

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА МАШИНОБУДІВНА АКАДЕМІЯ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до самостійної роботи з дисципліни
«Динаміка підйомно-транспортних, будівельних і дорожніх машин»

Розглянуто і схвалено
на засіданні кафедри підйомно-
транспортних машин
Протокол № 8 від 18 квітня 2019 р.

Краматорськ 2019

УДК 621.873

Методичні вказівки до самостійної роботи з дисципліни «Динаміка підйомно-транспортних, будівельних і дорожніх машин» / Укл. М.Ю.Дорохов. - Краматорськ: ДДМА, 2019. - 28 с.

Містять перелік питань, що вивчаються у курсі «Динаміка підйомно-транспортних, будівельних і дорожніх машин» та контрольні питання для перевірки знань. Приведено короткі теоретичні відомості, порядок виконання та варіанти завдань для самостійної роботи з основних напрямків курсу.

Розглянуто і схвалено на засіданні кафедри підйомно-транспортних машин
Протокол № 8 від 18 квітня 2019 р.

Електронне навчальне видання

Укладач: М.Ю. Дорохов, доцент

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Самостійна робота з вивчення теоретичного курсу.....	6
2 Самостійна робота з виконання індивідуальних завдань.....	10
2.1 Задача 1.....	11
2.2 Задача 2.....	13
2.3 Задача 3.....	19
2.4 Задача 4.....	21
2.5 Задача 5.....	23
2.6 Задача 6.....	26
Література.....	27

ВСТУП

Дисципліна «Динаміка підйомно-транспортних, будівельних і дорожніх машин» (далі - «Динаміка ПТБіДМ») належить до дисциплін з циклу професійної підготовки магістра. Дана дисципліна відноситься до вибірко-вих і надає можливість майбутнім магістрам вивчити природу, умови виникнення та наслідки дії пружних коливань на підйомні, транспортуючі, дорожні машини, та засоби їх зменшення. В структурно - логічній схемі освітньої програми дисципліна має зв'язок з такими дисциплінами як «Вантажопідйомні машини», «Машини непереривного транспорту», «Спеціальні ПТМ», «Машини для земляних, дорожніх і меліоративних робіт», і вимагає знання фундаментальних і професійно-орієнтованих дисциплін: вища математика, деталі машин; опір матеріалів, та ін.

Предметом учбової дисципліни «Динаміка ПТБіДМ» являється вивчення:

- загальних положень теорії подібності та моделювання;
- загальної теорії механічних коливань систем із одним ступенем рухомості;
- принципів побудови та розрахунку динамічних моделей ПТБіДМ;
- методик визначення динамічних параметрів ПТБіДМ;
- заходів щодо зменшення динаміки ПТБіДМ;
- засобів реєстрації динаміки ПТБіДМ.

Метою дисципліни є придбання студентами, основних положень, знання та навиків щодо розрахунків, конструювання та раціонального використання підйомно-транспортних та дорожніх машин.

Завдання викладання дисципліни - дати студентам знання, сформу-вати вміння та навички, які перелічено нижче.

Програмні компетентності:

- знання загальних положень теорії подібності та моделювання;
- знання загальної теорії механічних коливань систем із одним ступенем рухомості;
- знання принципів побудови та розрахунку динамічних моделей ПТБіДМ;
- володіння методиками визначення динамічних параметрів ПТБіДМ;
- знання реалізації заходів щодо зменшення динаміки ПТБіДМ;
- знання засобів реєстрації динаміки ПТБіДМ.
- вміння аналізувати виробничі ситуації та проводити вибір машин;
- вміння застосовувати сучасні методи розрахунків при проектуванні та експлуатації машин;
- володіння навичками визначити оптимальні параметри та режими роботи;
- вміння вибрати раціональні варіанти конструктивних, кінематичних та гідравлічних схем, конструкцій, механізмів, агрегатів та вузлів;
- вміння виконувати техніко-економічний аналіз прийнятих рішень.

Практична частина дисципліни спрямована на отримання навиків:

- з організації проектно-конструкторських та розрахункових робіт по розробці конструкцій та механізмів;
- оцінювати техніко-економічні показники машин, та знаходити шляхи їх підвищення;
- оцінювати працездатність робочого обладнання, механізмів та машин в цілому, здійснювати їх обслуговування і регулювання.

Загальні компетентності – знання, розуміння, навички та здатності, якими студент оволодіває у рамках виконання програми навчання, мають універсальний характер.

Загальні компетентності

- здатність до аналізу та синтезу;
- уміння застосовувати знання на практиці;
- грамотне планування та розподіл часу;
- застосування базових знань професії на практиці;
- усне та письмове спілкування;
- робота з сучасною комп'ютерною технікою;
- дослідницькі уміння;
- здатність до самонавчання;
- навички роботи з інформацією;
- здатність до самокритики та критики;
- здатність адаптуватися до нових ситуацій;
- здатність генерувати нові ідеї;
- здатність до прийняття рішень;
- здатність працювати в команді фахівців з різних підрозділів;
- уміння спілкуватися з непрофесіоналами галузі;
- уміння працювати автономно;
- уміння проявляти ініціативність підприємництва;
- дотримання етики.

Вивчення дисципліни ведеться в 1 триместрі. В програмі передбачені лекції, лабораторні заняття та самостійна робота, а також виконання контрольної роботи.

Знання, отримані при вивченні дисципліни «Динаміка ПТБіДМ» використовуються при виконанні випускних магістерських робіт.

1 САМОСТІЙНА РОБОТА З ВИВЧЕННЯ ТЕОРЕТИЧНОГО КУРСУ

Самостійна робота передбачає поглиблене вивчення матеріалу із використанням рекомендованої літератури. Кожна тема теоретичної частини курсу містить список літературних джерел із зазначенням розділів.

Розділ 1. Пружні коливання

Класифікація механічних коливань (за характером - періодичні, неперіодичні, затухаючі, наростаючі; за природою утворення - вільні, вимушені, параметричні; за напрямком - автоколивання, повздовжні, поперечні, крутні).

Вільні коливання системи із одним ступенем рухомості. Диференціальне рівняння коливань та його рішення. Кутова частота та фаза вільних коливань. Зсув фаз.

Модель крутних коливань системи із одним ступенем рухомості. Крутна жорсткість вала. Диференціальне рівняння коливань та його рішення.

Вимушені коливання системи із одним ступенем рухомості. Диференціальне рівняння коливань та його рішення. Власна та вимушена частоти коливань. Коефіцієнт динамічного підсилення як характеристика амплітуди вимушених коливань. Виникнення резонансу.

Диференціальне рівняння вільних та вимушених коливань системи із одним ступенем рухомості із врахуванням опору та його рішення.

Логарифмічний декремент як характеристика затухання коливань.

Література: [5] с. 59-64; [14] с. 510-520.

Контрольні питання до розділу 1

- 1 Наведіть класифікацію механічних коливань.
- 2 Що таке кутова частота вільних коливань?
- 3 Що таке фаза вільних коливань?
- 4 Які існують умови виникнення резонансу?
- 5 Що таке логарифмічний декремент затухання коливань?

Розділ 2. Загальна характеристика динамічних навантажень

Навантаження у кранах, що виникають від качання вантажу на канатах.

Коефіцієнт динаміки та логарифмічний декремент затухання коливань як характеристики динамічного стану. Частотний аналіз системи.

Спрощені методики визначення коефіцієнту динаміки кранів.

Розрахункові схеми механізмів пересування та обертання ПТБ і ДМ.

Правила приведення навантажень в елементах механізмів.

Основні методики визначення пружних та демпфуючих параметрів динамічних систем.

Основні методики визначення динамічних характеристик приводів. Приведення рухомого та гальмового зусиль.

Визначення рухомого зусилля двигуна. Синхронна та номінальна швидкість підйому вантажу. Кратність обертового моменту.

Визначення динамічної складової гальмового зусилля.

Література: [3] с. 6-42; [5] с. 9-26; 120-140; [12] с. 59-73.

Контрольні питання до розділу 2

- 1 Які навантаження виникають у кранах від качання вантажу?
- 2 Розрахункові схеми механізмів пересування кранів.
- 3 Розрахункові схеми механізмів обертання кранів.
- 4 Які існують правила приведення навантажень в елементах механізмів?
- 5 Що таке коефіцієнт жорсткості?
- 6 Як визначити пружні та демпфуючі параметри динамічної системи?
- 7 Наведіть основні методики визначення рухомого та гальмового зусилля механізмів ПТБіДМ.

Розділ 3. Динаміка кранів

Загальна характеристика навантажень, що виникають під час роботи механізму підйому вантажу.

Розрахункові двомасові схеми етапів підйому вантажу (підйом з основи, підйом з вісу, гальмування).

Багатомасові розрахункові схеми. Складання математичного опису процесу.

Умови виникнення динамічних навантажень під час роботи механізмів пересування кранів.

Розрахункові схеми процесу пересування вантажу на кранах із гнучким підвісом. Складання систем диференціальних рівнянь.

Умови виникнення динамічних навантажень у кранах спеціального типу.

Складання математичних моделей спеціальних кранів (козловий, мостовий, грейферний, магнітний).

Література: [5] с. 59-73; 432-433; [6] с. 223-236.

Контрольні питання до розділу 3

- 1 Які навантаження виникають під час роботи механізму підйому вантажу?
- 2 Наведіть розрахункові схеми процесу підйому вантажу.
- 3 Які навантаження виникають під час роботи механізму пересування вантажу?
- 4 Наведіть приклади виникнення динамічних навантажень у спеціа-

льних кранах.

Розділ 4. Динаміка транспортуючих машин

Умови виникнення динамічних навантажень у стрічковому конвеєрі. Визначення повного тягового зусилля на привідному барабані (статична та динамічна складова). Визначення потужності приводу.

Хвильові процеси, що виникають у стрічці під час роботи конвеєра. Швидкість розповсюдження хвилі у стрічці при пуску. Диференціальне рівняння руху стрічкового конвеєра.

Основні різновиди ланцюгових передач (із нерухомим та ковзним контактом, гусеничні).

Умови виникнення динамічних навантажень у ланцюгових конвеєрах. Динаміка процесу пуску та гальмування.

Засоби зменшення динамічних навантажень ланцюгових конвеєрів.

Література: [6] с. 316-330; [10] с. 100-140; [11] с. 70-75.

Контрольні питання до розділу 4

1 Які чинники викликають динамічні навантаження у стрічковому конвеєрі?

2 Як можна зменшити динамічні навантаження у стрічковому конвеєрі?

3 Які параметри викликають динамічні навантаження у ланцюговому конвеєрі?

4 Як можна зменшити динамічні навантаження у ланцюговому конвеєрі?

Розділ 5. Динаміка машин для земляних робіт

Динаміка машин для земляних робіт.

Основи процесу різання ґрунтів. Перспективні напрямки зменшення енергоємності процесу копання.

Література: [8] с. 15-40; [13] с. 10-137.

Контрольні питання до розділу 5

1 Які параметри впливають на динамічні навантаження у робочому обладнанні екскаватора?

2 Як відбувається процес різання ґрунту?

3 За рахунок чого можна зменшити енергоємність процесу копання?

Розділ 6. Засоби зменшення динамічних навантажень ПТБіДМ

Основні заходи щодо підвищення надійності ПТБіДМ:

- механічні засоби (утворення початкового навантаження);
- введення в систему додаткових пружних елементів та демпфуючих

пристроїв;

- динамічне гасіння коливань.

Загальна характеристика динамічного гасіння коливань. Фізична сутність процесу.

Схеми встановлення гідравлічного гасника коливань в систему підвісу вантажу. Отримання рівняння коефіцієнту демпфування системи. Перспективи використання засобу.

Фізична сутність динамічного гасіння коливань. Складання математичного опису роботи динамічного гасника.

Механічні пристрої динамічних гасників (коткові, маятникові). Лінійні амортизатори. Віброгасники із активними елементами. Пружні одномасові віброгасники із тертям. Гасники коливань із сухим тертям. Ударні гасники коливань. Активні вітрозахисні системи.

Література: [4] с. 278-340.

Контрольні питання до розділу 6

- 1 Наведіть основні заходи підвищення надійності ПТБіДМ.
- 2 В чому полягає сутність процесу динамічного гасіння коливань?
- 3 Які існують механічні пристрої динамічних гасників коливань?
- 4 Наведіть приклади активних вітрозахисних систем.

Розділ 7. Засоби реєстрації динамічних навантажень ПТБіДМ

Мета проведення досліджень динамічних процесів у ПТБіДМ. Розробка методики проведення та визначення похибки досліджень.

Прилади, що використовуються для реєстрації динамічних навантажень ПТБіДМ. Обробка результатів досліджень.

Література: [17].

Контрольні питання до розділу 7

- 1 З якою метою проводяться дослідження динамічних процесів?
- 2 Які прилади використовуються для реєстрації динамічних навантажень ПТБіДМ?
- 3 За якими методиками проводиться обробка результатів досліджень?

2 САМОСТІЙНА РОБОТА ПО ВИКОНАННЮ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ЗАВДАНЬ

Кожен студент виконує 2...3 контрольні завдання (задачі) згідно з варіантами, що вказані викладачем. Зміст та варіанти контрольних завдань, а також короткі теоретичні відомості та алгоритм виконання наведені у розділах 2.1...2.2. Завдання виконуються на листах формату А4 або в учнівському зошиті.

Перед початком роботи над індивідуальним завданням студент вивчає необхідний теоретичний матеріал за конспектом лекцій та літературою. По всім питанням студент має можливість отримати консультацію під час проведення аудиторних занять.

Після виконання індивідуального завдання викладач перевіряє його та виставляє оцінки по кожній із задач. Якщо студент має незадовільні оцінки по окремим задачам, викладачем проводиться додаткова консультація, а студент переписує завдання, за яке була отримана незадовільна оцінка.

Методологічні основи тестування в навчальному процесі

Застосування навчальних і контрольних тестів дозволяє активізувати всі форми навчального процесу і підтримувати зворотній зв'язок викладача зі студентами. Крім того, тестування дає змогу студентам виробляти самооцінку своїх знань у період навчання, ще до початку залікової та екзаменаційної сесії, що попереджує можливі негативні явища і зриви під час сесії.

За допомогою навчальних та контрольних тестів доцільно перевіряти наступні аспекти вивчаємої дисципліни:

- засвоєння технічної термінології і її використання у повсякденній інженерній практиці, в тому числі й у відповідях на контрольні питання;
- засвоєння основних аналітичних та емпіричних залежностей, використовуваних при розробленні й експлуатації машин;
- рівень розуміння принципів роботи машин і обладнання, взаємодії вузлів та механізмів, їх функціональне призначення, характер руху робочих органів, їх взаємодії з середовищем, що при відповідях на питання може відобразитися у вигляді конструктивних схем з вказанням і найменуванням позиції вузлів і деталей;
- уміння розв'язувати окремі практичні питання при експлуатації машин і т.п.

Завдання видаються для поглиблення та поширення теоретичних знань з дисципліни. Для цього студентам можуть видаватися окремі теми (задачі) для самостійної розробки з наступним оформленням рефератів. Виконується одна контрольна робота. Мета контрольної роботи полягає в оцінюванні умінь студента використовувати набуті знання з дисципліни.

2.1 Задача 1

Вибрати двигун механізму підйому вантажу мостового крана із параметрами (табл. 1):

- | | |
|---|------|
| - вантажопідйомність крана Q , т | 7,5; |
| - швидкість підйому вантажу V_a , м/с | 0,2; |
| - передатне число механізму i | 60; |
| - кратність поліспасти a_r | 4; |
| - ККД механізму підйому вантажу η | 0,8; |
| - радіус барабана R_a , мм | 200; |
| - режимна група механізму | 4М. |

Порядок розрахунку

1 Необхідна статична потужність двигуна

$$N_c = \frac{Q \cdot V_{\epsilon}}{1000 \cdot \eta} = \frac{73500 \cdot 0,2}{1000 \cdot 0,8} = 18,4 \text{ кВт}$$

По [35] прийнятий трифазний крановий двигун МТКН-42-8 з параметрами: номінальна потужність $N_H = 19,5 \text{ кВт}$; частота обертання $n_0 = 667 \text{ об/хв}$; $K_H = \frac{M_{п.д}}{M_H} = 2,8$; момент інерції ротора $J_{рот} = 1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для з'єднання вала двигуна з редуктором прийнята пружня втулочно-пальцева муфта [35] із зовнішнім діаметром 400мм і моментом інерції $J_M = 2,55 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Таблиця 1 - Вихідні дані до задачі 1

Варіант	$Q, \text{ т}$	$V_{\epsilon}, \text{ м/с}$	i	a_n	η	$R_{\sigma}, \text{ мм}$	Режимна група механізму
1	5	0,2	60	2	0,8	200	4М
2	10	0,15	70	4		210	3М
3	12,5	0,2	60	4		200	4М
4	15	0,1	64	4		210	2М
5	7,5	0,15	70	4		200	3М
6	5	0,15	72	2		190	3М
7	10	0,2	56	4		180	5М
8	12,5	0,2	60	2		200	4М
9	15	0,2	56	4		180	5М
10	7,5	0,25	52	4		220	4М
11	5	0,15	68	2		230	3М
12	10	0,2	62	4		180	5М
13	12,5	0,2	60	4		250	4М
14	15	0,15	70	4		210	3М
15	7,5	0,2	56	4		180	5М
16	5	0,25	52	2		220	4М
17	10	0,3	42,5	4		250	6М
18	12,5	0,2	56	2		240	4М
19	15	0,2	56	4		180	5М
20	7,5	0,2	60	4		200	4М
21	5	0,2	56	2		180	5М
22	10	0,1	64	4		210	2М
23	12,5	0,25	52	4		170	4М
24	15	0,15	70	4		210	3М
25	7,7	0,2	62	4		200	4М

2. Статичний момент опору, приведений до вала двигуна

$$N_{ст.о} = \frac{Q \cdot R_{\sigma}}{i \cdot a_n \cdot \eta} = \frac{73500 \cdot 0,2}{60 \cdot 4 \cdot 0,8} = 77 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

3. Сумарний момент інерції механізму й вантажу, приведений до вала двигуна:

$$J'_{\text{пр.д}} = \delta \cdot (J_{\text{пот}} + J_M) + \frac{m \cdot R_0^2}{i^2 \cdot a_{\text{п}}^2 \cdot \eta} = 1,2(1 + 1,25) + \frac{7500 \cdot 0,2^2}{60^2 \cdot 4^2 \cdot 0,8} = 4,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

4. Надлишковий момент інерції механізму й вантажу, приведений до вала двигуна при часу розгону механізму $t_p = 1 \text{ с}$:

$$M_{\text{изб.д}} = J_{\text{пр.д}} \frac{0,105 n_{\text{д}}}{t_p} = 4,25 \frac{0,105 \cdot 667}{1} = 298 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5. Пусковий момент на валу двигуна

$$M_{\text{п.д}} = M_{\text{изб.д}} + M_{\text{ст.д}} = 289 + 77 = 375 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6. Для перевірки обраного двигуна на перевантаження по повному пусковому моменту визначається номінальний момент:

$$M_H = \frac{9550 \cdot N_H}{n_{\text{д}}} = \frac{9550 \cdot 19,5}{667} = 280 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При отриманому номінальному моменту коефіцієнт перевантаження $K_{\text{п}} = \frac{M_{\text{п.д}}}{M_H} = \frac{375}{280} = 1,34$, що припустимо для даного двигуна (табл. 2).

Таблиця 2 - Максимально припустимі значення коефіцієнта перевантаження $K_{\text{п}}$ кранових двигунів

<i>Тип кранового двигуна</i>			
<i>3 короткозамкненим ротором</i>		<i>3 фазним ротором</i>	
<i>Потужність, кВт</i>	$K_{\text{п}}$	<i>Потужність, кВт</i>	$K_{\text{п}}$
до 8	2,5	до 5	2,3
більш 8	2,8	5...10...10	2,5
-	-	більш 10	2,8

Контрольні питання до задачі 1

1 Чим кранові двигуни відрізняються від двигунів загального призначення?

2 Як повинна встановлюватись муфта для з'єднання вала двигуна з редуктором в механізмі підйому вантажу?

3 Що таке коефіцієнт перевантаження кранового двигуна?

2.2 Задача 2

Визначити динамічні навантаження, що діють на механізм підйому одноківшевого екскаватора із заданими параметрами (табл. 3, 4) при $a_n = 2$ під час стопоріння ковша (рис. 1).

Порядок розрахунку

Так як привод екскаватора гідромеханічний і між насосом і турбінним колесом гідротрансформатора відсутній жорсткий кінематичний зв'язок (колеса одне щодо іншого проковзують), при динамічному розрахунку частину механічної системи між валом двигуна і насосним колесом гідрот-

рансформатора можна виключити з еквівалентної схеми.

Від загальної схеми, показаної на рис. 1.в, приведенням динамічних параметрів можна перейти до спрощеної еквівалентної схеми (рис.1, г).

Для рішення задачі потрібно розрахувати два випадки:

- перший: фрикційна муфта барабана лебідки механізму підйому при стопорінні ковша не проковзує;
- другий: фрикційна муфта при стопорінні ковша проковзує.

Таблиця 3 - Вихідні дані для розрахунку

<i>Параметр</i>	<i>Значення</i>
Вага ковша з вантажем Q , т	4
Момент інерції, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	
- вихідної ланки гідротрансформатора $J_{ГТ}$	1
- ковша з вантажем щодо осі напірного вала $J_{ков}$	42000
- рукояті ковша щодо осі $J_{рук}$	790
- барабана і фрикційної муфти лебідки щодо осі J_{θ}	29,2
Крутний момент, переданий гідротрансформатором $M_{ГТ}$, Н·м	1000
Моменти інерції елементів привода, розташованих між турбінним колесом гідротрансформатора і барабаном лебідки (рис. 1, б), $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	
- J_1	4,5
- J_2	1,42
Кутова швидкість, рад/с:	
- турбінного колеса ω_1	59
- повороту рукояті при підйомі ковша $\omega_{рук}$	0,115
Передатне число між:	
- гідротрансформатором і барабаном $i_{ГТ}$	20,7
- гідротрансформатором і елементами привода з моментом інерції J_1 , $i_{ГТ1}$	4,55
- елементами привода з моментами інерції J_2 та J_1 , $i_{1,2}$	4,55
- елементами привода з моментами інерції J_2 та $J_3 = J_{\theta}$, $i_{2,3}$	1,0
Радіус барабана лебідки і блоку головки стріли ($R_{\theta} = R_{\theta 1}$), мм	265
Кратність a_n поліспасти механізму підйому	2
Канат механізму підйому:	
- площа поперечного перетину Ω_K , м^2	$1,97 \cdot 10^{-4}$
- модуль пружності E_K матеріалу дротів, $\text{кН}/\text{м}^2$	$1,1 \cdot 10^{11}$
- довжина h_{Π} каната на ділянці від головки стріли до барабана лебідки, включаючи довжину одного витка, намотаного на барабан, м	8,5
Жорсткість (Н/м) елементів привода, розташованих між масами з моментами інерції (рис.1, в):	
- $J_{ГТ}$ і J_1 , $c'_{ГТ1}$	$1,05 \cdot 10^5$
- J_1 і J_2 , $c'_{1,2}$	$2,75 \cdot 10^6$
- J_3 і J_2 , $c'_{2,3}$	$2,62 \cdot 10^6$

Фрикційна муфта барабана не проковзує.

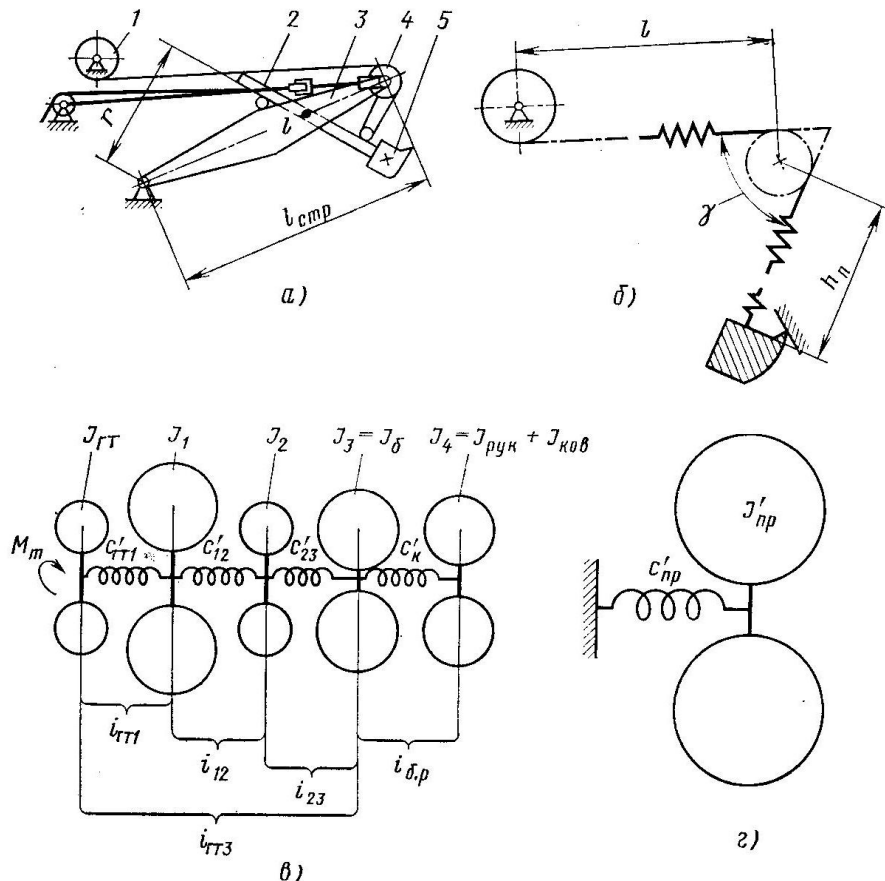
1. Момент інерції ковша з вантажем і рукоів'я, приведені до привідного вала механізму:

$$(J_{\text{ков}})'_{\text{пр.д}} = J_{\text{ков}} \frac{1}{i_{\delta,p}^2 \cdot i^2 \cdot \eta_0}; (J_{\text{рук}})'_{\text{пр.д}} = J_{\text{рук}} \frac{1}{i_{\delta,p}^2 \cdot i^2 \cdot \eta_0}$$

де η_0 - ККД від рукоів'я до привідного вала механізму ($\eta_0 = 0,9$);

$$i_{\delta,p} - \text{передатне число між рукоів'ям і барабаном } i_{\delta,p} = \frac{\omega_{\delta}}{\omega_{\text{рук}}},$$

де ω_{δ} , $\omega_{\text{рук}}$ - кутові швидкості барабана й рукоів'я відповідно.



а - загальна схема механізму; б - схема підйому ковша;
в - загальна еквівалентна схема; г - спрощена еквівалентна схема;
1 - механізм підйому ковша; 2 - рукоять; 3 - стріла; 4 - блок; 5 - ківш
Рисунок 1 - Схеми для розрахунку механізму підйому екскаватора

Для розглянутого випадку:

$$\omega_{\delta} = \frac{\omega_T}{i_{TT}} = \frac{59}{20,7} = 2,85 \text{ рад/с}; \quad i_{\delta,p} = 2,85 / 0,115 = 24,8;$$

$$(J_{\text{ков}})'_{\text{пр.д}} = \frac{42000}{24,8^2 \cdot 20,7^2 \cdot 0,9} = 0,177 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$(J_{\text{рук}})'_{\text{пр.д}} = \frac{790}{24,8^2 \cdot 20,7^2 \cdot 0,9} = 0,0033 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Таблиця 4 - Вихідні дані до задачі 2

Вар	Q, т	Моменти інерції елементів механізму, кг·м ²						Кутова швидкість, рад/с		Передатні числа			
		J _{ГТ}	J _{ков}	J _{рук}	J _б	J ₁	J ₂	ω ₁	ω _{рук}	i _{ГТ}	i _{ГТ1}	i _{1,2}	i _{2,3}
1	4	1	41000	780	28	4,5	1,4	55	0,11	20,1	4,54	4,52	1,1
2	4	1	42200	770	29	4,1	1,44	60	0,1	20	4,5	4,48	0,9
3	4	1	42100	785	28,4	4,3	1,43	58	0,112	20,3	4,51	4,54	1,0
4	4	1	42090	775	28,7	4,2	1,42	56	0,11	20,4	4,45	4,5	1,2
5	4	1	42300	800	29,1	4,4	1,45	57	0,114	20,5	4,52	4,51	0,8
6	4	1	43000	805	28,3	4,5	1,4	54	0,113	20,6	4,48	4,45	1,4
7	4	1	42600	795	28,1	4,1	1,44	55	0,11	20,1	4,54	4,52	1,3
8	4	1	42650	750	27	4,3	1,43	59	0,1	20	4,5	4,48	0,7
9	4	1	42700	760	28,5	4,2	1,42	61	0,112	20,3	4,51	4,54	1,5
10	4	1	42190	765	27,8	4,4	1,45	65	0,11	20,4	4,45	4,5	1,0
11	4	1	41900	755	29,2	4,5	1,4	56	0,114	20,5	4,52	4,51	1,1
12	4	1	42050	810	29	4,1	1,44	58	0,113	20,6	4,48	4,45	0,9
13	4	1	40000	772	28	4,3	1,43	52	0,11	20,1	4,54	4,52	1,0
14	4	1	40100	784	29,4	4,2	1,42	60	0,1	20	4,5	4,48	1,2
15	4	1	44000	786	28,5	4,4	1,45	58	0,112	20,3	4,51	4,54	0,8
16	4	1	42400	778	27,6	4,5	1,4	55	0,11	20,4	4,45	4,54	1,4
17	4	1	42800	800	27,9	4,1	1,44	50	0,114	20,5	4,52	4,5	1,3
18	4	1	41700	820	28,7	4,3	1,43	53	0,113	20,6	4,48	4,51	0,7
19	4	1	41300	740	29,1	4,2	1,42	64	0,11	20,1	4,54	4,45	1,5
20	4	1	42400	770	27,9	4,4	1,45	52	0,1	20	4,5	4,52	1,0
21	4	1	42600	755	28,7	4,5	1,4	59	0,112	20,3	4,51	4,48	1,1
22	4	1	45000	810	28,8	4,1	1,44	51	0,11	20,4	4,45	4,54	0,8
23	4	1	44500	796	29,1	4,3	1,43	55	0,114	20,5	4,52	4,51	0,9
24	4	1	42500	788	29	4,2	1,42	58	0,113	20,6	4,48	4,45	1,3
25	4	1	42050	790	29,2	4,5	1,42	59	0,115	20,7	4,5	4,55	1,0

2. Моменти інерції елементів привода, розташованих між привідним валом механізму й барабаном, приведені до привідного вала:

$$J'_{1 \text{ пр.д}} = J_1 \frac{1}{i_{ГТ1}^2 \cdot \eta_1} = \frac{4,5}{4,55^2 \cdot 0,97} = 0,225 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J'_{2 \text{ пр.д}} = J_2 \frac{1}{i_{ГТ1}^2 \cdot i_{1,2}^2 \cdot \eta_2} = \frac{1,42}{4,55^2 \cdot 4,55 \cdot 0,95} = 0,0035 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

3. Сумарний момент інерції механізму, приведений до привідного вала:

$$J'_{\text{пр.д}} = J_{ГТ} + J_б \frac{1}{i^2 \cdot \eta_T} + (J_{\text{ков}})'_{\text{пр.д}} + (J_{\text{рук}})'_{\text{пр.д}} + J'_{1 \text{ пр.д}} + J'_{2 \text{ пр.д}} =$$

$$= 1 + 29,2 \frac{1}{20,7^2 \cdot 0,91} + 0,177 + 0,0033 + 0,225 + 0,0035 = 1,484 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

4. Для розрахунку жорсткості каната лебідки, приведеної до привідного вала, необхідно визначити жорсткість каната:

$$\text{У місті підвісу вантажу } C_{II} = \frac{E_K \cdot \Omega_K \cdot a_{II}}{k_{II}} = \frac{1,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,97 \cdot 10^{-4}}{4,7} = 9,2 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

Продовження Табл. 4

Вар.	$M_{Гмь}$ Н·м	$R_{об}$ $R_{обь}$ мм	$\Omega_K, м^2$	$E_K, кН/м^2$	$h, м$	Жорсткість елементів привода, Н/м		
						$\tilde{n}'_{\Delta\partial I}$	$\tilde{n}'_{1,2}$	$\tilde{n}'_{2,3}$
1	1010	260	$1,96 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^{11}$	8,5	$1,06 \cdot 10^5$	$2,75 \cdot 10^6$	$2,6 \cdot 10^6$
2	990	255	$1,95 \cdot 10^{-4}$	$1,15 \cdot 10^{11}$	8,4	$1,03 \cdot 10^5$	$2,76 \cdot 10^6$	$2,5 \cdot 10^6$
3	1030	250	$1,94 \cdot 10^{-4}$	$1,09 \cdot 10^{11}$	8,6	$1,04 \cdot 10^5$	$2,72 \cdot 10^6$	$2,52 \cdot 10^6$
4	1040	264	$1,97 \cdot 10^{-4}$	$1,1 \cdot 10^{11}$	8,2	$1,05 \cdot 10^5$	$2,74 \cdot 10^6$	$2,55 \cdot 10^6$
5	1020	260	$1,96 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^{11}$	8	$1,06 \cdot 10^5$	$2,75 \cdot 10^6$	$2,65 \cdot 10^6$
6	1015	270	$1,96 \cdot 10^{-4}$	$1,15 \cdot 10^{11}$	8,7	$1,07 \cdot 10^5$	$2,73 \cdot 10^6$	$2,7 \cdot 10^6$
7	1000	252	$1,95 \cdot 10^{-4}$	$1,09 \cdot 10^{11}$	8,3	$1,06 \cdot 10^5$	$2,74 \cdot 10^6$	$2,4 \cdot 10^6$
8	1010	266	$1,94 \cdot 10^{-4}$	$1,1 \cdot 10^{11}$	8,5	$1,03 \cdot 10^5$	$2,75 \cdot 10^6$	$2,45 \cdot 10^6$
9	990	258	$1,97 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^{11}$	8,4	$1,04 \cdot 10^5$	$2,76 \cdot 10^6$	$2,42 \cdot 10^6$
10	1030	280	$1,96 \cdot 10^{-4}$	$1,15 \cdot 10^{11}$	8,6	$1,05 \cdot 10^5$	$2,72 \cdot 10^6$	$2,6 \cdot 10^6$
11	1040	245	$1,96 \cdot 10^{-4}$	$1,09 \cdot 10^{11}$	8,2	$1,06 \cdot 10^5$	$2,74 \cdot 10^6$	$2,32 \cdot 10^6$
12	1020	262	$1,95 \cdot 10^{-4}$	$1,1 \cdot 10^{11}$	8	$1,07 \cdot 10^5$	$2,75 \cdot 10^6$	$2,8 \cdot 10^6$
13	1015	252	$1,94 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^{11}$	8,7	$1,06 \cdot 10^5$	$2,73 \cdot 10^6$	$2,75 \cdot 10^6$
14	1000	267	$1,97 \cdot 10^{-4}$	$1,15 \cdot 10^{11}$	8,3	$1,03 \cdot 10^5$	$2,74 \cdot 10^6$	$2,56 \cdot 10^6$
15	1010	265	$1,96 \cdot 10^{-4}$	$1,09 \cdot 10^{11}$	8,5	$1,04 \cdot 10^5$	$2,75 \cdot 10^6$	$2,64 \cdot 10^6$
16	990	260	$1,96 \cdot 10^{-4}$	$1,1 \cdot 10^{11}$	8,4	$1,05 \cdot 10^5$	$2,76 \cdot 10^6$	$2,68 \cdot 10^6$
17	1030	268	$1,95 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^{11}$	8,6	$1,06 \cdot 10^5$	$2,72 \cdot 10^6$	$2,58 \cdot 10^6$
18	1040	272	$1,94 \cdot 10^{-4}$	$1,15 \cdot 10^{11}$	8,2	$1,07 \cdot 10^5$	$2,74 \cdot 10^6$	$2,61 \cdot 10^6$
19	1020	266	$1,97 \cdot 10^{-4}$	$1,09 \cdot 10^{11}$	8	$1,06 \cdot 10^5$	$2,75 \cdot 10^6$	$2,63 \cdot 10^6$
20	1015	259	$1,96 \cdot 10^{-4}$	$1,1 \cdot 10^{11}$	8,7	$1,03 \cdot 10^5$	$2,73 \cdot 10^6$	$2,48 \cdot 10^6$
21	1000	267	$1,96 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^{11}$	8,3	$1,04 \cdot 10^5$	$2,74 \cdot 10^6$	$2,46 \cdot 10^6$
22	1030	260	$1,95 \cdot 10^{-4}$	$1,15 \cdot 10^{11}$	8,6	$1,05 \cdot 10^5$	$2,73 \cdot 10^6$	$2,59 \cdot 10^6$
23	1040	248	$1,94 \cdot 10^{-4}$	$1,09 \cdot 10^{11}$	8,2	$1,06 \cdot 10^5$	$2,74 \cdot 10^6$	$2,69 \cdot 10^6$
24	1020	264	$1,97 \cdot 10^{-4}$	$1,1 \cdot 10^{11}$	8	$1,07 \cdot 10^5$	$2,72 \cdot 10^6$	$2,67 \cdot 10^6$
25	1000	265	$1,9 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^{11}$	8,5	$1,05 \cdot 10^5$	$2,75 \cdot 10^6$	$2,62 \cdot 10^6$

Приведена до обода блоку головки стріли жорсткість гілки каната поліспасти, що набігає на блок

$$C_{1K} = \frac{C_{II}}{a_{II}^2 \cdot \eta_{II}} = \frac{9,2}{2^2 \cdot 0,98} = 4,7 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

На ділянці від головки стріли до барабана

$$C_{2K} = \frac{E_K \cdot \Omega_K}{l} = \frac{1,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,97 \cdot 10^{-4}}{8,5} = 2,55 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

Загальна (приймаємо $\gamma = 60^\circ$, рис.1, б)

$$C_K = C_{2K} + C_{1K} \cos^2 \gamma = 2,55 + 4,7 \cdot 0,25 = 3,73 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

Кутова, приведена до осі барабана

$$C'_{К.Б} = C_K \cdot R_{об}^2 = 3,73 \cdot 10^6 \cdot 0,265^2 = 2,62 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}.$$

Кутова, приведена до приводного вала

$$C'_{К.Д} = \frac{C'_{К.Б}}{i_{ГТ1}^2 \cdot \eta_T} = \frac{2,62 \cdot 10^5}{20,7^2 \cdot 0,91} = 6,7 \cdot 10^2 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}.$$

5. Жорсткість елементів привода, розташованих між привідним валом і барабаном, приведена до привідного вала:

$$C'_{ГТ1Д} = \frac{C'_{Г1}}{i_{ГТ1}^2 \cdot \eta_1} = \frac{105 \cdot 10^3}{4,55^2 \cdot 0,97} = 5,23 \cdot 10^3 \text{ Н / м};$$

$$C'_{12Д} = \frac{C'_{12}}{i_{ГТ1}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot \eta_2} = \frac{2,75 \cdot 10^6}{4,55^2 \cdot 4,55^2 \cdot 0,95} = 6,86 \cdot 10^3 \text{ Н / м};$$

$$C'_{23Д} = \frac{C'_{23}}{i_{ГТ1}^2 \cdot \eta_T} = \frac{2,62 \cdot 10^6}{20,7^2 \cdot 0,91} = 6,72 \cdot 10^3 \text{ Н / м}.$$

6. Сумарна жорсткість механізму, приведена до привідного вала:

$$C'_{ПР.Д} = \frac{1}{\frac{1}{C'_{К.Д}} + \frac{1}{C'_{ГТ1.Д}} + \frac{1}{C'_{12.Д}} + \frac{1}{C'_{23.Д}}} = \frac{C'_{К.Д}}{1 + \frac{C'_{К.Д}}{C'_{ГТ1.Д}} + \frac{C'_{К.Д}}{C'_{12.Д}} + \frac{C'_{К.Д}}{C'_{23.Д}}} =$$

$$= \frac{6,7 \cdot 10^2}{1 + \frac{0,67}{5,23} + \frac{0,67}{6,86} + \frac{0,67}{6,72}} = 5,07 \cdot 10^2 \text{ Н / м}.$$

7. Динамічне навантаження на привідному валу механізму

$$M_{F.\max} = \omega \sqrt{C'_{ПРД} J'_{ПРД}} + M_{ГТ} = 59 \sqrt{5,07 \cdot 10^2 \cdot 1,484} + 1000 = 2620 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Відповідному даному виду навантаження коефіцієнт динамічності

$$K_D = M_{ГТ} / M_{F.\max} = 2620 / 1000 = 2,62.$$

Фрикційна муфта барабана проковзує.

У цьому випадку динамічні зусилля діють лише на ті елементи привода, які розташовані між ківшем і барабаном. Момент, що підведений до цих елементів від двигуна, відповідає моменту M_ϕ запобіжної муфти.

1. Розрахунковий момент, переданий фрикційною муфтою при коефіцієнті запасу зчеплення $\beta_\phi = 1,25$:

$$M_\phi = M_{ГТ} i_{ГТ} \eta_T \beta_\phi = 1,25 \cdot 1000 \cdot 20,7 \cdot 0,91 = 23500 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Сумарний момент інерції елементів механізму, розташованих до фрикційної муфти (з боку ковша), приведений до вісі барабана.

Момент інерції ковша з вантажем, приведений до вісі барабана:

$$(J_{ков})'_{ПР.Д} = J_{ков} \frac{1}{i_{б.р}^2 \cdot \eta_{б.р}} = \frac{42000}{24,8^2 \cdot 0,98} = 69,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент інерції рукояті, приведений до осі барабана:

$$(J_{рук})'_{ПР.Д} = J_{рук} \frac{1}{i_{б.р}^2 \cdot \eta_{б.р}} = \frac{790}{24,8^2 \cdot 0,98} = 1,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Сумарний момент інерції приведений до вісі барабана:

$$J'_{ПР.Б} = J_\phi + (J_{ков})'_{ПР.Б} + (J_{рук})'_{ПР.Б} = 1,32 + 29,2 + 69,7 = 100,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

3. Сумарна жорсткість елементів механізму, розташованих до фрикційної муфти барабана (з боку ковша).

Приведена до вісі барабана (значення $C'_{К.Б}$ було визначено вище):

$$C'_{ПР.Б} = C'_{К.Б} = 262 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

4. Момент від дії на барабан динамічного зусилля

$$M_{F.\max} = \omega_1 \sqrt{C'_{PP.B} J'_{PP.B}} + M_\phi = 2,85 \sqrt{2,62 \cdot 10^5 \cdot 100,2} + 23500 = 38100 \text{ Н} / \text{м}.$$

$$\text{Коефіцієнт динамічності } K_D = M_{F.\max} / M_\phi = 38100 / 23500 = 1,62.$$

При порівнянні результатів розрахунку можна зробити висновок, що установка муфти граничного моменту дозволила значно знизити динамічні зусилля, що діють на елементи привода механізму підйому ковша при його стопорінні.

Контрольні питання до задачі 2

1 Який вигляд має динамічна схема механізму підйому ковша одноківшевого екскаватора?

2 За якою формулою визначається сумарна жорсткість механізму підйому ковша, приведена до привідного вала?

2.3 Задача 3

Визначити необхідне гальмове зусилля для механізму пересування пневмоколісної машини (табл. 5) з параметрами:

- | | |
|---|-------|
| - маса машини m , т | 10; |
| - передатне число трансмісії i | 8,6; |
| - частота обертання вала двигуна n_D , об/хв | 1800; |
| - радіус кочення коліс r_K , м | 0,53; |
| - приведений до вала двигуна момент інерції привода механізму пересування J_D , кг·м ² | 3,5; |
| - момент інерції ведучих коліс J_K , кг·м ² | 25; |
| - ККД трансмісії η | 0,88; |
| - максимальний шлях гальмування $S_{T.\max}$, м | 10. |

Порядок розрахунку

1. Швидкість машини перед гальмуванням

$$V = \frac{0,105 n_D r_K}{i} = \frac{0,105 \cdot 1800 \cdot 0,53}{8,6} = 11,7 \text{ м} / \text{с}.$$

2. Необхідний час гальмування

$$t_T = \frac{2S_{T.\max}}{V} = \frac{2 \cdot 10}{11,7} = 1,7 \text{ с}.$$

3. Сумарна маса частин, що рухаються, приведена до коліс:

$$\begin{aligned} m_{T.PP.K} &= \left(m + J_K \frac{1}{r_K^2} \right) + \delta J_K \frac{1}{r_K^2} i^2 \frac{1}{\eta} = \\ &= \left(10000 + 25 \cdot \frac{1}{0,53^2} \right) + 1,15 \cdot 3,5 \cdot \frac{1}{0,53^2} \cdot 8,6^2 \frac{1}{0,88} = 11296 \text{ Н}. \end{aligned}$$

4. Гальмове зусилля на колесах машини при $P_C = 2500 \text{ Н}$:

$$P_{T.K} = m'_{T.PP.K} \frac{V}{V_T} - P_C = 11296 \frac{11,7}{1,7} - 2500 = 75243 \text{ Н}.$$

Таблиця 5 - Вихідні дані до задачі 3

Вар.	m, m	i	$n_d,$ об/хв	r_k, m	$J_d,$ кг·м ²	$J_k,$ кг·м ²	η	$S_{T_{max}},$ м
1	10	8,6	1800	0,52	3,2	24	0,88	10
2	9,8	8,5	1760	0,54	3,3	27		
3	10,2	8,7	1840	0,53	3,4	22		
4	9,6	8,4	1720	0,55	3,7	26		
5	10	8,8	1740	0,52	3,2	25		
6	9,54	8,7	1800	0,54	3,3	24		
7	10,1	8,4	1760	0,53	3,4	27		
8	10	8,6	1840	0,55	3,5	22		
9	9,8	8,5	1720	0,52	3,2	26		
10	10,2	8,7	1740	0,54	3,3	25		
11	9,6	8,4	1800	0,53	3,4	24		
12	10	8,8	1760	0,55	3,7	27		
13	9,54	8,7	1840	0,52	3,2	22		
14	10,1	8,4	1720	0,54	3,3	26		
15	10	8,6	1740	0,53	3,4	25		
16	9,8	8,5	1800	0,55	3,7	24		
17	10,2	8,7	1760	0,52	3,2	27		
18	9,6	8,4	1840	0,54	3,3	22		
19	10	8,8	1720	0,53	3,4	26		
20	9,54	8,7	1740	0,55	3,7	25		
21	10,1	8,4	1800	0,52	3,2	24		
22	9,8	8,8	1760	0,54	3,3	27		
23	10,2	8,7	1840	0,53	3,4	22		
24	9,6	8,4	1720	0,55	3,7	26		
25	10	8,8	1820	0,53	3,5	25		

Найбільше гальмове зусилля буде потрібно при гальмуванні машини, що рухається вниз по склону.

При куті нахилу $\alpha = 5^\circ$ необхідне гальмове зусилля

$$P_{T.K} = m'_{T.пр.к} \frac{V}{V_T} - P_C + G \cdot \sin \alpha = 11296 \frac{11,7}{1,7} - 2500 + 98100 \cdot 0,087 = 83778H.$$

Контрольні питання до задачі 3

- 1 Які навантаження виникають під час роботи механізму пересування пневмоколісної машини?
- 2 Коли гальмові зусилля набувають найбільшого значення?
- 3 Для чого сумарна маса машини приводиться до коліс?

2.4 Задача 4

Визначити необхідний гальмівний момент на валу двигуна механізму підйому вантажу (табл. 6).

- вантажопідйомність Q , т

15;

- приведений до вала двигуна момент інерції

- привода механізму підйому J_D , кг·м² 0,77;
- радіус барабана лебідки R_B , м 0,25;
- передатне число редуктора i_p 37,7;
- передатне число відкритої зубчастої пари i_0 2,31;
- кратність поліспасти a_n 2;
- ККД привода η_M 0,93;
- ККД поліспасти η_{II} 0,95;
- номінальна частота обертання вала двигуна n_D , об/хв 965.

Таблиця 6 - Вихідні дані до задачі 4

Вар.	Q , t	J_D , $кг \cdot м^2$	R_B , $м$	n_D , $об/хв$	i_p	i_0	η_{II}	a_n	η_M , $м$
1	14,5	0,7	0,22	840	35	2,22	0,95	2	0,93
2	16	0,72	0,26	860	37	2,3			
3	12	0,8	0,24	940	36	2,25			
4	18	0,74	0,25	1050	36,5	2,32			
5	15	0,76	0,2	965	35,4	2,28			
6	14,5	0,75	0,21	840	37,2	2,26			
7	16	0,73	0,26	860	35	2,31			
8	12	0,7	0,22	940	37	2,22			
9	18	0,72	0,26	1050	36	2,3			
10	15	0,8	0,24	965	36,5	2,25			
11	14,5	0,74	0,25	840	35,4	2,32			
12	16	0,76	0,2	860	37,2	2,28			
13	12	0,75	0,21	940	35	2,26			
14	18	0,73	0,26	1050	37	2,31			
15	15	0,7	0,22	965	36	2,22			
16	14,5	0,72	0,26	840	36,5	2,3			
17	16	0,8	0,24	860	35,4	2,25			
18	12	0,74	0,25	940	37,2	2,32			
19	18	0,76	0,2	1050	35	2,28			
20	15	0,75	0,21	965	37	2,26			
21	14,5	0,73	0,26	840	36	2,31			
22	16	0,72	0,2	860	36,5	2,32			
23	12	0,8	0,21	940	35,4	2,28			
24	18	0,74	0,26	1050	37,2	2,26			
25	15	0,78	0,28	965	37,7	2,1			

Порядок розрахунку

1. Загальне передатне число та ККД редуктора і зубчастої пари:

$$i = i_p \cdot i_0 = 37,7 \cdot 2,31 = 87,3; \quad \eta = \eta_M \cdot \eta_{II} = 0,93 \cdot 0,95 = 0,88.$$

2. Статичний момент від сил опору, приведений до вала двигуна при гальмуванні:

$$M'_{CT} = \frac{QR_B \eta}{2a_n i} = \frac{147000 \cdot 0,25 \cdot 0,88}{2 \cdot 2 \cdot 87,3} = 92,6 H \cdot м.$$

3. Сумарний момент інерції механізму, приведений до вала двигуна:

$$J'_{T.ПР} = \delta J_D + \frac{mR_6^2}{i^2 a_n^2} \eta = 1,20 \cdot 0,77 + \frac{15000 \cdot 0,25^2}{87,3^2 \cdot 2^2} \cdot 0,88 = 0,956 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

4. Надлишковий гальмівний момент при часі гальмування $t_0 = 1\text{н}$:

$$M'_{ИЗБ.Д} = J'_{T.ПР} \frac{0,105 n_D}{t_T} = 0,956 \frac{0,105 \cdot 965}{1} = 97 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5. Момент, що створюється гальмом на валу двигуна:

$$M_{T.Д} = J'_{T.ПР} \frac{0,105 n_D}{t_T} + M'_{СТ.Д} = 97 + 92,6 = 189,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6. Гальмівний момент із урахуванням коефіцієнта запасу відповідно до режиму експлуатації $\beta_T = 1,75$: $M_T = M_{Cm} \cdot \beta_T = 92,6 \cdot 1,75 = 162 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

Для подальшого розрахунку і вибору гальма треба прийняти більше із двох розрахункових значень гальмівного моменту ($M_T = 189,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$).

Контрольні питання до задачі 4

1 З якою метою потрібно визначення гальмівного моменту на валу двигуна механізму підйому вантажу?

2 Чому із отриманих значень гальмівного моменту для подальшого розрахунку і вибору гальма потрібно використовувати найбільше?

2.5 Задача 5

Визначити динамічні зусилля, що діють на робоче обладнання бульдозера ($\eta = 0,85$) при впровадженні його в штабель щебеню (табл. 7).

- маса бульдозера m_2 , т	12;
- приведений до вала двигуна момент інерції привода механізму J_D , кг·м ²	4,9;
- номінальна потужність двигуна N_D , кВт	103;
- частота обертання двигуна n_D , об/хв	1070;
- радіус привідних зірочок гусеничного ходу r , м	0,3;
- передатні числа трансмісії при роботі на передачі:	
- першій i_I	70,4;
- другій i_{II}	43,07;
- третій i_{III}	30,17;
- четвертій i_{IV}	19,31;
- п'ятій i_V	15,03;
- поздовжня жорсткість робочого обладнання бульдозера c_1 , Н/м	10^7 ;
- жорсткість щебеню у штабелі c_2 , Н/м	$49 \cdot 10^3$;
- ККД трансмісії η	0,85.

Порядок розрахунку

1. Момент на валу двигуна:

$$M_D = \frac{9550 N_D}{n_D} = \frac{9550 \cdot 103}{1070} = 920 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таблиця 7 - Вихідні дані до задачі 5

Вар	$m_2,$ т	$J_D,$ кг·м ²	$N_D,$ кВт	$n_D,$ об/хв	$r,$ м	Передавні числа					$c_1,$ Н/м	$c_2,$ Н/м
						i_I	i_{II}	i_{III}	i_{IV}	i_V		
1	11,5	4,5	100	960	0,25	68,5	43	30,1	19,3	15,02	10 ⁷	47·10 ³
2	12,2	5,2	102	1040	0,28	70	42,8	29,5	19	15		
3	11,9	4,4	98	980	0,31	69,2	43,2	30,2	18,8	14,9		
4	12	4,7	105	1020	0,26	72	42,5	29,8	19,4	15,1		
5	10,8	5	104	1070	0,34	69	44	30,1	19,3	14,88		
6	11,5	5,2	101	940	0,3	70,4	43,02	29,5	19	15,04		
7	12,2	5,1	110	960	0,25	68,5	43	30,2	18,8	15,02		
8	11,9	4,8	103	1040	0,28	70	42,8	29,8	19,4	15		
9	12	4,5	100	980	0,31	69,2	43,2	30,1	19,3	14,9		
10	10,8	5,2	102	1020	0,26	72	42,5	29,5	19	15,1		
11	11,5	4,4	98	1070	0,34	69	44	30,2	18,8	14,88		
12	12,2	4,7	105	940	0,3	70,4	43,02	29,8	19,4	15,04		
13	11,9	5	104	960	0,25	68,5	43	30,1	19,3	15,02		
14	12	5,2	101	1040	0,28	70	42,8	29,5	19	15		
15	10,8	5,1	110	980	0,31	69,2	43,2	30,2	18,8	14,9		
16	11,5	4,8	103	1020	0,26	72	42,5	29,8	19,4	15,1		
17	12,2	4,5	100	1070	0,34	69	44	30,1	19,3	14,88		
18	11,9	5,2	102	940	0,3	70,4	43,02	29,5	19	15,04		
19	12	4,4	98	960	0,25	68,5	43	30,2	18,8	15,02		
20	10,8	4,7	105	1040	0,28	70	42,8	29,8	19,4	15		
21	11,9	5	104	980	0,31	69,2	43,2	30,1	19,3	14,9		
22	12	5,2	101	1020	0,26	72	42,5	29,5	19	15,1		
23	10,8	5,1	110	1070	0,34	69	44	30,2	18,8	14,88		
24	11,5	4,8	108	940	0,32	70,2	43,02	29,8	19,4	15,04		
25	12	4,7	103	1070	0,3	70,4	43,07	30,1	19,31	15,03		

2. Для кожної передачі:

- момент на привідних зірочках $M_{P.K} = M_D \cdot i \cdot \eta$;

- рушійне зусилля на привідних зірочках: $P_P = \frac{M_{P.K}}{r}$;

- швидкість бульдозера $v = \frac{0,105 n_D}{i}$;

- маса обертових частин привода, приведена до привідних котків:

$$m_1 = \delta \cdot J_D \frac{1}{r^2} i^2 + J_K \frac{1}{r^2} \approx \delta \cdot J_D \frac{1}{r^2} i^2 = 1,2 J_D \frac{1}{r^2} i^2;$$

- надлишкове зусилля привода, приведенне до обода привідних зірочок (при цьому статичний опір або опір коченню $P_C = G f_K = 118000 \cdot 0,07 = 8260 \text{ Н}$ при $f_K = 0,07$): $P_{Изб} = P_P - P_C$.

3. Приведена жорсткість системи «робоче обладнання - штабель щебеню»: $c = c_1 c_2 / (c_1 + c_2)$

Так як жорсткість робочого обладнання значно більше жорсткості взаємодіючого з ним матеріалу: $c \approx c_2 = 4,9 \cdot 10^4 \text{ Н / м}$.

4. Частота власних коливань системи:

$$k = \sqrt{\frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}}$$

5. Динамічні навантаження, що діють на робоче обладнання бульдозера:

$$F_{\max} = \frac{cV}{k} + \frac{m_2 \cdot P_{\text{Ізб}}}{m_1 + m_2} + P_C$$

Результати розрахунку зведені до таблиці 3.

Таблиця 8 - Результати розрахунку

Параметр	Передача				
	I	II	III	IV	V
$M_{P.K}, \text{ Н м}$	55000	34200	23420	15000	12200
$P_P, \text{ Н}$	183500	114000	78000	50000	40600
$V, \text{ м/с}$	0,477	0,78	1,12	1,74	2,15
$m_1, \text{ Н}$	323000	121000	59100	24400	16000
$P_{\text{Ізб}}, \text{ Н}$	175240	105740	69740	41740	31340
$k, \text{ Гц}$	7,1	7,33	7,67	8,55	9,25
$F_{\max}, \text{ Н}$	17820	23040	29110	31810	33060
$k_D = \frac{F_{\max}}{P_C}$	2,16	2,78	3,51	3,84	4,05

Аналізуючи вплив окремих складових на F_{\max} , видно, що на нижчих передачах найбільший вплив на динамічні навантаження робочого обладнання бульдозера робить складова сили F_{\max} , що залежить від надлишкового тягового зусилля на двигунах машини. На вищих передачах значно зростає вплив першої складової величини F_{\max} , що залежить від швидкості, з якої відвал бульдозера впроваджується в матеріал, і від приведеної жорсткості робочого обладнання і матеріалу.

Контрольні питання до задачі 5

1 Як відбувається процес впровадження робочого обладнання бульдозера в штабель щебеню?

2 Як визначити приведену жорсткість системи «робоче обладнання - штабель щебеню»?

3 Які параметри є найбільш впливовими на динамічні навантаження

робочого обладнання бульдозера під час його роботи?

2.6 Задача 6

Визначити динамічне зусилля, що діє на механізм обертання баштового крана ($\eta=0,474$) при пуску двигуна (табл. 9).

- вантажопідйомність крана Q , т	7,5;
- частота обертання стріли n_0 , об/хв	0,5;
- виліт стріли R_0 , м	25;
- потужність двигуна механізму обертання N_d , кВт	7,5;
- частота обертання вала двигуна n_d , об/хв	680;
- максимальний пусковий момент двигуна $M_{п.д}$, Н·м	158;
- приведений до вала двигуна момент інерції привода механізму J_d , кг·м ²	0,2;
- момент інерції поворотної частини крана без вантажу щодо осі обертання J_0 , кг·м ²	6750000;
- статичний момент опору обертанню M_c , Н·м	50000;
- ККД механізму η	0,474.

Порядок розрахунку

1. Пусковий момент на валу двигуна

$$M_{п.д} = K_{п} \frac{9550N_d}{n_d} = 1,5 \frac{9550 \cdot 7,5}{680} = 158 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Передатне число механізму

$$i = \frac{n_d}{n_0} = \frac{680}{0,5} = 1360.$$

3. Пусковий момент двигуна, приведений до вісі обертання крана

$$M_{р.0} = M_{п.д} \cdot i \cdot \eta = 158 \cdot 1360 \cdot 0,474 = 102000 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4. Надлишковий момент на вісі крана

$$M_{изб.0} = M_{р.0} - M_c = 102000 - 50000 = 52000 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5. Момент інерції обертових частин привода, приведений до вісі обертання.

При цьому визначення моментів інерції безпосередньо не пов'язується із визначенням рухомого або надлишкового моментів, тому величину J_1 варто знаходити без врахування η :

$$J_1 = J_{пр.0} = \delta J_d i^2 = 1,2 \cdot 0,2 \cdot 1360^2 = 454400 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

6. Сумарний момент інерції обертової частини крана й вантажу

$$J_2 = J_0 + mR_0^2 = 6750000 + 7500 \cdot 25^2 = 11437500 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Таблиця 9 - Вихідні дані до задачі 6

Вар.	$Q,$ t	$n_0,$ $об/хв$	$R_0,$ $м$	$N_д,$ $кВт$	$n_д,$ $об/хв$	$M_{п.д},$ $Н·м$	$J_д,$ $кг·м^2$	$J_0,$ $кг·м^2$	$M_с,$ $Н·м$
1	7	0,44	22	7	620	150	0,18	6750500	50100
2	7,2	0,52	24	7,2	720	146	0,22	6751000	52000
3	8	0,45	20	8	680	154	0,2	6745000	51050
4	10	0,5	26	8,4	650	180	0,19	6750000	50000
5	9	0,44	25	7,5	800	160	0,24	6750500	50100
6	8,5	0,52	24	6,8	620	152	0,18	6751050	52000
7	7,5	0,45	21	7	720	149	0,22	6745000	51050
8	7	0,5	22	7,2	680	157	0,2	6750000	50000
9	7,2	0,44	24	8	650	158	0,19	6750500	50100
10	8	0,52	20	8,4	800	150	0,24	6751000	52000
11	10	0,45	26	7,5	620	146	0,18	6745000	51050
12	9	0,5	25	6,8	720	154	0,22	6750000	50000
13	8,5	0,44	24	7	680	180	0,2	6750550	50100
14	7,5	0,52	21	7,2	650	160	0,19	6751000	52000
15	7	0,45	22	8	800	152	0,24	6745000	51050
16	7,2	0,5	24	8,4	620	149	0,18	6750000	50000
17	8	0,44	20	7,5	720	157	0,22	6750500	50100
18	10	0,52	26	6,8	680	158	0,2	6751000	52000
19	9	0,45	25	7	650	180	0,19	6745000	51050
20	8,5	0,5	24	7,2	800	160	0,24	6750000	50000
21	7,5	0,44	21	8	620	152	0,18	6750500	50100
22	7,2	0,52	22	8,4	720	149	0,22	6751000	52000
23	8	0,45	24	7,5	680	157	0,2	6745050	51050
24	10	0,56	20	6,8	650	160	0,19	6750000	50150
25	9	0,5	25	7,5	680	158	0,2	6750000	50000

7. Динамічний момент, що сприймається поворотною частиною крана

$$M_{F.\max} = \frac{2J_2 M_{\text{Ізб}}}{J_1 + J_2} + M_C = \frac{2 \cdot 11437500 \cdot 52000}{454400 + 11437500} + 50000 = 150000 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

8. Коефіцієнт динамічності

$$K_д = \frac{M_{F.\max}}{M_C} = \frac{150000}{50000} = 3.$$

Контрольні питання до задачі 6

1 Які навантаження виникають під час роботи механізму обертання баштового крана?

2 Які параметри характеризує коефіцієнт динамічності?

Література

1 Никитин К.Д., Марьясов В.Г., Специальные металлургические краны. - Красноярск: Изд-во Красноярского ун-та, 1989. - 232с.

2 Петухов П.З., Ксюнин Г.П., Серлин Л.Г. Специальные краны. - М.: Машиностроение, 1985. - 248 с.

3 Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. - М.: Машиностроение, 1987. - 157 с.

4 Огурцов А.П., Мамаев Л.М., Скрипник Е.Т., Зінченко В.І. Механіка віброактивності та вітрозахисту машин. - К.: НМЦ ВО МОНУ, 2002. - 368с.

5 Ловейкин В.С., Нестеров А.П. Динамическая оптимизация подъемных машин. - Луганск: Изд-во СНУ, 2002. - 368 с.

6 Справочник по кранам: В 2 т. / М.П.Александров, М.М.Гохберг, А.А.Ковин и др.; Под общ. Ред. М.М.Гохберга. - Л.: Машиностроение, 1988. - Т. 1. - 536 с.

7 Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины. - К.: Выща школа, 1989. - 328 с.

8 Справочник по кранам: В 2 т. / М.П.Александров, М.М.Гохберг, А.А.Ковин и др.; Под общ. Ред. М.М.Гохберга. - Л.: Машиностроение, 1988. - Т. 2. - 559 с.

9 Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. - М.: Машиностроение, 1975. - 431 с.

10 Герасимьяк Р.П., Параил В.А. Электроприводы крановых механизмов. - М.: Энергия, 1970. - 133 с.

11 Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. - М.: Машиностроение, 1983. - 478 с.

13 Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. - М.: Машиностроение, 1962. - 264 с.

14 Панкратов С.А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ. - М.: Машиностроение, 1967. - 442 с.

15 Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. - Киев: Наук. думка, 1988. - 736 с.

16 Казак С.А. Динамика мостовых кранов. - М.: Машиностроение, 1967. - 331 с.

17 Гоберман Л.А., Степанян К.В., Яркин В.С., Заленский В.С. Теория, конструирование и расчет строительных и дорожных машин. - М.: Машиностроение, 1979. - 407с.

18 Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. - М.: Высш.шк., 1981.-335с.

19 Расчеты крановых механизмов с применением электронных таблиц EXCEL: Учебное пособие для студентов технических вузов / А.М.Маковский, П.Ф.Лях, И.А.Лукьянов. -Краматорск: ДГМА, 2003-172с.

20 Назаренко І. І. Машини для виробництва будівельних матеріалів. - К.: КНУБА, 1999. - 488с.