

Висновки

У результаті досліджень запропонований узагальнений показник процесу алмазного свердління тендітних неметалічних матеріалів - критерій диспергування, що представляє собою відношення умовної напруги свердління до межі міцності оброблюваного матеріалу. З використанням методів теорії подоби та аналізу розмірностей встановлена функціональна залежність між критерієм диспергування й відношенням подачі до швидкості головного руху. Встановлено, що, як і при алмазному різанні неметалічних матеріалів, при алмазному свердлінні на величину осьової сили різання впливають не тільки абсолютні значення швидкостей подачі й головного руху, але і їхнє відношення.

Аналитическим методом визначаються моменти сил пружності в пружних зв'язках трьохмасової механічної системи з урахуванням маси напрямного шкива.

Ключові слова: динаміка, диференціальні рівняння, аналітичне рішення, осцилограми

Аналитическим методом определяют моменты сил упругости в упругих связях трехмассовой механической системы с учетом массы направляющего шкива

Ключевые слова: динамика, дифференциальные уравнения, аналитическое решение, осциллограммы

An analytical method determine the moments of forces of resiliency in resilient svyazyakh to the three-mass mechanical system taking into account mass of sending pulley

Key words: dynamics, differential equalizations, analytical decision ostsyllogrammy

1. Введение

Для определения действительных динамических нагрузок в линии передач подъемника необходимо решить систему дифференциальных уравнений или получить аналитическое решение [1, 2].

Однако оценку этих нагрузок с достаточной точностью можно выполнить по коэффициентам дина-

Література

1. Сердобинцев Ю. П., Бальков А. В., Листунов Л. С. Моделирование системы управления алмазным сверлением в неметаллических материалах./Автоматизация технологических процессов: сб. науч. трудов Калининградский государственный технический университет/КГТУ. – Калининград, 2006 – с. 57-63.
2. Сизый Ю.А., Кондратюк О.Л., Чайка Э.Г. Выбор и расчет параметров привода подачи силовой головки для глубокого сверления //Вестник Национального технического университета. - Харьков: НТУ«ХПИ». - 2007. - №17.С. 25-34.

УДК 621.95.01

КОЭФФИЦИЕНТЫ ДИНАМИЧНОСТИ ПОДЪЕМНИКА С УЧЕТОМ МАССЫ КАНАТА И НАПРАВЛЯЮЩЕГО ШКИВА

Т. Н. Осипова

Аспирантка

Кафедра «Металлорежущее оборудование и транспортные системы»

Украинская инженерно-педагогическая академия
ул. Университетская, 16, г. Харьков, Украина, 61003
Контактный тел.: (057) 733-78-18

мичности, получив упрощенные формулы для их определения.

2. Основное содержание

Рассмотрим одноконцевой подъемник с направляющим шкивом, представленный крутильной динами-

ческой эквивалентной трехмассовой схемой (дискретные массы – барабан, направляющий шкив, клеть) с упругими связями (струна каната, канат от шкива до клетки) (см. рис. 1).

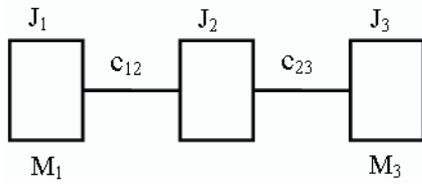


Рис. 1. Крутильная динамическая эквивалентная схема одноконцевой подъемной установки:

J_1, J_2, J_3 – соответственно суммарный приведенный момент инерции ротора двигателя, редуктора и барабана; направляющего шкива; клетки с грузом с учетом массы каната; c_{12} – приведенная крутильная жесткость струны каната; c_{23} – приведенная крутильная жесткость каната от клетки до направляющего шкива; M_1 и M_3 – внешние моменты, прикладываемые к барабану и клетю

Приведенные массы канатов приведем к дискретным массам по методу С.П. Тимошенко [3], С.Н. Кожевникова [4]. Для этого в начале найдем узел колебаний низшей частоты без учета масс канатов [5] по формуле

$$\beta_1^2 = \frac{\frac{(J_1 + J_2) \cdot c_{12} + (J_2 + J_3) \cdot c_{23}}{J_1 \cdot J_2} + \frac{(J_2 + J_3) \cdot c_{23}}{J_2 \cdot J_3}}{2} - \sqrt{\frac{\left[\frac{(J_1 + J_2) \cdot c_{12} + (J_2 + J_3) \cdot c_{23}}{J_1 \cdot J_2} + \frac{(J_2 + J_3) \cdot c_{23}}{J_2 \cdot J_3} \right]^2}{4} - \frac{(J_1 + J_2 + J_3) \cdot c_{12} \cdot c_{23}}{J_1 \cdot J_2 \cdot J_3}} \quad (1)$$

и построим низшую форму колебаний по формулам (см. рис. 2):

$$\begin{aligned} A_1 &= 1; A_2 = \frac{c_{12} - \beta_1^2 \cdot J_1}{c_{12}}; \\ A_3 &= -\frac{c_{12}}{c_{23}} + \frac{(c_{12} + c_{23} - \beta_1^2 \cdot J_2) \cdot (c_{12} - \beta_1^2 \cdot J_1)}{c_{12} \cdot c_{23}} \end{aligned} \quad (2)$$

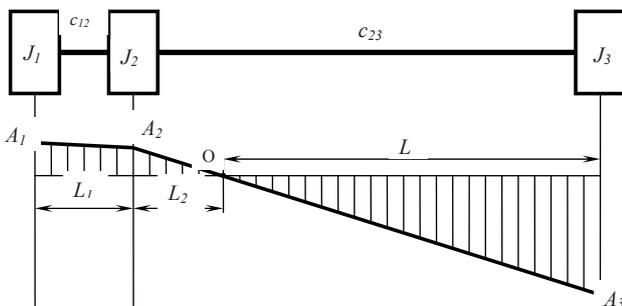


Рис. 2. Низшая форма колебаний трехмассовой механической системы

Соответственно положению узла колебаний (точка O) отнесем следующие моменты инерции каната к барабану

$$J'_1 = J_1 + \left(2 - J_1 \cdot \frac{\beta_1^2}{c_{12}} \right) \cdot \frac{L_1 \cdot \rho \cdot R^2}{3}; \quad (3)$$

к направляющему шкиву

$$J'_2 = \left[J_2 + \frac{L_1 \cdot \rho \cdot R^2}{3} + \frac{L_2 \cdot \rho \cdot R^2}{3} \right] \cdot \left(\frac{R}{R_{н.ш.}} \right)^2; \quad (4)$$

к клетю

$$J'_3 = J_3 + \frac{L_3 \cdot \rho \cdot R^2}{3}, \quad (5)$$

где ρ – погонная масса одного метра каната;

R – радиус барабана;

$R_{н.ш.}$ – радиус направляющего шкива.

Следовательно, получим эквивалентную динамическую схему подъемника с невесомыми канатами.

В результате момент инерции шкива увеличится и будет влиять на динамические усилия в канатах.

Динамические моменты в упругих связях подъемника без диссипативных сил описываются следующей системой неоднородных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{M}_{12}(t) + \beta_{12}^2 M_{12}(t) - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23}(t) &= \frac{c_{12}}{J_1} M_1; \\ \ddot{M}_{23}(t) + \beta_{23}^2 M_{23}(t) - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12}(t) &= -\frac{c_{23}}{J_3} M_3, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где β_{12} и β_{23} – парциальные частоты соответствующих упругих звеньев.

Решение системы (6) выражается следующими формулами

$$M_{12} = B_{12}^{(1)} \cdot \cos(\beta_1 \cdot t) + B_{12}^{(2)} \cdot \cos(\beta_2 \cdot t) + R_{12}; \quad (7)$$

$$\begin{aligned} M_{23} &= B_{12}^{(1)} \cdot J_2 \cdot \frac{\beta_{12}^2 - \beta_1^2}{c_{12}} \cos(\beta_1 \cdot t) + \\ &+ B_{12}^{(2)} \cdot J_2 \cdot \frac{\beta_{12}^2 - \beta_2^2}{c_{12}} \cos(\beta_2 \cdot t) + R_{23}, \end{aligned} \quad (8)$$

где $B_{12}^{(1)}, B_{12}^{(2)}$ – постоянные неизвестные:

$$B_{12}^{(1)} = \frac{R_{12} \cdot (\beta_{12}^2 - \beta_2^2)}{(\beta_2^2 - \beta_1^2)} - \frac{R_{23} \cdot A_2}{J_2 \cdot (\beta_2^2 - \beta_1^2)}; \quad (9)$$

$$B_{12}^{(2)} = -R_{12} \cdot \left(1 + \frac{\beta_{12}^2 - \beta_2^2}{\beta_2^2 - \beta_1^2} \right) + \frac{R_{23} \cdot c_{12}}{J_2 \cdot (\beta_2^2 - \beta_1^2)}; \quad (10)$$

$R_{12}; R_{23}$ – частные решения системы неоднородных уравнений (6)

$$R_{12} = M_1 \cdot \left(\frac{J_2' + J_3'}{J_1' + J_2' + J_3'} \right) - M_3 \cdot \left(\frac{J_1'}{J_1' + J_2' + J_3'} \right); \quad (11)$$

$$R_{23} = M_1 \cdot \left(\frac{J_3'}{J_1' + J_2' + J_3'} \right) - M_3 \cdot \left(\frac{J_1' + J_2'}{J_1' + J_2' + J_3'} \right). \quad (12)$$

Коэффициенты динамичности в упругих связях 1-2 и 2-3 определяются выражениями

$$\mu_{12} = \frac{M_{12}}{R_{12}}; \quad (13)$$

$$\mu_{23} = \frac{M_{23}}{R_{23}} \quad (14)$$

Выражения (13), (14) получены в виде

$$\mu_{12}^{анал} = \left(\frac{B_{12}^{(1)}}{R_{12}} \right) \cdot [\cos(\beta_1 \cdot t) - \cos(\beta_2 \cdot t)] + [1 - \cos(\beta_2 \cdot t)]; \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \mu_{23}^{анал} &= \\ &= \frac{B_{12}^{(1)}}{R_{12}} \cdot \frac{J_2'}{c_{12}} \cdot [(\beta_{12}^2 - \beta_1^2) \cos(\beta_1 \cdot t) - (\beta_{12}^2 - \beta_2^2) \cos(\beta_2 \cdot t)] - \\ &- \frac{R_{12}}{R_{23}} \cdot \frac{J_2'}{c_{12}} \cdot (\beta_{12}^2 - \beta_2^2) \cos(\beta_2 \cdot t) + 1. \end{aligned} \quad (16)$$

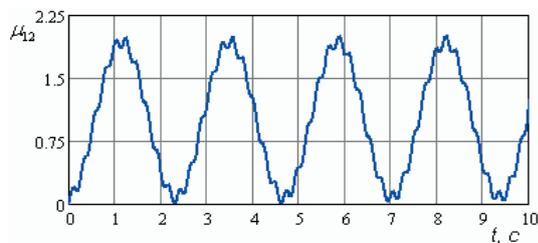
Численные значения (15), (16) для следующих исходных данных: $c_{12} = 18609,2$ кНм/рад; $c_{23} = 893,45$ кНм/рад; $J_1' = 479,15$ тм²; $J_2' = 27,97$ тм²; $J_3' = 156,86$ тм² при высоте подъема $H = 1025$ м имеют вид

$$\mu_{12}^{анал} = -0,073 \cdot [\cos(\beta_1 \cdot t) - \cos(\beta_2 \cdot t)] + [1 - \cos(\beta_2 \cdot t)]; \quad (17)$$

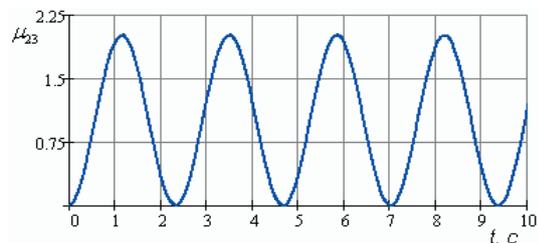
$$\begin{aligned} \mu_{23}^{анал} &= \\ &= -0,0001 \cdot [(\beta_{12}^2 - \beta_1^2) \cos(\beta_1 \cdot t) - (\beta_{12}^2 - \beta_2^2) \cos(\beta_2 \cdot t)] - \\ &- 1,0825 \cos(\beta_2 \cdot t) + 1. \end{aligned} \quad (18)$$

Из (17), (18) видно, что наибольшее максимальное значение коэффициентов динамичности формируется одним или двумя членами.

На рис. 3 приведены осциллограммы численного решения коэффициентов динамичности (15), (16) в функции времени.



а)



б)

Рис. 3. Графики изменения коэффициентов динамичности во времени: а) струны каната; б) каната

Из рис. 3 видно, что для каната μ_{23} изменяется с одной частотой, а его максимум равен 2,0069. Для струны коэффициент динамичности μ_{12} формируется двумя частотами, одна из которых низкая, а вторая высокая и его максимальное значение равно 1,9994.

Следовательно, из формул (17), (18) μ_{12} и μ_{23} могут быть определены как сумма членов по следующим упрощенным формулам с учетом знаков коэффициентов, не решая дифференциальные уравнения:

для струны

$$\mu_{12}^{max} = 2 + \frac{B_{12}^{(1)}}{R_{12}}. \quad (19)$$

для каната

$$\mu_{23}^{max} = 1 + \frac{R_{12}}{R_{23}} \cdot \frac{J_2'}{c_{12}} \cdot (\beta_{12}^2 - \beta_2^2); \quad (20)$$

В табл. 1 приведены значения коэффициентов динамичности, определенные различными способами при изменении высоты подъема.

Таблица 1

Значения коэффициентов динамичности

Высота подъема H, м	Максимальные коэффициенты динамичности						Погрешность вычислений по упрощенным формулам, %	
	по дифференциальным уравнениям		по аналитическому решению		по упрощенным формулам			
	струны каната μ_{12}^{max}	каната μ_{23}^{max}	струны каната μ_{12}^{max}	каната μ_{23}^{max}	струны каната μ_{12}^{max}	каната μ_{23}^{max}	струны каната μ_{12}^{max}	каната μ_{23}^{max}
410	1,9987	2,0091	1,9999	2,0095	1,958	2,0485	2,08	1,94
615	1,9974	2,0081	1,9998	2,0083	1,946	2,0611	2,69	2,63
820	1,9964	2,0073	1,9996	2,0075	1,936	2,0724	3,18	3,23
1025	1,9944	2,0062	1,9994	2,0069	1,927	2,0825	3,64	3,76

Определение коэффициентов динамичности по формулам (19), (20) возможно в связи с тем, что максимальный коэффициент динамичности шахтных подъемников определяется первой амплитудой колебаний, на которую диссипативные силы оказывают слабое влияние [1, 2].

Выводы

1. Получены упрощенные формулы, позволяющие с достаточной степенью точности определить максимальные значения коэффициентов динамичности в трехмассовой механической системе с упругими связями с учетом массы каната и направляющего шкива.
2. Средняя погрешность определения максимальных коэффициентов динамичности по упрощенным формулам составляет 2,89 %.

Литература

1. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов со многими массами. – М.: Машгиз, 1959. – 146 с.
2. Ловейкин В.С., Нестеров А.П. Динамическая оптимизация подъемных машин. – Луганск: Вид – во СНУ, 2002. – 368 с.
3. Тимошенко С.П., Янч Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
4. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наук. Думка, 1986. – 285 с.
5. Федорова З.М., Лукин И.Ф., Нестеров А.П. Подъемники. – Киев: Вища школа, 1976. – 296 с.