

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДОНБАСКА ДЕРЖАВНА МАШИНОБУДІВЕЛЬНА АКАДЕМІЯ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**До практичних робіт з дисципліни
«Математичне моделювання динамічних параметрів підйомних машин»**

Розглянуто і схвалено
на засіданні кафедри підйомно-
транспортних і металургійних машин
Протокол № 21 від 20 червня 2023 р.

Краматорськ-Тернопіль 2023

УДК 621.873

Методичні вказівки до практичних , самостійних та контрольних робіт з дисципліни «Математичне моделювання динамічних параметрів підйомних машин» Дорохов М.Ю. Краматорськ: ДДМА, 2022. 22с.

Розглянуто і схвалено на засіданні кафедри підйомно-транспортних і металургійних машин
Протокол № 21 від 20 червня 2023 р.

Електронне навчальне видання

Укладач М.Ю. Дорохов, доцент

ЗМІСТ

1 Практична робота № 1. Розрахунок динамічних навантажень абсолютно жорстких кранових механізмів.....	4
2 Практична робота № 2. Розрахунок пружної динамічної схеми механізму підйому крана для випадку підймання вантажу "з ваги"	13
Література	39
Додаток А	40
Додаток Б	42

1 ПРАКТИЧНА РОБОТА № 1

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ АБСОЛЮТНО ЖОРСТКИХ КРАНОВИХ МЕХАНІЗМІВ

1.1 Мета роботи:

- Складання розрахункової динамічної схеми механізму підйому;
- Визначення параметрів динамічної схеми;
- Побудова діаграми розподілу динамічних навантажень по схемою кінематичного ланцюга механізму при пуску та гальмуванні;
- Розрахунок динамічних коефіцієнтів.

1.2 Теоретична частина

Під розрахунковою динамічною схемою конкретного реального механізму розуміється модель цього механізму, яка має задовольняти двом головним вимогам:

1 Модель повинна відображати основні фізичні властивості реального механізму /рівень та характер зміни зовнішніх навантажень, що діють на механізм, та навантажень, що діють на окремі деталі механізму; швидкості та прискорення деталей; зазорів у кінематичних парах і т. д./,

2 За складністю модель повинна бути такою, щоб, використовуючи звичайні диференціальні рівняння, можна було без істотних труднощів і досить швидко отримати результати, що відображають реальний фізичний процес.

Критерієм правильності обраної розрахункової динамічної схеми є хороше узгодження теоретичних та експериментальних даних, отриманих відповідно при теоретичному дослідженні динамічної схеми та при експериментальному випробуванні реального механізму.

Як зазначається у ряді робіт, розрахункова динамічна схема кранового механізму може бути представлена у вигляді дискретних точкових мас, що поєднують з центрами тяжкості реальних деталей механізму і навісними ланками, що з'єднуються між собою. Залежно від конструкції конкретного механізму та поставленої задачі ланки можна приймати абсолютно жорсткими, абсолютно пружними або пружними.

Найбільша точність щодо рівня і характеру розподілу динамічних навантажень у сполучних ланках кранових механізмів досягається щодо лінійних упруговязких розрахункових динамічних схем.

Механізм підйому вантажу /рис.1. 1,а /, в динамічному відношенні може бути представлений у вигляді системи мас, що здійснюють поступальний /рис.1.1,б/, або обертальний /рис.1.1,в/, рух.

У першому випадку всі маси механізму, жорсткості з'єднують їх ланки і зовнішні навантаження призводять до вантажу. При цьому вся система мас рухається зі швидкістю, що дорівнює швидкості вантажу $V_{гр}$. Маси J_1, \dots, J_5 і сполучні крутильні жорсткості $Z_{1к}, \dots, C_{5к}$ реального механізму призводять до мас $m_1^{np}, \dots, m_5^{np}$ і лінійним жорсткостям $C_{1л}^{np}, \dots, C_{5л}^{np}$ динамічної системи, а момент двигуна $M_{дв}$ – до зусилля $F_{дв}$. Без змін залишаються маси вантажу $m_g = Q = G/g$, що враховує і масу підвіски, лінійна жорсткість і вантажного поліспасту і вага вантажу G .

У другому випадку маси, жорсткості та навантаження наводяться на вал двигуна і вся система здійснює обертальний рух з кутовою швидкістю двигуна $\omega_{об}$. Маси J_5, \dots, J_8 і m_9 реального механізму наводиться до мас /моментам інерції мас/ $J_5^{np}, \dots, J_9^{np}$, крутильні жорсткості $Z_{4к}, \dots, C_{6к}$ і лінійна жорсткість $Z_{6л}$ – крутильної жорсткості: $C_{4к}^{np}, \dots, C_{6к}^{np}$, а вага вантажу G – до вантажного моменту $\mu_{пр}$. Порівняно з реальним механізмом незмінними залишаються параметри: $\mu_{об}$, $J_1, J_4, C_{1до}, \dots, Z_{3к}$.

У цій роботі завдання досягнення високої точності визначення динамічних навантажень не ставиться, а переслідуються цілі, викладені у п.1.1. Тому сполучні ланки приймаються цілком твердими. Крім того, враховуючи, що більшість мас реального механізму /див.рис.1.1, а/здійснюють обертальний рух, а також об'єднуючи в одну маси редуктора, представимо розрахункову схему механізму при пуску на підйом вантажу у вигляді, показаному на рис. 1.2 а.

На рис.1.2, а позначені:

$J_1 = J_{об}$ - Момент інерції ротора двигуна, $кгм^2$;

$J_2 = J_m$ - момент інерції сполучної муфти, $кгм^2$;

$J_3 = J_{mm}$ - момент інерції сполучної муфти з гальмівним шківом, $кгм^2$;

J_4 – сумарний наведений момент інерції елементів, що обертаються редуктора, $кгм^2$;

J_5 - Наведений момент інерції барабана з вбудованою в нього зубчастою муфтою, $кгм^2$;

J_6 - Наведений момент інерції вантажу з гаковою підвіскою, $кгм^2$.

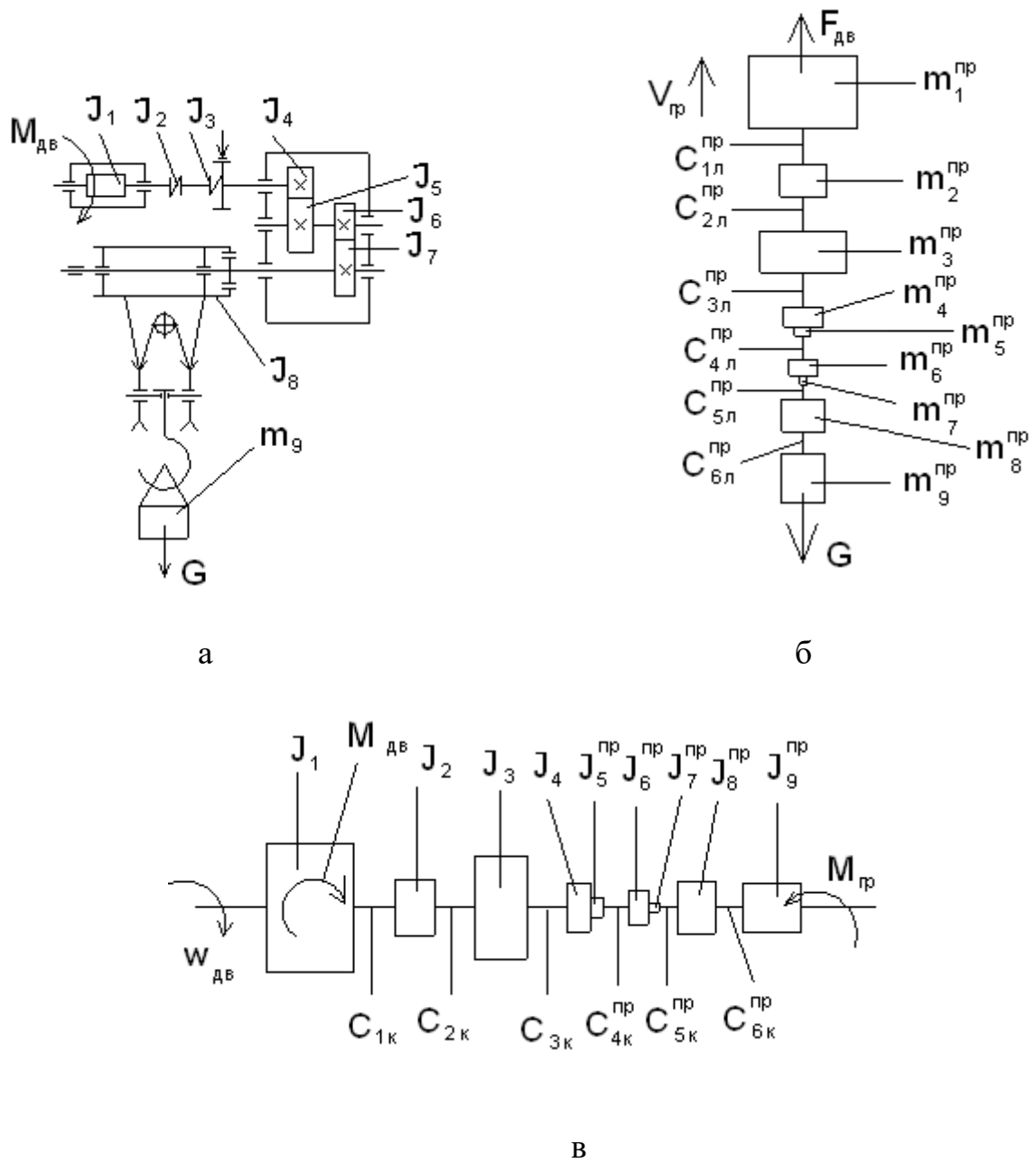
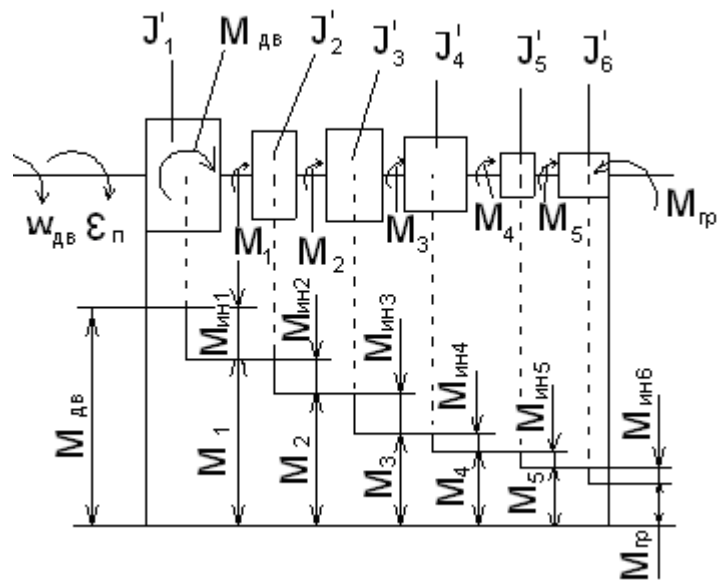
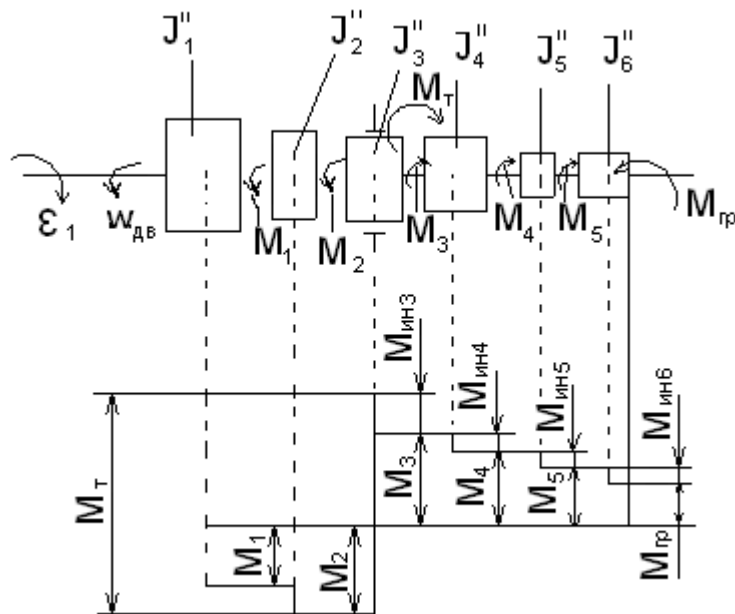


Рисунок 1.1 – Кінематична (а) та динамічні (б, в) схеми механізму підйому



а



б

Рисунок 1.2 – Розподіл динамічних навантажень за довжиною

Наведені моменти інерції обчислюються за такою формулою:

$$J_4^I = (0,1..0,2)(J_1^I + J_2^I + J_3^I), /1.1/$$

$$J_5^I = \frac{m_a D_a^2}{6U_p^2 \eta_{i\ddot{\alpha}\ddot{\alpha}}}, /1.2/$$

$$J'_6 = \frac{(Q + m_a)D_a^2}{4U_p^2 \eta_{i\dot{a}\ddot{o}}}, /1.3/$$

де m_a - маса барабана із зустрічною в нього зубчастою муфтою, кг;
 D_a - діаметр барабана по осі каната, м;
 Q – номінальна вантажопідйомність крана або максимальна маса вантажу, що піднімається, кг;
 M_a – маса гакової підвіски, кг;
 I_p - передатне число редуктора;
 η_{max}^I - Повне передатне число механізму:

$$U_{mex} = U_p \cdot U_n, /1.4/$$

U_n - кратність поліспасти;
 η_{mex}^I - К.п.д. механізму дільниці о. двигуна до барабана;
 η_{mex} - Повний к.п.д. механізму, що включає та к.п.д. поліспасти.

Зовнішні навантаження, що діють на динамічну систему під час пуску, дорівнюватимуть:

$$M_{\dot{o}v} = M_{max}^n, /1.5/$$

$$M_{cp} = \frac{(Q + m_n)qD_a}{U_{mex}\eta_{mex}}, /1.6/$$

де M_{max}^n - Максимальний пусковий момент двигуна, Н.м;
 q – прискорення сили тяжіння м/с².

Загалом випадки $M_{\dot{o}v} = M_{\dot{o}v}(\omega)$, де ω – кутова швидкість двигуна.

Але при розрахунку максимальних динамічних моментів у сполучних ланках динамічної схеми механізму допустимо прийняти $M_{\dot{o}v} = const$.

При пуску прискорення всіх мас динамічної системи дорівнюватиме:

$$\varepsilon = \frac{M_{\dot{o}v} - M_{cp}}{\sum_{i=1}^n J'_i}, /1.7/$$

при цьому

$$M_{\dot{o}v} - M_{cp} = M_{дин},$$

де $M_{дин}$ – динамічний момент двигуна.

Момент $M_{дин}$ чисельно дорівнює сумарному інерційному моменту $M_{ин}$ всіх мас динамічної системи, але у протилежний бік, тобто.

$$M_{дин} = -M_{ин} /1.8/$$

Момент переданий i -тою сполучною ланкою, буде дорівнює:

$$M_i = M_{\dot{o}v} - \sum_{i=1}^n M_{ин i}, \quad / 1.9 /$$

де

$$\sum_{i=1}^n M_{инз i} = \varepsilon_n \sum_{i=1}^n J_i'. \quad /1.10/$$

Використовуючи формули /1.5/.../1.10/, можна побудувати діаграму розподілу навантажень /моментів/ по довжині кінематичного ланцюга механізму при пуску у вигляді, показаному на рис. 1.2 а.

Розрахункова динамічна схема механізму для випадку гальмування вантажу, що опускається, показана на рис. 1.2 б. На динамічну систему діють зовнішні навантаження: гальмівний момент M_T гальма та вантажний момент $M_{гр}$, які дорівнюватимуть:

$$M_T = K_T M_{гр} /1.11/$$

$$M_{гр} = \frac{(Q + m_n) g D_{\delta} \eta_{мех}}{2 I_{мех}}, \quad / 1.12/$$

де K_T - Коефіцієнт запасу гальмування.

Порівняно з випадком пуску маси динамічної системи дорівнюватимуть:

$$J_1'' = J_1', J_2'' = J_2', J_3'' = J_3', J_4'' = J_4', \quad /1.13/$$

$$J_5'' = \frac{m_{\delta} D_{\delta}^2 \eta_{мех}}{6 I_{мех}^2}, \quad /1.14/$$

$$J_6'' = \frac{(Q + m_n) D_{\delta}^2 \eta_{мех}}{4 I_{мех}^2}. \quad /1.15/$$

При гальмуванні вантажу, що опускається, прискорення /уповільнення/ динамічної системи дорівнюватиме:

$$\varepsilon_T = \frac{M_T - M_{гр}}{\sum_{i=1}^n J_i''}. \quad /1.16/$$

Моменти, що передаються сполучними ланками при гальмуванні /див. Мал. 1.2, б/, дорівнюватимуть:

$$M_1 = J_1'' \varepsilon_T, \quad /1.17/$$

$$M_2 = (J_1'' + J_2'') \varepsilon_T, \quad /1.18/$$

$$\begin{aligned} M_3 &= M_T - M_2 - M_{инз} = M_T - (J_1'' + J_2'') \varepsilon_T - J_3'' \varepsilon_T = M_T - (J_1'' + J_2'' + J_3'') \varepsilon_T = \\ &= M_T - \varepsilon_T \sum_{i=1}^3 J_i'' \end{aligned} \quad /1.19/$$

За аналогією

$$M_4 = M_T - \varepsilon_T \sum_{i=1}^4 J_i'', \quad /1.20/$$

$$M_5 = M_T - \varepsilon_T \sum_{i=1}^5 J_i'', \quad /1.21/$$

За залежностями /1.17/.../1.21/ будується діаграма розподілу навантажень за ланками динамічної системи /див. Мал. 1.2, б/.

Під динамічним коефіцієнтом розуміється відношення

За відсутності каталогів чи методів точного визначення моментів інерції мас деталей зразкові їх значення можна визначити за формулою [11]

$$J = k_{\mu} \cdot m \cdot R_n^2,$$

де m - Маса деталі, кг;

R_n - Зовнішній радіус деталі, м;

k_{μ} – коефіцієнт розподілу маси до деталей залежно від її типу: суцільний циліндр – 0,5; гальмівний шків - 0,6;

повний циліндр – 1,0; зубчасте колесо – 0,64;

блок – 0,55; сполучна муфта – 0,44;

барабан – 0,7; ходове колесо – 0,6.

5 Визначаються діючі навантаження /моменти/ у ланках динамічної схеми та динамічні коефіцієнти. Їх значення заносяться до таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 - Розподіл навантажень M_i і динамічних коефіцієнтів K_{gi} за ланками динамічної схеми

Випадок руху механізму	Взаємна спрямованість моментів $M_{дв}$, $M_{т}$, $M_{вантаж}$	Значення M_i /у чисельнику/і Do_{gi} /у знаменнику/				
		Номери ланок				
		1	2	3	4	5
Пуск	+					
	-					
Гальмування	+					
	-					

Примітка. Знак "+" вказує однакову спрямованість моментів $M_{дв}$ ($M_{т}$) і $M_{вантаж}$, знак "-" протилежну спрямованість.

6 Будуються діаграми розподілу динамічних навантажень під час пуску та гальмування /див.рис.1. 2,а ,б/, у яких вказуються чисельні значення навантажень.

7 Робляться висновки щодо характеру розподілу динамічних навантажень по довжині кінематичного ланцюга механізму підйому та найбільш навантажених деталей та вузлів.

1.4Контрольні питання

1 Зменшуються навантаження на ланки механізму, якщо на валу двигуна встановити маховик із значним моментом інерції маси?

2 Який із двох двигунів віддати перевагу з позиції динамічного навантаження елементів механізму за умови якщо, у них однакові значення $M_{дв}$ $n_{дв}$, але різні значення $J_{дв}$?

3 Зменшиться чи збільшиться маса J'_6 /див.рис.1.2,а/ зі збільшенням швидкості підйому вантажу?

4 За якого режиму роботи механізму навантаження при гальмуванні буде більше, а за якого – менше?

2 ПРАКТИЧНА РОБОТА № 2

РОЗРАХУНОК ПРУГОЇ ДИНАМІЧНОЇ СХЕМИ ПІДЙОМУ КРАНУ ДЛЯ ВИПАДКУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ “З ВАЖИ”

2.1 Мета роботи:

- Складання розрахункової динамічної схеми;
- Визначення параметрів динамічної схеми;
- Проведення гармонійного аналізу динамічного руйнування механізму;
- визначення максимального та мінімального навантажень у пружній ланці та коефіцієнта динаміки;
- Побудова графіка зміни навантаження в пружній ланці.

2.2 Теоретична частина

Сучасні динамічні розрахунки кранових механізмів та металоконструкцій виконуються при використанні розрахункових динамічних схем із пружними зв'язками. Динамічна схема є системою мас, з'єднаних між собою невагомими пружними ланками, яка рухається під дією рушійних сил і сил опору. У загальному випадку маси можуть бути зосередженими і розподіленими і мати, як пружні ланки, різного ступеня пружності. Якщо маси уявити у вигляді точкових абсолютно жорстких мас, а невагомі пружні ланки вважати абсолютно пружними, така динамічна схема дискретної консервативної чи моделлю Гука.

Ступінь складності динамічної схеми кранового механізму визначається такими факторами:

- Числом ступенів свободи, яке залежить від кількості мас, а отже, числа пружних ланок динамічної системи;
- Наявністю люфтів / зазорів / в реальному механізмі;

– особливостями динамічного навантаження механізму /попереднє навантаження деталей механізму при пуску та гальмуванні, наприклад підйому вантажу “з ваги”; підйом вантажу з підхватом; стопоріння механізму, наприклад, стріперного механізму; удари на стиках рейкових колій тощо. /;

– характером зміни рушійних сил та сил опору, що діють на динамічну систему;

– вплив дисипативних сил, які у пружнозв'язаних сполучних ланках динамічної схеми і викликають розсіювання енергії при коливаннях, тобто. згасання коливань.

У роботі ставиться завдання визначити навантаження в канатах механізму підйому мостового крана під час підйому вантажу “з ваги”, тобто. коли вантаж перебуває у вазі. Проведення дослідження [2,3,7] показує, що в цьому випадку як розрахункова може бути прийнята двомасова динамічна схема, яку зручно розглядати в інтерпретації поступального руху /рис.2. 1,а /. У цьому випадку всі параметри динамічної схеми /зовнішні навантаження, маси і жорсткості/ приведені до канатів, точніше до одного умовного каната, лінійна жорсткість якого дорівнюватиме сумарної лінійної жорсткості всіх гілок поліспасти або лінійної жорсткості одного каната за відсутності поліспасти.

Таким чином, жорсткість пружного зв'язку динамічною схемою /див.рис.2. 1,а / дорівнюватиме:

$$C_{л} = n_{в} \cdot C_{к}, \quad /2.1/$$

де n - число гілок, на яких підвішений вантаж;

$C_{к}$ – лінійна жорсткість однієї гілки каната, Н/м.

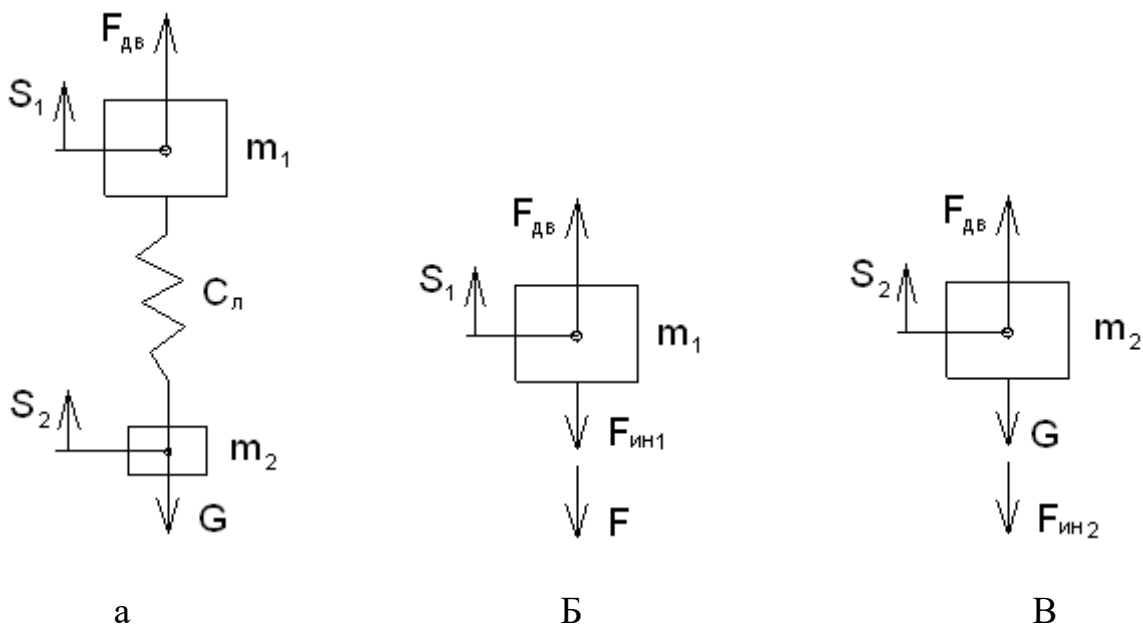


Рисунок 2.1 – Розрахункова динамічна схема механізму підйому для випадку підйому вантажу “з ваги”

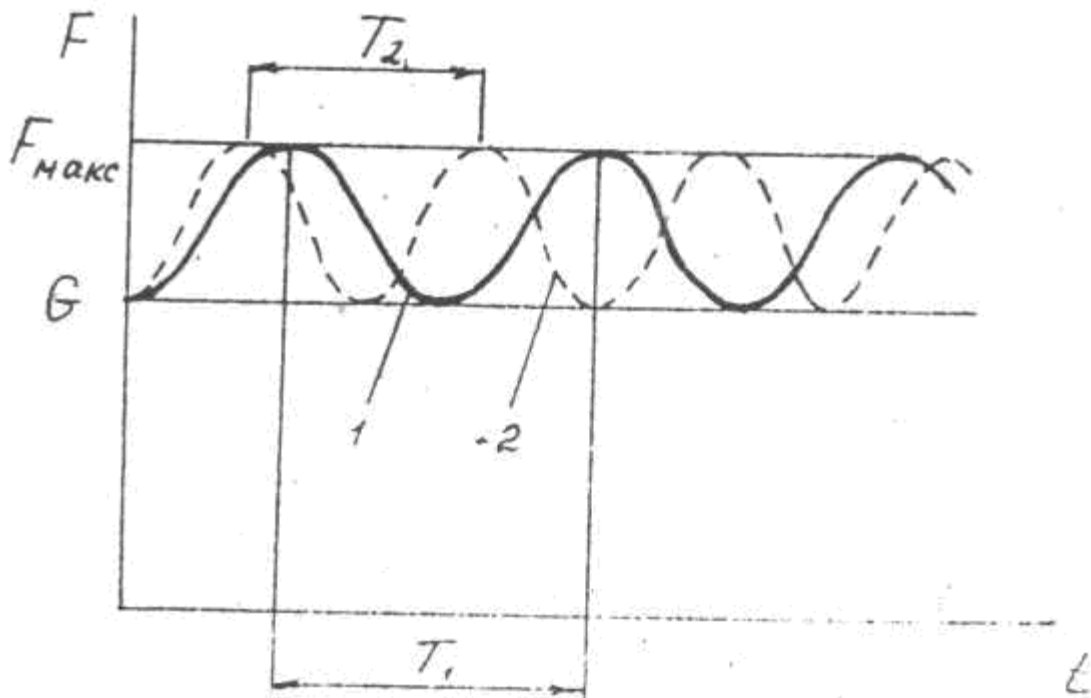


Рисунок 2.2 – Графік навантаження $F = F(t)$ при меншій /1/ та більшій /2/ жорсткості канатів

Жорсткість C_k і число гілок n визначаються за формулами:

$$C_k = \frac{E_k \cdot S_k}{l}, \quad n_g = z_{кб} \cdot U_{п}, \quad /2.2/$$

де $E_{до}$ - модуль пружності каната, МПа;

$S_{до}$ - площа металевого перерізу каната, мм²;

l - Довжина гілки каната, м;

$z_{кб}$ - число гілок, навиваємых на барабан;

$U_{п}$ - кратність поліспасти.

Як буде показано нижче, для даного випадку підйому вантажу максимальне навантаження в канатах не залежить від жорсткості l , а отже, і від значення l . Але частота пружних навантажень, яка в окремих випадках визначає небезпечну для втомної міцності деталі кількість навантажень, залежить від жорсткості пружної ланки. Тому для порівняння в цій роботі розрахунок S_l проводиться для 2 значень l .

У розрахунках рекомендується приймати [8]:

$$E_k = \nu \cdot E_1, \quad /2.3/$$

де $E_1 - 2 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності першого роду для сталі;
 ν – поправочний коефіцієнт: $\nu=0,4 \dots 0,6$ – для канатів подвійної звивки,
 $\nu = 0,65 \dots 0,85$ - для канатів одинарної звивки.

Рекомендовані два значення l :

$$l_1 = (1,0 \dots 1,5) + H, \quad /2.4/$$

$$l_2 = (1,0 \dots 1,5) + 0,5 H, \quad /2.5/$$

де H - максимальна висота підйому вантажу, м.м.

Інші параметри динамічної схеми /див. 1,а / обчислюються за формулами:

$$F_{\text{дв}} = \frac{2 \cdot U_{\text{II}} \cdot U_{\text{з.п.}} \cdot M_{\text{дв}}}{D_{\text{б}}}, \quad /2.6/$$

$$G = (Q + m_n) \cdot g,$$

$$m_1 = \frac{J_1 \cdot \omega_{\text{дв}}^2}{V_{\text{гр}}^2 \cdot \eta_{\text{мех}}} \quad /2.8/$$

або

$$m_1 = \frac{4J_1 \cdot (U_{\text{II}} \cdot U_{\text{з.п.}})^2}{D_{\text{б}}^2 \cdot \eta_{\text{мех}}}, \quad /2.9/$$

$$m_2 = Q + m_{\text{II}}, \quad /2.10/$$

$$J_1 = (1,1 \dots 1,2)(J_{\text{дв}} + J_{\text{м}} + J_{\text{ТМ}}), \quad /2.11/$$

де $U_{\text{з.п.}}$ – передатне число зубчастих передач ділянки від двигуна до барабана;
за наявності відкритих зубчастих передач $U_{\text{з.п.}} = U_{\text{оп}}$;

J_1 - Сумарний момент інерції мас на ділянці від двигуна до барабана, наведений на вал двигуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$\omega_{\text{дв}}$ – кутова швидкість двигуна, рад/с;

$V_{\text{гр}}$ - Швидкість підйому вантажу, м / с.

Пояснення до інших позначень наведено у практичній роботі № 1.

Для отримання залежності для навантаження F в пружній ланці попередньо складаються рівняння руху окремо для мас m_1 і m_2 рухаються в координатах відповідно S_1 і S_2 /див. 1,а /.

Для наочності на рис.2. 1,б показані маси m_1 і m_2 з діючими на них навантаженнями. Використовуючи принцип Даламбера та позначивши:

$$F_{\text{ин1}} = m_1 \frac{d_2 \cdot S_1}{d \cdot t^2} = m_1 \ddot{S}_1, \quad /2.12/$$

$$F_{\text{ин2}} = m_2 \frac{d_2 \cdot S_2}{d \cdot t^2} = m_2 \ddot{S}_2, \quad /2.13/$$

рівняння руху мас m_1 і m_2 матимуть вигляд:

$$m_1 \ddot{S}_1 = F_{\text{дв}} - F, \quad /2.14/$$

$$m_2 \ddot{S}_2 = F - G, \quad /2.15/$$

де

$$F = c(S_1 - S_2). \quad /2.16/$$

Спільне рішення рівнянь /2.14/ та /2.15/ дозволяє визначити загальне рішення для пружного навантаження F :

$$F = (F_{\text{дв}} - G) \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot (1 - \cos \omega t) + G. \quad /2.17/$$

При цьому

$$\omega = \sqrt{C_{\text{л}} \frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2}}, \quad /2.18/$$

де, ω – кругова частота своїх коливань, рад/с.

З виразу /2.17/ знаходимо максимальне та мінімальне значення навантаження в пружній ланці:

$$F_{\text{макс}} = \frac{2(F_{\text{дв}} - G)m_2}{m_1 + m_2} + G, \quad /2.19/$$

$$F_{\text{мін}} = G. \quad /2.20/$$

Період пружних коливань навантаження T , с, та практична частота коливань ν , коливань/с будуть відповідно рівні:

$$T = \frac{2\pi}{\omega}, \quad \nu = \frac{1}{T}. \quad /2.21/$$

Графік зміни пружного навантаження F при двох значеннях жорсткості показано на рис.2.2.

Максимальний динамічний коефіцієнт

$$k_{\text{дин}} = \frac{F_{\text{макс}}}{G}. \quad /2.22/$$

Має практичний інтерес випадок, коли в механізмі встановлюють двигун великої потужності, ніж передбачено проектом. Таке становище виникає, коли проектний двигун виходить із ладу, а знайти швидко необхідний двигун не вдається.

Пропонується для цього випадку побудувати залежність $F_{\text{макс}} = F_{\text{макс}}(F_{\text{дв}})$. При цьому можна приблизно вважати, що між потужністю двигуна $P_{\text{дв}}$, номінальним моментом $M_{\text{н}}$ і моментом інерції $J_{\text{дв}}$ існує пряма пропорційність.

Що стосується формули /2.19/ зі збільшенням $F_{\text{дв}}$ збільшується m_1 . Розрахунки показують, що зі збільшенням $F_{\text{дв}}$ До, маса m_1 збільшується приблизно в n раз:

$$n = (K - 1) \cdot \frac{J_{\text{дв}}}{J_1} + 1,$$

де $J_{\text{дв}}$ та J_1 – значення проектних параметрів механізму.

2.3 Порядок виконання роботи

Вихідні дані для розрахунку наведено у додатку Б.

Робота виконується в наступній послідовності:

- 1 Виписуються вихідні дані до розрахунку.
- 2 Складається розрахункова динамічна схема механізму.
- 3 Розраховуються значення параметрів динамічної схеми та заносяться у таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 - значення параметрів динамічної схеми

Параметри								
$F_{дв}$, кН	G , кН	m_1 , кг	m_2 , кг	n_v , шт.	l_1 , м	l_2 , м	$C_{до}$, Н/м	$C_{л}$, Н/м

4 Визначаються максимальне та мінімальне значення навантаження, динамічний коефіцієнт, кругова частота, практична частота та період коливань. Значення заносяться до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Значення параметрів динамічного навантаження механізму підйому

Параметри					
$F_{макс}$, кН	$F_{хв}$, кН	$k_{дин}$	ω , рад/с	ν , 1/с	T , з

5 На підставі рішення /2.17/ будується графік зміни навантаження в пружній ланці.

6 Будуються графіки $F_{макс} = F_{макс} (F_{дв})$ і $K_{дин} = K_{дин} (F_{дв})$, при цьому друге значення $F_{дв}$ слід прийняти збільшеним $K = 1,3 \dots 1,5$ разів.

7 Робляться висновки щодо впливу різних параметрів на величину максимального динамічного навантаження.

2.4 Контрольні питання

1 На підставі яких енергетичних принципів здійснюється привид зовнішніх навантажень, зосереджених мас та жорсткостей елементів?

2 Чи впливає кратність поліспасти на величину максимальних динамічних навантажень?

3 Чи впливає на міцність пружних ланок частота коливань навантаження?

4 Чому зареєстровані при натурних випробуваннях машин коливання навантажень мають загасаючий характер?

ЛІТЕРАТУРА

- 1 Лобов Н.А. Динаміка вантажопідіймальних кранів. - М.: Машинобудування, 1987. - 160 с.
- 2 Козак С.А. Динаміка мостових кранів. - М.: Машинобудування, 1969. - 332 с.
- 3 Вантажопідійомні машини/ М.П. Александров та інших. – М.: Машинобудування, 1986. – 400 з.
- 4 Гайдамака В.Ф. Вантажопідійомні машини. - Київ: Вища школа, 1989. - 328 с.
- 5 Козак С.А. Основи проектування та розрахунку кранових механізмів. - Красноярськ: Видавництво Краснояр. ун-ту, 1987. - 184 с.
- 6 Козак С.А. Статична динаміка та надійність підійомно-транспортних машин. - Свердловськ: Видавництво УПІ, 1987. - 86 с.
- 7 Комаров М.С. Динаміка вантажопідійомних машин. - М.: Машгіз, 1962. - 268 с.
- 8 Довідник з кранів. Т.2 / За ред . М.М. Гохберг. - Л.: Машинобудування, 1988. - 559 с.
- 9 Правила пристрою та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. - Київ: Вища школа, 1994. - 300 с.
- 10 Павлов Н.Г. Приклад розрахунків кранів. - Л.: Машинобудування, 1976. - 320 с.
- 11 Іванченко Ф.К. Підійомно – транспортні машини. - Київ: Вища школа, 1993. - 413 с.

Додаток А

Вихідні дані для виконання практичної роботи №1

Номер варіанта	Тип крана	Режим роботи хутра. підйому	Параметри			
			Q _{ном} , Т	P _{дв} , кВт	n _{дв} , про/хв	J _{дв} , КГМ ₂
1	2	3	4	5	6	7
1	1	3М	32	37	720	1,27
2	3	2М	50	37	720	1,27
3	4	4М	20	28	925	0,51
4	1	4М	12,5	16	710	0,55
5	1	4М	10	11	715	0,46
6	1	3М	12,5	30	705	0,72
7	1	2М	28	34	695	1,09
8	1	4М	28	53	560	4,325
9	1	4М	14	26	710	0,764
10	1	2М	36	53	560	4,325
11	2	6М	5	36	575	4,325
12	5	6М	70	125	590	17,0
13	1	4М	36	36	575	4,325
14	1	2М	20	40	695	1,42
15	4	4М	25	32	910	0,65
16	1	4М	15	18	690	0,58
17	1	4М	12,5	12	710	0,48
18	1	3М	10	28	720	0,68
19	1	2М	25	30	705	0,95
20	5	6М	54	140	575	17,0
21	1	4М	30	56	555	4,5
22	1	4М	15	28	705	0,82
23	1	2М	35	55	560	4,5
24	2	6М	6	35	570	4,4
25	1	3М	34	40	700	1,4

Примітка. Прийняті у таблиці позначення типів кранів: 1 – мостовий кран загального призначення; 2 – грейферний бруківка; 3 – мостовий кран для ГЕС; 4 – козловий кран; 5 - колодязевий кран.

Продовження додатку А

Номер варіанта	Параметри							
	$J_{TM},$ кгм ²	$J_{M1},$ кгм ²	$J_{M2},$ кгм ²	$J_{TШ},$ кгм ²	$D_6,$ м	U_{II}	U_p	$U_{оп}$
1	8	9	10	11	12	13	14	15
1	-	0,29	-	0,77	0,5	3	67,8	-
2	-	0,28	-	0,737	1,2	8	135	5,87
3	0,37	0,16	-	-	0,518	3	50,94	-
4	0,47	0,2	-	-	0,43	2	50,9	-
5	0,33	0,102	-	-	0,32	3	32,4	-
6	0,62	-	-	-	0,4	2	32,5	-
7	0,78	0,219	-	-	0,47	4	28	-
8	1,375	0,45	-	-	0,55	4	31,5	-
9	0,54	0,17	-	-	0,475	3	41,34	-
10	3,36	0,9	-	-	0,71	4	41,34	-
11	1,275	-	-	5,8	0,54	1	24,9	-
12	-	1,65	1,65	15,5	0,95	2	8,27	4,67
13	3,56	0,89	-	-	0,76	5	40	-
14	-	0,317	0,317	0,84	0,45	3	24,9	-
15	0,4	0,2	-	-	0,58	3	48	-
16	0,17	0,2	-	-	0,47	2	52	-
17	0,35	0,12	-	-	0,38	3	34	-
18	0,6	-	-	-	0,42	2	31,5	-
19	0,75	0,2	-	-	0,45	4	26	-
20	-	1,65	1,65	1,65	0,95	2	8,27	4,67
21	1,45	0,5	-	-	0,6	4	33	-
22	0,56	0,19	-	-	0,5	3	40	-
23	3,5	1,1	-	-	0,68	4	42	-
24	1,5	-	-	5,5	0,6	1	26	-
25	-	0,25	-	0,78	0,55	3	70	-

Додаток Б

Вихідні дані для виконання практичної роботи №2

Номер варіанта	Тип мостового крана	Параметри					
		Q _{дв} , Т	P _{дв} , кВт	n _{дв} , про/хв	H, м	J _{дв} , кгм ²	J _м , кгм ²
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1	36	36	575	8	4,32	3,56
2	1	20	40	695	9	1,42	-
3	5	70	125	590	9,8	17,0	-
4	4	25	32	910	12	0,65	0,41
5	1	15	18	690	14	0,58	0,47
6	1	12,5	12	710	18	0,48	0,35
7	1	10	28	720	14	0,68	0,6
8	1	25	30	705	8	0,95	0,75
9	5	54	140	575	11	17,0	-
10	1	30	56	555	14	4,5	1,45
11	1	15	28	705	8	0,82	0,56
12	1	35	55	560	10	4,5	3,5
13	2	6	35	570	22	4,4	1,5
14	1	34	40	700	32	1,4	-
15	3	250	37	720	25	1,27	-
16	1	32	37	720	35	1,27	-
17	4	20	28	925	11	0,51	0,57
18	1	12,5	16	710	13,5	0,55	0,47
19	1	10	11	715	15	0,46	0,33
20	1	12,5	30	705	12	0,72	0,62
21	1	28	34	695	9	1,09	0,78
22	1	28	53	560	16	4,32	1,37
23	1	14	26	710	7	0,764	0,54
24	1	35	53	560	8	4,32	3,36
25	2	5	36	575	20	4,32	1,27

Продовження додатку Б

Номер варіанта	Параметри							
	$J_{M1},$ КГМ ²	$J_{M2},$ КГМ ²	$J_{TШ},$ КГМ ²	$D_{б},$ М	$U_{п},$	$U_{р}$	$U_{оп}$	$d_{до},$ ММ
1	9	10	11	12	13	14	15	16
1	0,89	-	-	0,76	40	-	5	22,5
2	0,317	0,317	0,84	0,45	24,9	-	3	22,5
3	1,65	1,65	15,5	0,95	8,27	4,67	2	30,5
4	0,2	-	-	0,58	48	-	3	19,5
5	0,2	-	-	0,47	52	-	2	18
6	0,12	-	-	0,38	34	-	3	13,5
7	-	-	-	0,42	31,5	-	2	16
8	0,2	-	-	0,45	26	-	4	17,5
9	1,5	1,5	12,5	0,95	8,3	4,7	2	25
10	0,5	-	-	0,6	33	-	4	23
11	0,19	-	-	0,5	40	-	3	16
12	1,1	-	-	0,68	42	-	4	23,5
13	-	-	5,5	0,6	26	-	1	19,5
14	0,25	-	0,78	0,55	70	-	3	23,5
15	0,1	-	0,437	1,2	135	5,87	8	39
16	0,29	-	0,77	0,5	67,8	-	3	23
17	0,36	-	-	0,518	50,94	-	3	18
18	0,2	-	-	0,42	50,94	-	2	17,5
19	0,102	-	-	0,32	32,5	-	3	12
20	-	-	-	0,4	32,5	-	2	18
21	0,219	-	-	0,47	28	-	4	18
22	0,45	-	-	0,55	31,5	-	4	23
23	0,17	-	-	0,47	41,3	-	3	15
24	0,9	-	-	0,71	41,3	-	4	23,5
25	-	-	5,8	0,54	24,9	-	1	18