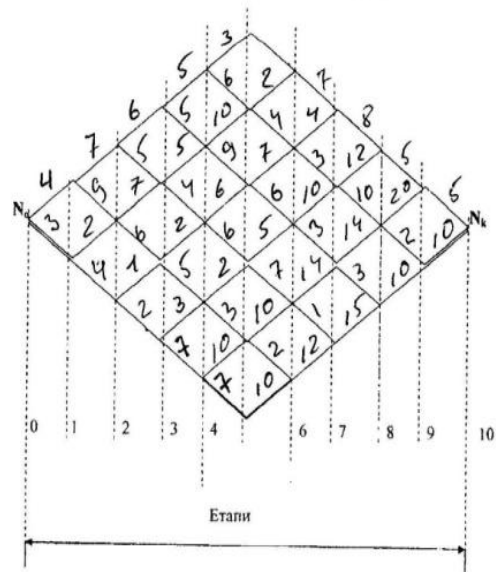
Вариант 21



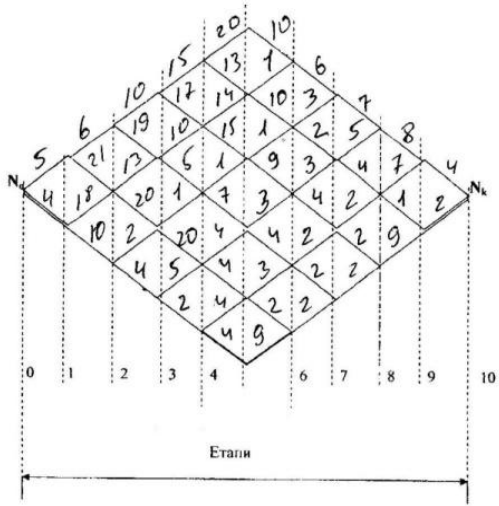
Вариант 22



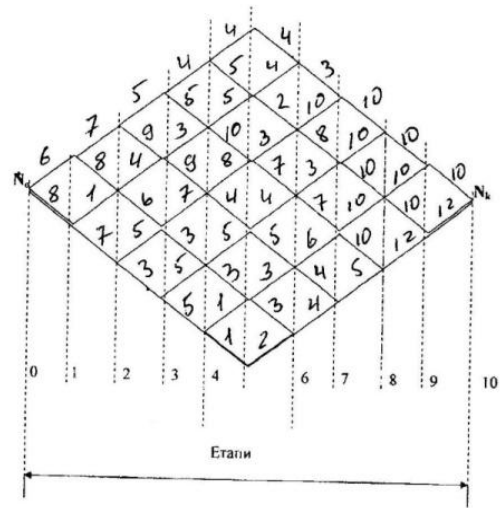
Вариант 23



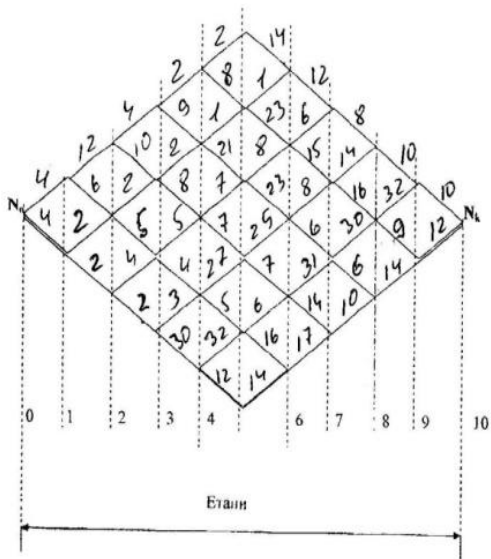
Вариант 24



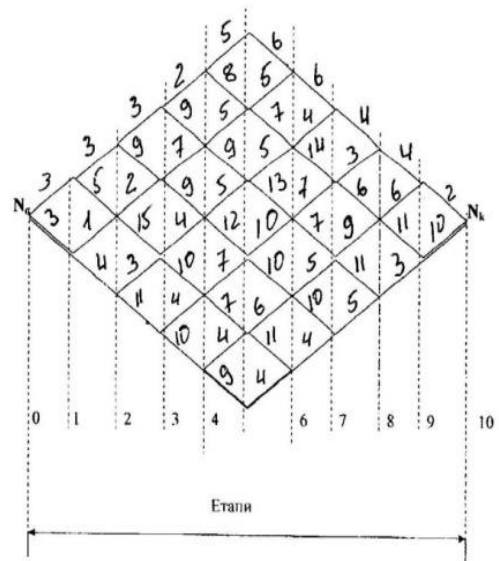
Вариант 25



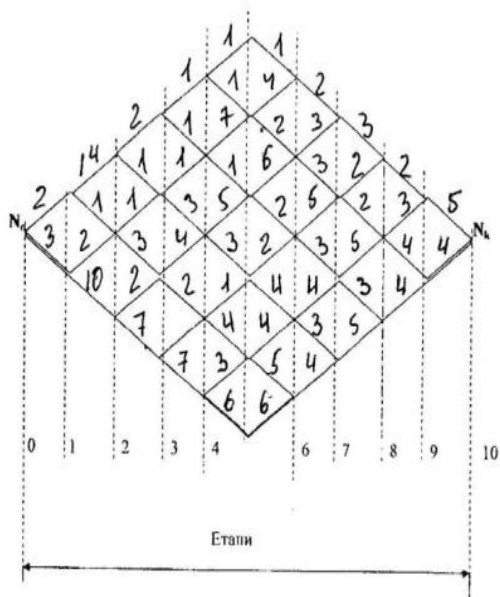
Вариант 26



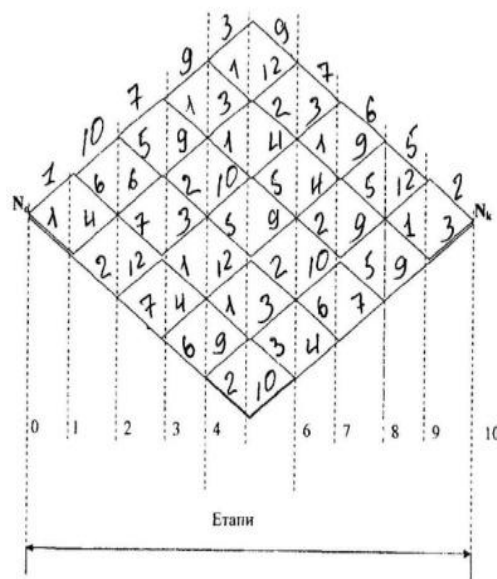
Вариант 27



Вариант 28



Варіант 29



Варіант 30

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 5 (до прикладу 3.1)

Розрахунок швидкості навісного скрепера з місткістю ковша $q = 15 \text{ м}^3$ за допомогою динамічної характеристики

Необхідно: підрахувати масу ґрунту в ковші скрепера Q , т, і знаючи коефіцієнт кочення та ухил, за допомогою динамічної характеристики (рис. 3.20) визначити динамічний фактор D , швидкість V , км/год, з якою буде рухатися скрепер, і значення коефіцієнта зчеплення ϕ (вихідні дані наведено в табл. Д.1.6)

Таблиця Д.1.6

Вихідні дані до розрахунку

Варіант	Щільність матеріалу $\rho, \text{ т/м}^3$	Коефіцієнт кочення f	Ухил i
1	2	3	4
1	0,50	0,03	+ 0,02
2	0,55	0,04	+ 0,01
3	1,85	0,04	+ 0,06

Продовження табл. Д.1.6

1	2	3	4
4	1,90	0,05	+ 0,09
5	1,95	0,09	+ 0,06
6	0,55	0,07	+ 0,08
7	0,60	0,09	+ 0,11
8	0,65	0,08	+ 0,12
9	0,70	0,09	+ 0,16
10	0,75	0,08	+ 0,17
11	0,80	0,06	+ 0,19
12	0,85	0,05	+ 0,20
13	0,90	0,03	+ 0,07
14	0,95	0,05	+ 0,05
15	1,0	0,06	+ 0,14
16	1,1	0,07	+ 0,18
17	1,15	0,09	- 0,04
18	1,20	0,08	- 0,03
19	1,25	0,06	- 0,01
20	1,30	0,05	+ 0,09
21	1,35	0,09	+ 0,06
22	1,40	0,07	+ 0,08
23	1,45	0,05	+ 0,20
24	1,50	0,03	+ 0,07
25	1,55	0,05	+ 0,05
26	1,60	0,09	- 0,04
27	1,65	0,08	- 0,03
28	1,70	0,06	- 0,01
29	1,75	0,03	+ 0,02
30	1,80	0,04	+ 0,01

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 6 (до прикладу 3.3)

Визначення критеріїв ефективності скреперних поїздів

Необхідно: визначити доцільність використання скреперних поїздів замість скреперів без штовхача, зі штовхачем і в інших випадках. Вихідні дані наведено в табл. Д.1.7.

Таблиця Д.1.7

Вихідні дані до розрахунку

Варіант	При роботі без штовхача			При роботі із штовхачем		При роботі скреперних поїздів за системою «ТІЛЬКИ ТЯГНИ»		Кількість скреперів на один штовхач	Відношення $C_{штов}/C_{скр}$
	$K_{нап1}$	$t_{коп1}$	T	$K_{нап2}$	$t_{коп2}$	$K_{нап3}$	$t_{коп3}$		
1	0,1	15	300	1,1	25	1,7	45	2	0,55
2	0,2	19	600	1,9	27	1,4	56	4	0,60
3	0,5	21	320	1,4	31	1,4	64	5	0,85
4	0,4	35	450	1,7	32	1,7	54	3	0,90
5	0,3	17	500	1,6	34	1,8	46	5	0,87
6	0,6	19	520	1,3	42	1,3	63	2	0,85
7	0,7	16	350	1,5	45	1,5	61	4	0,80
8	0,7	20	420	1,2	33	1,2	46	3	0,78
9	0,9	23	540	1,8	26	1,8	48	3	0,58
10	0,8	22	570	1,1	24	1,2	55	4	0,62
11	0,6	26	410	1,9	30	1,1	51	2	0,65
12	0,7	18	360	1,4	31	1,4	49	5	0,67
13	0,5	22	340	1,7	35	1,7	58	2	0,75
14	0,6	24	400	1,6	37	1,5	48	3	0,78
15	0,3	28	560	1,3	44	1,3	63	4	0,64
16	0,8	26	410	1,5	43	1,5	47	5	0,56
17	0,1	16	310	1,2	42	1,2	57	2	0,88
18	0,1	30	330	1,8	28	1,8	50	4	0,83
19	0,2	31	430	1,3	29	1,3	60	5	0,57
20	0,4	25	510	1,5	34	1,5	51	3	0,66
21	0,3	33	570	1,7	36	1,1	53	3	0,69
22	0,5	27	530	1,9	38	1,3	56	2	0,59
23	0,8	34	380	1,2	39	1,2	46	5	0,77
24	0,6	29	460	1,4	41	1,4	62	4	0,79
25	0,5	35	380	1,6	25	1,7	63	2	0,83

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 7 (до прикладу 3.5)

Визначення продуктивності бульдозера методом «Caterpillar»

Необхідно: розрахувати продуктивність бульдозера, використовуючи вихідні дані, інформацію з Інтернету та рекомендації, які наведені в навчальному посібнику. Вихідні дані наведені в табл. Д.1.8.

Таблиця Д.1.8

Вихідні дані до розрахунку

Варіант	Марка бульдозера	Матеріал, який розробляється	Ухил (підйом)	Кваліфікація оператора	Час роботи, хв/год	Погодні умови	Спарена робота машин K_8	Середня відстань переміщення L , км
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	D11R/11U	Рихлий у відвалі	-10	середня	50	пил	1,15	30
2	D11R/CD	Важкокрізуваний, мерзлий з гідроциліндром перекосу	+10	висока	40	дощ	1,18	60
3	D10R/10U	Важкопереміщувальний, що злежався (сухий незв'язний ґрунт)	0	низька	40	сніг	1,20	75
4	D9R/9U	Важкокрізуваний мерзлий без гідроциліндра перекосу	-15	висока	40	туман	1,17	120
5	D8R/8U	Важкопереміщувальний, дуже липкий	+15	висока	50	темрява	1,25	135
6	D7R/7U	Скельний ґрунт розпушений	-10	низька	50	дощ	1,23	150
7	D7G/7U	Скельний ґрунт після вибуху	+5	середня	40	сніг	1,22	90
8	D11R/11SU	Важкопереміщувальний, що злежався (сухий незв'язний ґрунт)	-15	низька	50	пил	1,21	180
9	D10R/10SU	Рихлий у відвалі	-15	середня	40	дощ	1,16	165

Продовження таблиці Д.1.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	D9R/9SU	Важкопереміщувальний, дуже липкий	0	висока	40	дощ	1,15	45
11	D8R/8SU	Важкозрізуваний, мерзлий з гідроциліндром перекосу	+15	середня	50	сніг	1,17	105
12	D7R/7SU	Скельний ґрунт розпушений	+5	низька	50	туман	1,19	75
13	D6R/6SU	Важкозрізуваний, мерзлий без гідроциліндра перекосу	-5	висока	40	темрява	1,21	120
14	D6M/6SU	Скельний ґрунт після вибуху	+10	середня	40	туман	1,24	135
15	824 S	Важкозрізуваний, мерзлий без гідроциліндра перекосу	-10	низька	40	пил	1,15	165
16	834 S	Важкопереміщувальний, що злежався (сухий незв'язний ґрунт)	-15	висока	40	туман	1,19	180
17	D7G/7S	Важкопереміщувальний, дуже липкий	-10	середня	50	дощ	1,23	75
18	D7R/7S	Рихлий у відвалі	+5	висока	40	сніг	1,25	60
19	814 S	Скельний ґрунт розпушений	+15	висока	40	темрява	1,21	90
20	D6R/6S	Важкозрізуваний, мерзлий з гідроциліндром перекосу	+10	середня	40	дощ	1,20	120
21	D3C LGP серія II	Скельний ґрунт після вибуху	0	низька	40	сніг	1,17	105
22	824 SBV	Важкопереміщувальний, дуже липкий	-5	низька	50	сніг	1,16	60
23	834 SPV	Рихлий у відвалі	+10	висока	40	дощ	1,22	75

Продовження таблиці Д.1.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9
24	814 SBV	Скельний ґрунт після вибуху	-15	Середня	50	тем-рява	1,18	90
25	D3C LGP PV	Скельний ґрунт розпушений	+5	середня	40	туман	1,24	105

Примітки:

U – універсальний відвал;

SU – напівуніверсальний відвал;

S, LGP – прямий відвал;

BV – буферний відвал;

PV – поворотний відвал;

- усі бульдозери виконують розробку ґрунту траншейним способом;

- поправку на масу K_6 розраховувати згідно з методикою, наведеною в навчальному посібнику (приклад 3.5) і використовуючи дані Інтернету;

- коефіцієнт K_2 вибирається згідно з рис. 3.61.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 8 (до прикладу 3.6)

Визначення продуктивності бульдозера методом «Komatsu»

Необхідно: розрахувати продуктивність бульдозера, використовуючи вихідні дані, інформацію з Інтернету та рекомендації, які наведені в навчальному посібнику (табл. Д.1.9).

Таблиця Д.1.9

Вихідні дані до розрахунку

Варіант	Марка бульдозера	Умови переміщення ґрунту	Ухил (підйом)	Умови експлуатації	Середня відстань переміщення L , км
1	2	3	4	5	6
1	D11R/11U	прості	-10	добрі	30
2	D11R/CD	високої складності	+10	середні	60
3	D10R/10U	дуже високої складності	0	середні	75

Продовження таблиці Д.1.9

1	2	3	4	5	6
4	D9R/9U	високої складності	-15	нижче за середні	120
5	D8R/8U	середньої складності	+15	погані	135
6	D7R/7U	дуже високої складності	-10	середні	150
7	D7G/7U	дуже високої складності	+5	середні	90
8	D11R/11SU	середньої складності	-15	добрі	180
9	D10R/10SU	прості	-15	середні	165
10	D9R/9SU	середньої складності	0	середні	45
11	D8R/8SU	високої складності	+15	середні	105
12	D7R/7SU	дуже високої складності	+5	нижче за середні	75
13	D6R/6SU	високої складності	-5	погані	120
14	D6M/6SU	дуже високої складності	+10	нижче за середні	135
15	824 S	високої складності	-10	добрі	165
16	834 S	середньої складності	-15	нижче за середні	180
17	D7G/7S	середньої складності	-10	середні	75
18	D7R/7S	прості	+5	середні	60
19	814 S	дуже високої складності	+15	погані	90
20	D6R/6S	високої складності	+10	середні	120
21	D3C LGP серія II	дуже високої складності	0	середні	105
22	824 SBV	середньої складності	-5	середні	60
23	834 SPV	прості	+10	середні	75
24	814 SBV	дуже високої складності	-15	погані	90
25	D3C LGP PV	дуже високої складності	+5	середні	105

Примітки:

- усі бульдозери виконують розробку ґрунту траншейним способом;
- коефіцієнт K_2 вибирається згідно з рис. 3.65;
- коефіцієнт K_9 вибирається згідно з вихідними даними за табл. 3.15;
- коефіцієнт K_{10} вибирається згідно з вихідними даними за табл. 3.14;
- t_1 – вибирається згідно з рекомендаціями (навчальний посібник);
- значення q_1, V_1, V_2 вибираються за допомогою Інтернету.

Моделі самоскидів великої вантажопідйомності

Виробник	Модель	Вантажо- підйомність, т	Повна маса, т	Двигун	Потужність, к.с	Максимальна швидкість, км/ГОД	Рік випуску	Приміт- ка
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Caterpillar	797F	363	623	Caterpillar	4000	67	2009	[14]
Liebherr	T-282C	363	600	MTU	3755	64	2010	[16]
Terex (Bucyrus)	MT- 6300AC	363	598	MTU	3750	64	2008	[15]
Liebherr	T-282B	363	600	MTU	3650	64	2004	[16]
Caterpillar	797B	345	623	Caterpillar	3550	67	1998	[17]
Komatsu	960E	327	576	Komatsu	3500	65	2008	[18]
Terex (Bucyrus)	MT-5500	326	543	MTU/ Cummins	2700	64	2006	[19]
БелАз	75600	320	560	Cummins	3546	64	2006	[20]
Terex	33-19 Titan	317,5	550	Electro-M	3300	48	1974	[19]
Caterpillar	795FAC	313	570	Caterpillar	3400	64	2009	[14]
Euclid- Hitachi	EH-5000	286–313	528	MTU	2700	67	2009	[21]
Liebherr	TI-274	290	513	MTU	3000	64	2007	[22]
Komatsu	930E	290	502	Komatsu	3500/2700	64	1996	[23]
Euclid- Hitachi	EH-4500	282	435	MTU/ Cummins	2700	67	1999	[24]
Komatsu	860E	254	410	Komatsu	2700	64	2008	[18]

Продовження табл. 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Euclid	R-260	238	387	Detroit Ds.	2500	49	1997	[21]
Komatsu	830E	222	385	Komatsu	2500	49	1996	[25]
БелАз	75306	220	371	Cummins	2330	40	1996	[26]
Kress	200C	220	342	Caterpillar	1700	73	1997	[27]
Terex (Bucyrus)	MT- 4400AC	218	392	MTU/ Cummins	2700	64	1997	[28]
Liebherr	T-262	218	390	MTU	2500	51	1999	[29]
Caterpillar	793B	218	383	Caterpillar	2415	54	1998	[14]
WABCO	3200B	214	383	GM	2475	52	1978	–

Таблиця 2.7

Моделі самоскидів із шарнірно-зчленованою рамою великої вантажопідйомності

Виробник	Модель	Вантажо- підйомність, т	Повна маса, т	Двигун	Потуж- ність, к.с.	Максималь- на швидкість, км/год	Крутний момент, Н·м	Примітка
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Moxy	MT51	46,2	77,6	Cummins	510	54	–	[30]
Bell	B50D	45,4	79,9	Mercedes	523	48	2147	[31]
Hitachi	AH500-D	45,4	81,5	Mercedes	523	48	2147	[32]
Caterpillar	740	39,5	72,6	Caterpillar	469	54	2412	[33]
Volvo	A40E	39	69,2	Volvo	476	57	2525	[34]
Caterpillar	740 Ejector	38	73,6	Caterpillar	469	54	2412	[35]
Terex	TA40	38	68,8	Detroit Diesel	450	60	2100	[36]
Moxy	MT41	37,2	64,3	Scania	450	53	–	[37]
Bell	B40D	37	66,8	Mercedes	422	52	1974	[38]
Hitachi	AH400-D	37	66,9	Mercedes	422	52	1974	[39]
John Deere	400D	37	66,9	Mercedes	422	52	1974	[40]
Astra	ADT-40C	37	66	Iveco	455	50	2000	[41]
Komatsu	HM-400-2	36,5	69	Komatsu	453	58	2090	[42]
Case	340B	36	65	Case	456	50	2000	[43]

Таблиця 2.8

Моделі самоскидів для підземних робіт великої вантажопідйомності

Виробник	Модель	Вантажо- підйомні сть, т	Власна маса, т	Двигун	Потуж- ність, к.с.	Максимальна швидкість, км/год	Колісна формула	Приміт ка
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Sandvic	Supra-0012H	80	58	Detroit Diesel	425	–	10x8	[44]
Sandvic	TORO-60	60	48,5	Cummins	760	–	6x4	[45]
Atlas Copco	MT-6020	60	43,9	Cummins	760	–	4x4	[46]
Caterpillar	AD55B	55	47	Caterpillar	805	41	4x4	
Sandvic	TORO-50	50	32,5	Detroit Diesel	525	–	4x4	[47]
Atlas Copco	MT-5020	50	42	Cummins	650	–	4x4	[48]
Caterpillar	AD45B	45	40	Caterpillar	587	52	4x4	
DUX	TD-45	41	39,4	Detroit Diesel	575	–	4x4	[49]
Sandvic	TORO-40	40	30,7	Detroit Diesel	475	–	4x4	[50]
БелАЗ	75800	40	35,5	Cummins	476	40	4x4	[51]
МоАЗ	7508	35	29	ЯМЗ	360	40	6x4	[51]

Таблиця 3.2

Технічні характеристики самохідних одномоторних скреперів Caterpillar

Параметр	Модель				
	621 G	631 G	613 C сер. II	615 C сер. II	623 G
1	2	3	4	5	6
Тип завантаження	тяговий	тяговий	елеваторний	елеваторний	елеваторний
Місткість ковша, м ³ : геометрична із «шапкою»	– 17,0	18,3 26,0	6,8 8,4	– 13,0	13,8 17,6
Вантажопідйомність, т	24,0	37,3	12,0	18,5	25,0
Ширина різання, мм	3020	3510	2350	2890	3500
Максимальна глибина різання, мм	333	437	160	413	330
Потужність двигуна, кВт	272	373	131	198	272
База, мм	7720	8770	6260	6980	7980
Колія, мм: передня задня	2180 2200	2460	1800	2100	2180 2200
Максимальна швидкість, км/год	51	53	35	44,4	51,5
Розмір шин	R29	R35	R25	R25	R29
Максимальна глибина відсипки, мм	522	480	260	320	380

Продовження табл. 3.2

1	2	3	4	5	6
Кількість пластин елеватора	–	–	15	18	15
Крок пластин елеватора, мм	–	–	406	413	520
Експлуатаційна маса порожнього скрепера, т	33,4	46,48	15,3	25,6	36,8

Таблиця 3.3

Технічні характеристики самохідних двомоторних скреперів Caterpillar

Параметр	Модель							
	627 G	637 G	657 G	621G2	631G2	627G1	637G1	657G1
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Тип завантаження	тяговий	тяговий	тяговий	шнек.	шнек.	шнек.	шнек.	шнек.
Місткість ковша, м ³ : геометрична із «шапкою»	13,1 17,0	18,3 26,0	24,5 33,6	– 16,0	– 23,7	– 16,0	– 23,7	– 33,6
Вантажопідйомність, т	24	37,3	47,2	21,8	34,0	21,8	34,0	47,2
Ширина різання, мм	3020	3510	3850	3020	3510	3020	3510	3850
Максимальна глибина різання, мм	333	437	440	333	437	333	437	440

Продовження табл. 3.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Потужність двигуна, кВт переднього (трактора) заднього (скрепера)	272 198	373 211	447 337	272 –	378 –	272 198	373 211	447 337
База, мм	7720	8770	9920	7720	8770	7720	8770	9920
Колія, мм: передня задня	2210 2180	2460	2640 2810	2180 2200	2460	2210 2180	2460	2640 2810
Максимальна швидкість, км/год	51	53	53	51	53	51	53	53
Розмір шин	R29	R35	R39	R29	R35	R29	R35	R39
Максимальна глибина відсіпки, мм	522	480	680	522	480	522	480	680
Діаметр шнека, мм	–	–	–	1320	1524	1320	1524	1676
Частота обертання шнека, хв ⁻¹	–	–	–	35–55	35–55	35–55	35–55	35–55
Потужність, яку потребує шнecь, кВт	–	–	–	149	201	149	201	354
Експлуатаційна маса порожнього скрепера, т	37,85	52,05	67,85	37,2	50,5	41,5	55,5	78,6

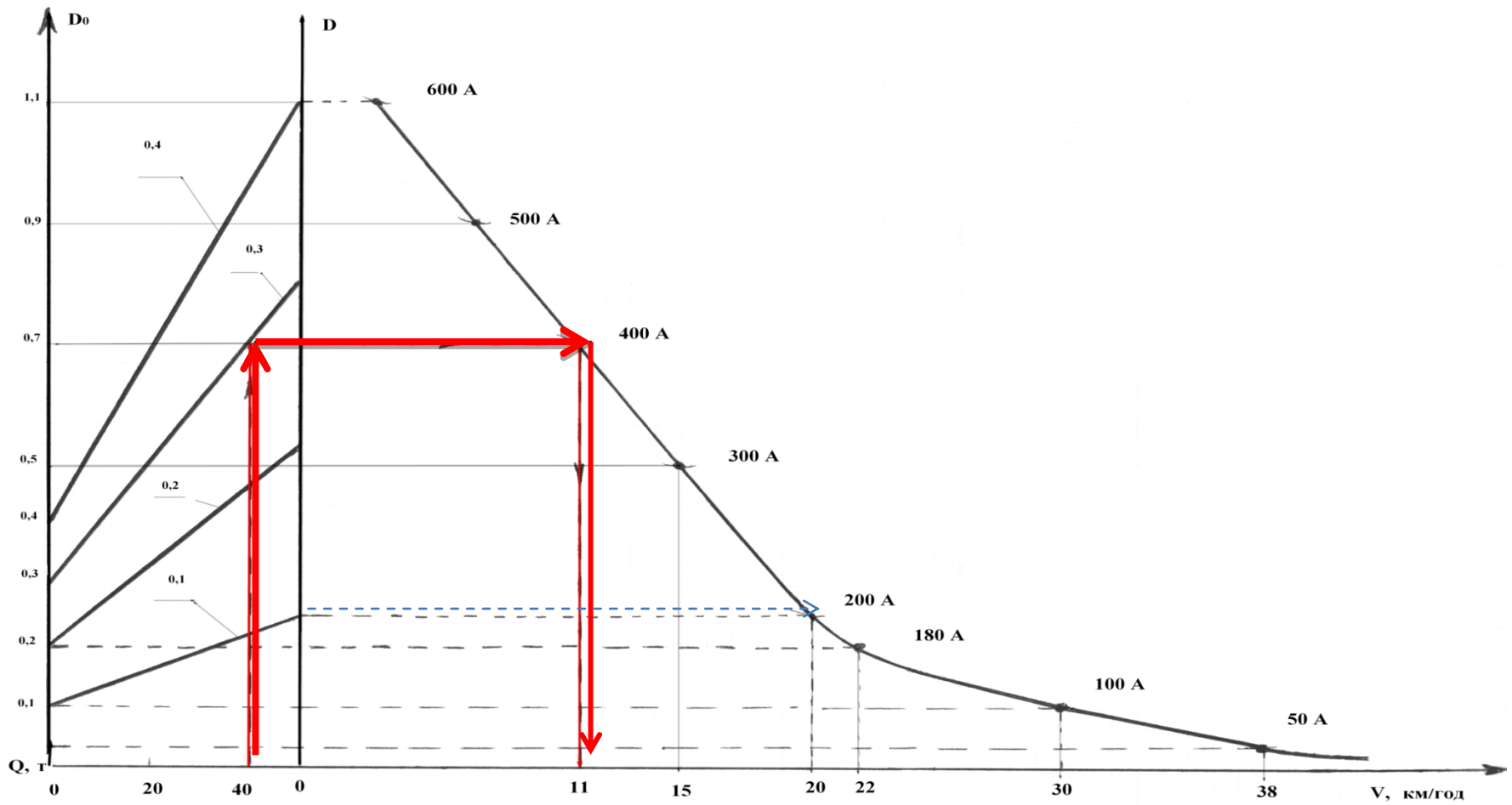


Рис. 3.21. Динамічна характеристика самохідного скрепера з ковшом 30 м³ та електродвигунами (сила струму показана для одного електродвигуна): наведено визначення швидкості копання і сили струму при $D = \varphi = 0,3$ та $Q = 40$

Таблиця 3.5

Тягові розрахунки

Ділянка	Довжина ділянки, м	ψ	D	V , км/год	I , А	$t = 3,6 \cdot l / V$, с	$I^2 \cdot t$, А ² ·с	$N = 3 \cdot I \cdot U \cdot 10$, кВт	η (за рис. 3.25)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Копання

$I_{\text{коп}}$									
------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--

При $K_y =$, $t_{\text{коп}} = K_y \cdot t =$ с Σ Σ Σ при $U =$ В

$N_{\text{коп}} =$ кВт

Режим навантаження

l_1									
l_2									

При $K_y =$, $t_{\text{нав}} = K_y \cdot t =$ с Σ Σ Σ при $U =$ В

$N_{\text{нав}} =$ кВт

Порожній режим

l_3									
l_4									

При $K_y =$, $t_{\text{пор}} = K_y \cdot t =$ с Σ Σ Σ при $U =$ В

$N_{\text{пор}} =$ кВт

Σ А²·с

Таблиця 3.6

Тягові розрахунки (до прикладу 3.2)

Ділянка	Довжина ділянки, м	ψ	D	V , км/год	I , А	$t = 3,6 \cdot l/V$, с	$I^2 \cdot t$, А ² ·с	$N = 3 \cdot I \cdot U \cdot 10$, кВт	η (за рис. 3.25)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Копання

$l_{\text{коп}}$	40,06	0,1	0,3	11	400	26,22	$192,48 \cdot 10^4$		0,85
------------------	-------	-----	-----	----	-----	-------	---------------------	--	------

При $K_y = 1$, $t_{\text{коп}} = K_y \cdot t = 26,22$ с $\Sigma 400$ $\Sigma 26,22$ $\Sigma 192,48 \cdot 10^4$ при $U = 20$ В $N_{\text{коп}} = 240$ кВт

Режим навантаження

l_1	280	0,1	0,1	22	180	45,82	$148,46 \cdot 10^4$		
l_2	2000	0,1	0,1	29	100	248,27	$248,27 \cdot 10^4$		0,84

При $K_y = 1,2$, $t_{\text{нав}} = K_y \cdot t = 352,91$ с $\Sigma 280$ $\Sigma 294,09$ $\Sigma 396,73 \cdot 10^4$ при $U = 20$ В $N_{\text{нав}} = 168$ кВт

Порожній режим

l_3	2000	0,03	0,03	37	50	194,59	$48,65 \cdot 10^4$		
l_4	280	0,1	0,1	30	100	33,6	$33,60 \cdot 10^4$		0,83

При $K_y = 1,2$, $t_{\text{пор}} = K_y \cdot t = 273,83$ с $\Sigma 150$ $\Sigma 228,19$ $\Sigma 82,25 \cdot 10^4$ при $U = 32$ В $N_{\text{пор}} = 144$ кВт $\Sigma \Sigma 671,46 \cdot 10^4, \text{ А}^2 \cdot \text{с}$

Таблиця 3.8

Основні технічні характеристики трактора D6T [83, 85]

Найменування	D6T STD	D6T XL	D6T XW	D6T LGP
Двигун	Cat C9 ACERT	Cat C9 ACERT	Cat C9 ACERT	Cat C9 ACERT
Потужність	185 к.с. (138 кВт)	200 к.с. (149 кВт)	200 к.с. (149 кВт)	200 к.с. (149 кВт)
Експлуатаційна маса ¹	18393 кг	20148 кг	20739 кг	20783 кг
Трансмісія	Планетарна, з перемиканням під навантаженням	Планетарна, з перемиканням під навантаженням	Планетарна, з перемиканням під навантаженням	Планетарна, з перемиканням під навантаженням
Довжина опорної поверхні гусениці	2664 мм	2871 мм	2871 мм	3275 мм
Колія гусеничного ходу ²	1880 мм	1880 мм	2032 мм	2286 мм
Місткість відвалу ¹	5,61 м ³	5,61 м ³	5,62 м ³	3,75 м ³

Примітки: ¹ З відвалом SU, крім відвалу S у машин LGP.

² Колія з відвалом S та SU. Колія ширше, ніж при використанні відвалу VPAT.