

УДК 621.86.067.2.5-83

Д. В. БАТРАКОВ, асистент, Криворізький національний університет

СТАТИЧНИЙ МОМЕНТ ОПОРУ ЕЛЕКТРОПРИВОДА ВІБРОМАШИНИ З ІНЕРЦІЙНИМ ДЕБАЛАНСНИМ ПРИВОДОМ ТА НАПРАВЛЕНИМ РУХОМ КОЛИВАНЬ

Отримані залежності складових статичного моменту опору електропривода вібраційного живильника з інерційним дебалансним приводом та направленим рухом коливань. Математично описана залежність від кутової швидкості приведенного до валу двигуна статичного моменту опору електропривода вібраційної машини з тривалим вібратором. Отримані залежності можуть використовуватись при аналізі системи електропривод-вібраційна машина з метою визначення характеру руху електроприводу при відомих моментах двигуна і опору.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. Електропривод здійснює перетворення електричної енергії в механічну і її передачу виконавчому органу робочої машини для здійснення корисної роботи [1-7]. Рух електроприводу обумовлений взаємодією моменту, що розвивається двигуном, і моментом опору, причому, момент опору, залежно від його характеру, може як сприяти, так і перешкоджати руху [1,8]. При цьому електропривод (ЕП) може працювати в різних режимах: сталому (статичному) з постійною швидкістю, або в динамічному (перехідному) режимі, якому відповідає стан прискорення або уповільнення приводу. Будь-яке порушення сталої швидкості ЕП, супроводжується зміною запасу кінетичної енергії в системі «двигун - робоча машина», що впливає на параметри роботи електродвигуна, викликаючи зміну моменту, потужності, швидкості обертання [1,3,7].

Дослідження характеру руху приводу або його окремих органів може бути здійснено за допомогою рівняння руху ЕП, яке враховує взаємодію всіх зусиль і моментів в системі в будь-який момент часу [1,7]. Рівняння руху ЕП:

$$M_d - M_c = J \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega}{2} \cdot \frac{dJ}{dt} \quad (1)$$

де J - момент інерції системи, кгм^2 ; M_d - обертовий момент електродвигуна, Нм ; M_c - момент опору електропривода, що створюється навантаженням (робочою машиною), Нм ; ω - кутова швидкість приводу, рад/с .

Рівняння руху дозволяє вирішувати основні завдання системи ЕП.

Перше - аналіз системи ЕП, яке полягає у визначенні характеру руху приводу при відомих моментах двигуна і опору.

Друге завдання - синтез системи ЕП, що дозволяє визначити необхідний закон зміни моменту двигуна, що забезпечує роботу ЕП відповідно із заданим законом зміни прискорення або швидкості. Отже, при вирішенні завдань дослідження роботи ЕП або його проектування, важливим є знання механічних властивостей його складових - приводного двигуна і робочого механізму (вібраційної машини) - обертового моменту двигуна M_d та приведенного моменту опору електропривода M_c . Встановлення механічних властивостей і особливостей зазначених ланок ЕП можливо при вивченні та аналізі їх механічних характеристик - залежностей, що відображають зв'язок між моментом і кутовою швидкістю руху.

Аналіз досліджень і публікацій. Питання розрахунку та математичного моделювання механічних характеристик електродвигунів (ЕД) і основних типів промислових механізмів широко розглянуте в роботах багатьох авторів [1-7]. Різноманітні промислові механізми володіють різними механічними властивостями, тобто мають різні механічні характеристики. Характеристики моменту опору системи ЕП можна класифікувати на наступні основні категорії: момент опору, що не залежить від кутової швидкості приводу, лінійно та нелінійно зростаючі та спадаючі механічні характеристики статичного моменту, механічні характеристики циклічного типу. Однак, як зазначалося в роботах [8-15], потужність, що витрачається ЕД вібромашини (ВМ) з інерційним дебалансним приводом має складний екстремальний («перекидний») характер і залежить від багатьох конструктивних і технологічних факторів, що визначають режим та параметри роботи віброустановки. Проведений аналіз досліджень і публікацій показує, що для визначення моменту опору ЕП віброустановки необхідне урахування усіх зазначених факторів.

Викладення матеріалу та результати. Механічною характеристикою виробничого

механізму називається залежність моменту опору від його кутової швидкості

$$M_c = f(\omega). \quad (2)$$

Момент опору M_c , який ще називають статичним моментом (або моментом навантаження) – це момент, створюваний робочою машиною, який долає ЕД. Залежно від причини, яка зумовлює виникнення моменту опору, розрізняють активний і реактивний моменти опору.

Реактивний момент опору з'являється тільки внаслідок руху, як протидіюча реакція механічної ланки на цей рух (момент тертя в підшипникових вузлах, момент опору, викликаний гістерезисними втратами енергії в пружних елементах ВМ).

Активний момент опору з'являється незалежно від руху ЕП і створюється сторонніми джерелами механічної енергії (момент, обумовлений вагою вантажу, дебалансу, що піднімається або опускається та ін.). Напрямок активного моменту не залежить від напрямку обертання. Джерело, що створює активний момент, може, як споживати, так і віддавати енергію.

Потужність, що надається ЕД ВМ [10-15], складається з потужності, розсіяної в пружних зв'язках $N_{пз}$, потужності, затрачуваної на подолання сил тертя в механізмі приводу (підшипників кочення вібратора) $N_{пв}$, і потужності, необхідної для переміщення матеріалу, що транспортується, тобто

$$N_{\Sigma} = N_{пз} + N_{пв} + N_n. \quad (3)$$

Основним джерелом максимальних енергетичних витрат ВМ є енергія, що йде на подолання опорів у пружних зв'язках системи, особливо при роботі установки в резонансному режимі та при проходженні нею через зону резонансу. Для визначення даної потужності необхідні розгляд та розрахунок динаміки одномасної ВМ з інерційним дебалансним приводом з направленим рухом коливань.

Розглянемо визначення енергії та потужності, що витрачається на подолання опорів у пружних зв'язках. На початку математичного моделювання динаміки одномасної вібраційної транспортуючої машини (ВТМ) з інерційним дебалансним приводом побудуємо її розрахункову схему, яка відображає принципові геометричні, кінематичні та динамічні особливості конструкції. При цьому враховується принципова схема машини, яка повинна включати всі основні елементи конструкції. Розрахункова схема включає наведену динамічну жорсткість основних пружних зв'язків ВМ C , динамічні і кінематичні параметри її приводу: ексцентриситет r , наведену жорсткість приводних пружних зв'язків C_0 . Внутрішні опори в матеріалі пружних зв'язків, що мають у разі застосування гумових деталей в'язкий характер, враховуються коефіцієнтом в'язкого тертя μ . Наведені динамічні жорсткості визначаються на підставі загальних правил розрахунку та приведення жорсткостей.

Динамічною розрахунковою схемою одномасної ВМ з пружним приводом згідно з теорією коливань є осцилятор. Осцилятор володіє одним ступенем свободи відповідно узагальненій координаті x , яка описує рух системи в напрямку робочих коливань. До такої розрахункової схеми можуть приводитись одномасні ВМ з направленим рухом вантажонесучого органу (ВО), завдяки чому осцилятор є органічною складовою частиною їх розрахункової схеми.

Скориставшись методом Даламбера, складемо рівняння руху лінійного осцилятора, що знаходиться під впливом збурюючої сили $F(t)$

$$m\ddot{x} = -S + F(t), \quad (4)$$

де S - пружно-в'язка сила, що діє на масу m з боку пружних зв'язків.

Частину технологічного навантаження, що переміщується разом з лотком (приєднана маса) враховується коефіцієнтом $\lambda=0,1 \div 0,4$ [10,14,20,21]. Приведена маса ВО визначається

$$m = m_r + \lambda m_m, \quad (5)$$

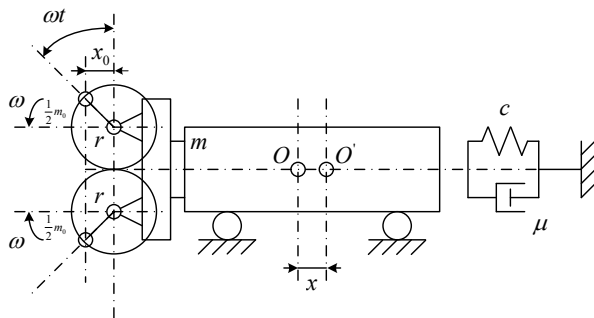
де m_r - маса ВО з урахуванням приєднаних мас пружних зв'язків, стійок, підвісок та інших елементів машини, кг; m_m - маса всього матеріалу, що знаходиться на ВО, кг.

Фізично процес внутрішнього тертя в матеріалі пружних зв'язків характеризується тим, що на діаграмі напруження - деформація криві навантаження і розвантаження матеріалу не збігаються, утворюючи замкнену петлю. Площа цієї петлі гістерезису пропорційна кількості енергії, яка розсіюється у вигляді тепла за розглянутий цикл деформації. Енергія, що накопичується в пружних зв'язках при багаторазовій циклічній деформації, призводить до їх нагрівання до сталої температури, відповідної тепловому балансу між енергією, яка утворюється в матеріалі, і енергією, що розсіюється в навколишнє середовище.

В якості основної кількісної міри внутрішніх опорів можна прийняти так званий коефіцієнт поглинання ν , $\nu = (\Delta W/W) = 0,3$ для гуми амортизаційної, що кількісно дорівнює відношенню ΔW енергії необоротно поглиненої тілом за один цикл деформації, до всієї потенційної енергії W , що відповідає амплітуді деформації за той же цикл. Крім залежності від властивостей матеріалу, внутрішні опори істотно залежать від режиму деформації пружного зв'язку - амплітуди і частоти. Урахування внутрішніх опорів при коливаннях пружних систем за допомогою коефіцієнта μ і урахування цих опорів за допомогою декременту загасання принципово не відрізняються, так як декремент загасання δ і коефіцієнт μ пов'язані співвідношенням $\mu = \frac{\nu}{2\pi\omega} = \frac{2\delta}{2\pi\omega} = \frac{\delta}{\pi\omega}$. Вважаючи, що внутрішні опори в матеріалі пружних зв'язків підкорюються гіпотезі в'язкого тертя, пружно-в'язка сила в основних пружних зв'язках при зсуві центру тяжіння O маси m (рис. 1) на величину x визначиться виразом

$$S = C \cdot (x + \mu\dot{x}). \quad (6)$$

Рис. 1. Розрахункова схема одномасної ВМ з інерційним приводом та направленим рухом ВО



Підставляючи (4) в рівняння (3), отримаємо неоднорідне диференціальне рівняння другого порядку, що описує рух лінійного осцилятора

$$m\ddot{x} + \mu C\dot{x} + Cx = F(t) \quad (7)$$

або

$$\ddot{x} + \mu p_1^2 \dot{x} + p_1^2 x = \frac{1}{m} F(t). \quad (8)$$

Рівняння (5,6) є основними рівняннями для розрахунку і аналізу одномасних ВТМ з направленим рухом ВО. Вираз збурючої сили $F(t)$ залежить від типу приводу, встановленого на ВМ. Динамічна розрахункова схема ВМ з інерційним дебалансним приводом (рис. 1) та направленими коливаннями складається з лінійного осцилятора і приводу, що має три дебалансних вібратора - два на крайніх валах загальною масою $1/2m_0$ і один на головному середньому валу масою $1/2m_0$. Кожний дебаланс розташований на відстані r від вісі обертання.

Збурюючі сили діють у напрямі робочих коливань машини, врівноважуючись в напрямку нормального до робочого. Сила, що розвивається приводом при нерухомій (не обуреній) системі

$$F_0(t) = -m_0\ddot{x}_0, \quad (9)$$

де проекція на вісь x переміщення дебалансних мас при не збуреній системі

$$x_0 = r \sin \omega t. \quad (10)$$

Під дією приводу центр ваги маси m зміщується на величину x , набуваючи прискорення \ddot{x} , завдяки чому збурююча сила, що діє на осцилятор, складе

$$F(t) = -m_0(\ddot{x}_0 + \ddot{x}), \quad (11)$$

або після підстановки x_0 з формули (10), отримуємо

$$F(t) = m_0(r\omega^2 \sin \omega t - \ddot{x}). \quad (12)$$

Підставивши в диференціальне рівняння руху осцилятора (2) значення $F(t)$ з виразу (12), отримаємо диференціальне рівняння, що описує рух ВМ з інерційним самобалансним приводом

$$(m + m_0)\ddot{x} + \mu C\dot{x} + Cx = m_0 r \omega^2 \sin \omega t. \quad (13)$$

Частинний розв'язок (13), що відповідає сталим коливанням системи, має вигляд

$$x = A \sin(\omega t - \varphi), \quad (14)$$

де амплітуда вимушених коливань системи

$$A = \frac{m_0 r \omega^2}{\sqrt{\mu^2 C^2 \omega^2 + (C - m\omega^2 - m_0\omega^2)^2}}, \quad (15)$$

а кут зсуву фаз між переміщенням x і зміщенням дебалансів приводу x_0

$$\varphi = \arctg \frac{\mu C \omega}{C - m \omega^2 - m_0 \omega^2}. \quad (16)$$

Для оцінки збудуючої сили приводу підставимо (14) у вираз (12) і отримуємо

$$F(t) = P \sin(\omega t - \varphi), \quad (17)$$

де амплітуда збудуючої сили приводу

$$P = m_0 r \omega^2 \sqrt{\frac{\mu^2 C^2 \omega^2 + (C - m \omega^2)^2}{\mu^2 C^2 \omega^2 + (C - m \omega^2 - m_0 \omega^2)^2}} \quad (18)$$

і кут зсуву фаз між зсувом дебалансів приводу x_0 і збудуючою силою $F(t)$

$$\psi = \arctg \frac{m_0 \mu C \omega^3}{\mu^2 C^2 \omega^2 + (C - m \omega^2)(C - m \omega^2 - m_0 \omega^2)}. \quad (19)$$

Для визначення енергії, що надається збудуючою силою та розсіюється за один цикл коливань в розглянутій системі з інерційним приводом, розрахуємо петлю гістерезису. Підставляючи в вираз для сили в пружному зв'язку S значення x з формули (10), отримуємо

$$S = Cx + \mu C \dot{x} = CA \sin(\omega t - \varphi) + \mu CA \omega \cos(\omega t - \varphi). \quad (20)$$

Виключаючи час t з формул (11) і (20), маємо

$$\bar{S} = Cx \pm \mu CA \omega \sqrt{1 - \frac{x^2}{A^2}}. \quad (21)$$

Рівняння (21) описує еліптичну петлю гістерезису. Напіввісі еліпсу, виміряні в напрямі координатних осей, складають A і $\mu CA \omega$. Площа петлі гістерезису становить

$$W_{nz} = \int_{-r}^r \bar{S} dx - \int_{-r}^r \bar{S} dx = C \left[\int_{-r}^r \left(x + \mu A \omega \sqrt{1 - \frac{x^2}{A^2}} \right) dx - \int_{-r}^r \left(x - \mu A \omega \sqrt{1 - \frac{x^2}{A^2}} \right) dx \right] \quad (22)$$

і після підстановки (15) у формулу (22) маємо

$$W_{nz} = \frac{\pi \mu C m_0^2 r^2 \omega^5}{\mu^2 C^2 \omega^2 + (C - m \omega^2 - m_0 \omega^2)^2}. \quad (23)$$

Відповідно потужність, що витрачається на подолання опорів у пружних зв'язках

$$N_{nz} = \frac{W_{nz}}{T} = \frac{\mu C m_0^2 r^2 \omega^6}{2[\mu^2 C^2 \omega^2 + (C - m \omega^2 - m_0 \omega^2)^2]}. \quad (24)$$

Реактивний момент опору навантаження ЕП від втрат у пружних зв'язках

$$M_{nz} = \frac{N_{nz}}{\omega} = \frac{\mu C m_0^2 r^2 \omega^5}{2(\mu^2 C^2 \omega^2 + (C - m \omega^2 - m_0 \omega^2)^2)}. \quad (25)$$

При обертанні деталей підшипників кочення в місцях контактів завжди виникає тертя [18-20]. Аналіз кінематики і динаміки підшипників кочення показує, що в підшипниках існує як тертя кочення, так і тертя ковзання. Кожна складова загальних втрат на тертя складним чином залежить від умов експлуатації (частоти обертання, навантаження, температурного режиму і мастила) і конструктивного виконання, що визначає контактні взаємодії. На практиці втрати на тертя в підшипниках кочення характеризуються моментом тертя $M_{тр}$, еквівалентним моменту обертання для подолання опору обертанню за даних експлуатаційних умов, викликаного загальними втратами на тертя (тертя кочення, ковзання, а також тертя в змащувальному шарі).

Момент тертя в підшипниках залежить від багатьох фактів і насамперед від навантаження, частоти обертання, мастила, конструктивних особливостей, класу точності підшипника та ін.

При рекомендованих умовах експлуатації, коли результуюче навантаження не перевищує 10-20% динамічної вантажопідйомності, момент тертя може бути орієнтовно визначений за формулою: $M_{тр} = f_{тр} \cdot P \cdot d/2$, де $f_{тр}$ - приведений коефіцієнт тертя; P - результуюче навантаження на підшипник ($P = \sqrt{F_r^2 + F_a^2}$); d - діаметр отвору в підшипнику. З урахуванням типу підшипника і умов експлуатації наведений коефіцієнт тертя може приймати значення $f_{тр} = 0,001-0,02$ (для роликотопідшипників дворядних сферичних з бочкоподібними роликами $f_{тр} = 0,004$).

Надійність роботи і довговічність вібраційного живильника значною мірою визначається

терміном служби підшипникових вузлів вібратора. У зв'язку з цим одним з найважливіших елементів розрахунку є визначення навантажень на підшипники вібратора.

При обертанні трьох валів вібратора дебаланси вібратора створюють обертову відцентрову силу: на середньому валу - $\frac{m_0 r \omega^2}{2}$, на крайніх валах - $\frac{m_0 r \omega^2}{4}$. Внаслідок того, що дебаланси вібратора, з'єднані шестернями, обертаються з однаковою швидкістю в протилежні сторони, нерухомий вібратор створює прямолінійну збурюючу силу $m r \omega^2 \sin(\omega t)$.

Розділивши всі члени рівняння (13) на коефіцієнт при вищій похідній $(m+m_0)$ приведемо його до виду, зручному для розрахунку

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + p^2x = q r \omega^2 \sin(\omega t), \quad (26)$$

де $q = \frac{m_0}{m+m_0}$ - співвідношення обертових і загальної мас коливальної системи; n - приведений

коефіцієнт в'язких опорів пружної системи, $2n = \frac{\mu C}{m+m_0}$; $p = \sqrt{\frac{C}{m+m_0}}$ - власна частота коли-

вань гармонійного осцилятора. При нерухомій коливальній системі на підшипники вібратора діє сумарний тиск

$$F_{n0} = m_0 r \omega^2 - m_0 g. \quad (27)$$

У виразі (27) можна знехтувати силами тяжіння дебалансу $m_0 g$ унаслідок їх малості порівняно з діючими відцентровими силами $m_0 r \omega^2$.

У режимі сталих коливань внаслідок того, що вантажонесучий орган переміщується з прискоренням \ddot{x} , сила тиску на підшипники вібратора дорівнює

$$F_{ne} = m_0 (r \omega^2 - \ddot{x} \sin \omega t). \quad (28)$$

Підставивши в вираз (28) значення прискорення \ddot{x} коливань гармонійного осцилятора, отримаємо навантаження на підшипники вібратора

$$F_{ne} = m_0 r \omega^2 \left[1 + \frac{q \omega^2 (p^2 - \omega^2)}{4n^2 \omega^2 + (p^2 - \omega^2)^2} \cdot \sin^2 \omega t - \frac{q n \omega^3}{4n^2 \omega^2 + (p^2 - \omega^2)^2} \cdot \sin 2\omega t \right]. \quad (29)$$

Робота, що витрачається за один оборот на подолання сил тертя в підшипниках вібратора

$$W_{пв} = \int_0^{2\pi} f_{тр} F_n \frac{D}{2} d\omega t, \quad (30)$$

де $f_{тр}$ - приведений коефіцієнт тертя в підшипниках вібратора; D - діаметр бігової доріжки підшипників вібратора, м. Підставивши в цей вираз значення $F_{пв}$ з (28) і виконавши інтегрування, отримуємо

$$W_{ne} = 2\pi \mu s m_0 r^2 \omega^2 \left[1 + \frac{q \omega^2 (p^2 - \omega^2)}{2[4n^2 \omega^2 + (p^2 - \omega^2)^2]} \right]. \quad (31)$$

Потужність, що витрачається на подолання сил тертя в підшипниках вібратора, дорівнює

$$N_{ne} = \frac{W_{ne}}{T} = \eta s m r^2 \omega^3 \left[1 + \frac{q \omega^2 (p^2 - \omega^2)}{2[4n^2 \omega^2 + (p^2 - \omega^2)^2]} \right]. \quad (32)$$

де $S = D/2r$ - співвідношення діаметра бігової доріжки підшипника і ексцентриситету обертових частин вібратора. Тоді значення реактивного моменту опору навантаження електропривода від втрат у підшипниках вібратора

$$M_{ne} = \frac{N_{ne}}{\omega} = \eta s m r^2 \omega^2 \left[1 + \frac{q \omega^2 (p^2 - \omega^2)}{2[4n^2 \omega^2 + (p^2 - \omega^2)^2]} \right]. \quad (33)$$

Миттєве значення активного моменту опору дебалансу центрального валу тривального

вібратора в будь-який момент часу $M_{деб.и} = \frac{m_0}{2} rg \sin(\omega t)$, тоді як активний момент опору

дебалансів крайніх валів тривального вібратора $M_{деб.к} = \frac{m_0}{4} rg \sin(\omega t)$. Тоді сумарне миттєве

значення активного моменту опору тривального вібратора, приведене до валу електродвигуна, враховуючи ККД передачі вібратора $\eta_{п.в}$ та передатне відношення редуктора i , матиме вигляд

$$M_n(t) = \frac{m_0}{2} rg \sin(\omega t) + \frac{m_0}{2 \cdot i \cdot \eta_{п.в}} rg \sin(\omega t). \quad (34)$$

Визначаємо діюче значення активного моменту опору тривального вібратора, приведене до валу електродвигуна, за формулою

$$M_n = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T M_n(t) \cdot dt} = \frac{m_0 rg}{2\sqrt{2}} \left(1 + \frac{1}{i \cdot \eta_{п.в}}\right), \text{ Нм}. \quad (35)$$

Значення потужності, необхідної для переміщення матеріалу визначимо за формулою:

$$N_n = M_n \cdot \omega = \frac{m_0 rg \omega}{2\sqrt{2}} \left(1 + \frac{1}{i \cdot \eta_{п.в}}\right), \text{ Вт}. \quad (36)$$

Таким чином, приведений статичний момент опору ЕП ВМ з інерційним дебалансним приводом та направленим рухом коливань

$$M_{сз} = M_{nz} + M_{ne} + M_n, \text{ Нм}, \quad (37)$$

після підстановки отриманих залежностей (25), (33), (35), отримуємо залежність від кутової швидкості приведенного до валу двигуна статичного моменту опору ЕП ВМ

$$M_{сз} = \frac{\mu c m_0^2 r^2 \omega^5}{2(\mu^2 c^2 \omega^2 + (c - m\omega^2 - m_0\omega^2)^2)} + \eta s m r^2 \omega^2 \left[1 + \frac{q\omega^2(p^2 - \omega^2)}{2[4n^2\omega^2 + (p^2 - \omega^2)^2]} \right] + \frac{m_0 rg}{2\sqrt{2}} \left(1 + \frac{1}{i \cdot \eta_{п.в}}\right), \quad (38)$$

Висновки і шляхи подальших досліджень. Момент опору електроприводу вібромашини з інерційним дебалансним приводом та направленим рухом коливань складається з реактивного моменту опору навантаження від втрат у пружних зв'язках, моменту, що витрачається на подолання сил тертя в механізмі приводу (підшипників кочення вібратора) і активного моменту опору, який необхідний для переміщення матеріалу, що транспортується.

У даній роботі отримані залежності всіх зазначених складових моменту опору електропривода вібраційного живильника з тривальним вібратором та направленим рухом коливань; отримана залежність від кутової швидкості приведенного до валу двигуна статичного моменту опору ЕП ВМ. Встановлені залежності можуть використовуватись при аналізі системи ЕП-ВМ при визначенні характеру руху приводу при відомих моментах двигуна і опору, що і є шляхами подальших досліджень.

Список літератури

1. Величко Т.В., Родькин Д.И. Теория электропривода. Часть 1. Механика и характеристики двигателей в электроприводе: [Учебное пособие]/Т.В. Величко, Д.И. Родькин, – Кременчуг: КППИ, 1999. – 237 с.
2. Браславский И.Я. Энергосберегающий асинхронный электропривод: [Учебное пособие для высших учебных заведений]/ И.Я. Браславский, З.Ш. Ишматов, В.Н. Поляков, - М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 256 с.
3. Чиликин М.Г., Сандлер А.С. Общий курс электропривода: Учебн. для вузов / М.Г. Чиликин, А.С. Сандлер. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.
4. Онищенко Г.Б., Юньков В.Г. Электропривод турбомеханизмов / Г.Б. Онищенко, В.Г. Юньков. – М.: Энергия, 1972.
5. Лезнов Б.С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных установках. – М.: ИК «Ягобра» Биоинформсервис, 1998. – 285 с.
6. Вешневский С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе. – М.: Энергия, 1977. – 432 с.
7. Ключев В.И. Теория электропривода: Учебн. для вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 2001. – 704с.
8. Блехман И. И. Что может вибрация?.-М.:Наука,1988.-207 с.
9. Гончаревич И.Ф. Вибротехника в горном производстве. – М.: Недра, 1992.–317 с.
10. Спиваковский А. О., Гончаревич И. Ф. Вибрационные и волновые транспортирующие машины/ А. О. Спиваковский, И. Ф. Гончаревич. - М.:Наука,1983.-287 с.
11. Гончаревич И. Ф. Динамика вибрационного транспортирования.-М.:Наука,1972.-244 с.

12. Учитель А.Д., Гуцин В.В. Вибрационный выпуск горной массы / А.Д. Учитель, В.В. Гуцин. – М.: Недра, 1981. – 232 с.
13. Спиваковский А. О., Гончаревич И. Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства/ А. О. Спиваковский, И. Ф. Гончаревич.- М.:Машиностроение,1972 .-327 с.
14. Потураев В. Н., Белобров В. И., Михайленко Е. И. Анализ динамики механических систем на аналоговых ЭВМ / В. Н. Потураев, В. И. Белобров, Е. И. Михайленко. - К.:Вища школа,1989 .-150 с.
15. Потураев В. Н., Франчук В. П., Червоненко А. Г. Вибрационные транспортирующие машины: основы теории и расчета/В. Н. Потураев, В. П. Франчук, А. Г. Червоненко.-М.:Машиностроение,1964 .-272 с.
16. Потураев В. Н., Дырда В. И., Надутый В. П. Резина в горном деле/ В. Н. Потураев, В. И. Дырда, В. П. Надутый. - М.:Недра,1974 .-152 с.
17. Потураев В. Н. Резиновые и резино-металлические детали машин.-М.:Машиностроение,1966 .-299 с.
18. Нарышкин В. Н., Коросташевский Р. В. Подшипники качения: Справочник-каталог /Под ред. В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
19. Классификатор ЕСКД: Класс 31:Подшипники качения 1.79.100 .-М.:Изд-во стандартов,1988 .-77 с.
20. Гармаш Н. И., Новак С. Б., Савицкий В. Е., Савицкий Е. В. Подшипники скольжения и качения/Н.И. Гармаш, С.Б. Новак и др.. – Кривой Рог, 2003 – 447 с.

Рукопис подано до редакції 04.03.14

УДК 622.271

А.Ю.АНТОНОВ, Ю.С.МЕЦ, доктора техн. наук, проф.
Криворожский национальный университет

ПРЕДПРОЕКТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗРАБОТКИ ПЕТРОВСКОГО МЕСТОРОЖДЕНИЯ КАРЬЕРОМ №3

Описаны основные принципы повышения эффективности разработки Петровского железорудного месторождения путем перехода на уступы высотой 30 м, увеличением крутизны бортов, применением комплекса буровзрывных работ, транспортированием горной массы крутонаклонными конвейерами поверхностного размещения.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. С переходом к отработке глубоких горизонтов карьера становится очевидным, что непринятие мер по изменению параметров общепринятых элементов систем разработки приведет к ухудшению условий ведения горных работ.

Имеющийся наличный парк горнотранспортного оборудования на карьере и его типоразмеры с ухудшающимися с глубиной условиями работы предопределили усложнение организационной взаимосвязи технологических систем и ухудшение технико-экономических показателей его работы.

Необходимо также отметить, что с увеличением глубины карьера происходит постоянный рост объемов разработки вскрышных пород на глубоких горизонтах. Выходом из сложившейся ситуации может служить переход на отработку месторождения уступами увеличенной высоты.

В это же время разработка железистых кварцитов Петровского месторождения карьером №3 ведется с применением уступов высотой 15 м по скальным породам и по руде, а по рыхлой вскрыше (верхние горизонты) высотой уступов 10 м.

В России и в других странах внедряется технология с применением уступов высотой 30м и отработкой их экскаваторами ЭГ-12АУ, РН 170 фирмы Катерпиллер, а также ЭКГ-8И, ЭКГ-12,5 и др., что позволило существенно изменить параметры систем разработки и улучшить технико-экономические показатели отработки месторождений [1,2].

Анализ исследований и публикаций. К настоящему времени накоплен определенный опыт по отработке уступов увеличенной высоты. Так, на верхних горизонтах карьеров ЦГОК, ИнГОК, ЮГОК, Первомайского СевГОКа и карьера №3 НКГОКа успешно была проведена проверка взрывания и отработка уступов высотой 25-30 м [3,4].

Перевод Сибайского и Коршуновского карьеров с 15 на 20-метровые уступы позволил повысить производительность на транспортном комплексе за счет сокращения длины транспортных коммуникаций, объема путевых и вспомогательных работ на уступах, а также увеличить производительность бурового станка по горной массе в результате сокращения перебуров и времени на вспомогательные операции [5,6].

С переходом к отработке уступов с 12 на 15-метровые среднемесячная производительность