

ность подроста обнаружена в мелкой высотной группе (93,0 %), а минимальную – в большой высотной группе (50 %). Поэтому во время естественного зарощивания срубов целесообразно ориентироваться преимущественно на мелкую фракцию подроста. Наибольшие объемы составляют повреждение стволов. Повреждений кроны обнаружено в 3 раза меньше, а повреждений корней – в 4 раза.

Ключевые слова: колесные трактора, вырубки, влияние, повреждение, подрост, высотные группы.

Viter R.M. Impact of lumbering technologies with the use of wheeled tractors on the state natural rejuvenation in the mountainous forests of the Ukrainian Carpathians

The results researches from valuation of the caterpillar skidders influence on undergrowth are given. It is set that on frames the particle of intact pidrostu is high enough and makes on the average 81,1 %. The amount of the damaged copies grows with the increase of height of pidrostu. Found out maximal stored of pidrostu in a shallow height group (93,0 %), and minimum – in a large height group (50 %). Therefore during natural zaroschuvannya of frames it is expedient to be oriented mainly on shallow faction of pidrostu. Most volumes make the damage of barrels. Damages of crown it is discovered in 3 times less than, and damages of roots – in 4 times.

Keywords: wheeled tractors, cutting areas, influence, undergrowth, height groups.

УДК 621.086.065

Доц. О.М. Удовіцький, канд. техн. наук –
НЛТУ України, м. Львів

**ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДІВ
ПОЗДОВЖНІХ КОНВЕЄРІВ**

Наведено основні залежності для визначення обертового моменту двигуна та моменту опору конвеєра. Розроблено методику для вибору типу і механічної характеристики електродвигуна залежно від конструкції конвеєра, швидкості руху його тягового органа та величини зовнішнього навантаження.

Конвеєри широко використовуються в різних галузях промисловості. Вони значною мірою впливають на технологічний процес виробництва та продуктивність праці.

Ще за декілька тисячоліть до н.е. у стародавньому Китаї та Індії в зрушувальних системах використовували ланцюгові помпи, які можна вважати прототипами скребкових конвеєрів [1]. Наприкінці XVIII століття конвеєри використовували для переміщення сипких матеріалів на великі відстані. У XIX ст. були застосовані конвеєри, що мали стрічки з міцної тканини для переміщення важких штучних вантажів. Стрічкові конвеєри із тканинними прогумованими стрічками вперше були використані у Великобританії (1868 р.), стаціонарні та пересувні пластинчасті конвеєри – в Росії (1870 р.), гвинтові конвеєри для переміщення крупнокускових матеріалів – в США (1887 р.) ковшові – у США (1896 р.), стрічкові із сталевими стрічками – у Швеції (1905 р.), інерційні – у Великобританії та Німеччині (1906 р.), спеціальні збиральні конвеєри – у США (1912-1914 рр.) [1, 2].

Конвеєри в сучасному виробництві використовують не тільки для транспортування вантажів, а і як передавальні пристрої в технологічних автоматизованих лініях для виготовлення, оброблення деталей, збирання вузлів і агрегатів. Завдяки спрямованості дії та автоматизації управління конвеєри

стають невід'ємною частиною сучасних технологічних процесів. Вони встановлюють та регулюють темп виробництва, забезпечують його ритмічність, підвищують продуктивність виробництва.

Основним елементом конвеєрів, що визначає характер їхньої роботи і надійність, є привід. Для приводів конвеєрів використовують асинхронні електродвигуни [3, 4]. Під час вибору електродвигуна, що приводить в рух конвеєр, потрібно насамперед встановити відповідність механічних характеристик двигуна характеристиці привідного механізму.

Механічна характеристика електропривода характеризується жорсткістю, яку можна визначити із залежності:

$$\beta = \frac{(M_2 - M_1)}{(\omega_2 - \omega_1)} = \frac{\Delta M}{\Delta \omega}, \quad (1)$$

де: M_2, M_1 – максимальне та мінімальне значення моментів електропривода; ω_2, ω_1 – відповідно мінімальна та максимальна кутові швидкості вала двигуна.

За нелінійних механічних характеристик їхня жорсткість змінюється в кожній точці і може бути визначена із залежності:

$$\beta_c = \frac{\partial M_{on}}{\partial \omega}, \quad (2)$$

де M_{on} – момент опору механізму конвеєра.

Для забезпечення статичної стійкості привода потрібно в точці встановленого режиму роботи забезпечити умову:

$$\frac{\partial M}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{on}}{\partial \omega} < 0,$$

де M – момент на валі електродвигуна.

Асинхронні двигуни мають здатність зменшувати швидкість, якщо момент двигуна стане меншим від статичного моменту конвеєра. Так забезпечується їхня статична стійкість. Статичну стійкість привода можна забезпечити на основі графіка (рис. 1).

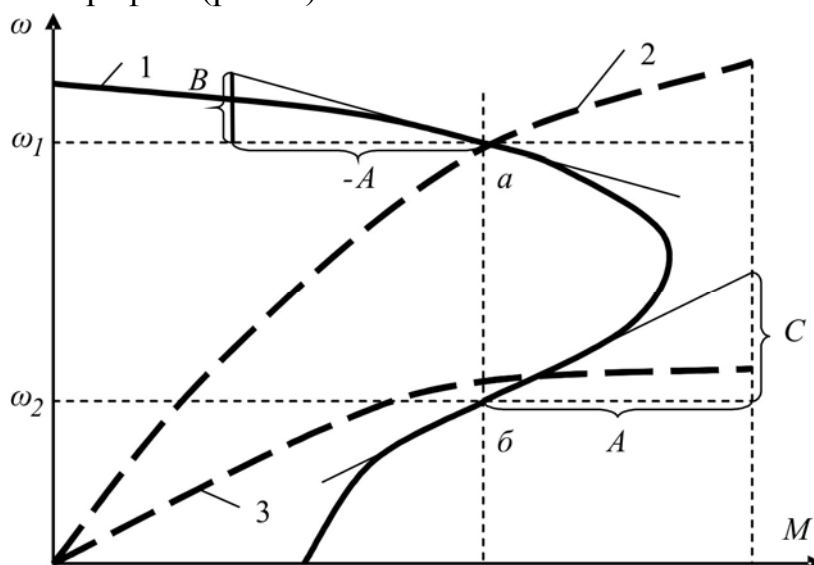


Рис. 1. Графіки для визначення статичної стійкості привода конвеєра з асинхронним двигуном: 1 – механічна характеристика електродвигуна; 2, 3 – відповідно максимальний та мінімальний опори механізму конвеєра

Якщо двигун завантажити постійним моментом, то в точці *a* будемо мати: $\frac{\partial M}{\partial \omega} - \frac{\partial M_C}{\partial \omega} = -A/B - 0 < 0$, тобто режим стійкий,

а в точці *b*: $\frac{\partial M}{\partial \omega} - \frac{\partial M_C}{\partial \omega} = A/B - 0 > 0$, тобто режим нестійкий.

Роботи двигуна в такому режимі варто уникати.

Механічну характеристику привода конвеєра можна визначити за емпіричною формулою [5]

$$M_{on} = M_0 + (M_{onном} - M_0) \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^\chi, \quad (4)$$

де: M_0 – момент опору тертя в рухомих частинах конвеєра; $M_{onном}$ – момент опору за номінальної швидкості $\omega_{ном}$; χ – показник степеня, що характеризує зміну моменту опору під час зміни швидкості (характеристика двигуна).

У загальному вигляді рівняння руху привода можна записати так:

$$M - M_{on} = I \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI}{dt}, \quad (5)$$

де I – зведений до вала двигуна момент інерції обертових частин привода.

Для обрахунку зміни швидкості та пришвидшення коливного руху запишемо вирази для першої та другої похідних кутових координат φ_i :

$$\left. \begin{aligned} \omega_i &= \varphi_i' = (\lambda_i \cdot \sin p_i \cdot t)' = \lambda_i \cdot p_i \cdot \cos p_i \cdot t; \\ \varepsilon_i &= \varphi_i'' = (\lambda_i \cdot \sin p_i \cdot t)'' = -\lambda_i \cdot p_i^2 \cdot \sin p_i \cdot t \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

де λ_i , p_i – відповідно амплітуда і частота коливань елементів привода. Після підстановки в ці вирази значень частот власних коливань можна визначити амплітуди кутів закручування валів, що з'єднують елементи привода.

Електромагнітні явища в асинхронному двигуні можна описати нелінійними диференціальними рівняннями такого виду [5]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{di_s}{dt} &= A_s (U_R + \Omega_s \cdot \psi_s - R_s \cdot i_s) + B_s (\Omega_R \cdot \psi_R - R_R \cdot i_R) \\ \frac{di_R}{dt} &= A_R (\Omega_R \cdot \psi_R - R_R \cdot i_R) + B_R (U_s + \Omega_s \cdot \psi_s - R_s \cdot i_s) \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

де: i_s , i_R ; U_s – матриці-колонки струмів і напруг; A_s , B_s , A_R , B_R – квадратні матриці зв'язків; Ω_s , Ω_R – квадратні матриці частот обертання; ψ_s , ψ_R – матриці-колонки потокозчеплень. Індекс *s* вказує на приналежність величини до обмотки статора, а *R* – ротора. Електромагнітний момент двигуна можна визначити з залежності [9, 10]:

$$M_{ел} = \frac{3}{2} \rho_0 \frac{1}{\tau} (i_{Rx} \cdot i_{sy} - i_{Ry} \cdot i_{sx}) \cdot U, \quad (8)$$

де: i_{Rx} , i_{sy} , i_{Ry} , i_{sx} – проекції струмів статора і ротора на координатні осі *X* та *Y*; τ – величина, що визначається за кривою намагнічування; ρ_0 – кількість пар магнітних полюсів.

Для прикладу покажемо часову залежність моменту електродвигуна 4А180S4УЗ потужністю $P=22$ кВт, який використовується у приводах поздовжніх транспортерів на лісових складах [4], рис. 2.

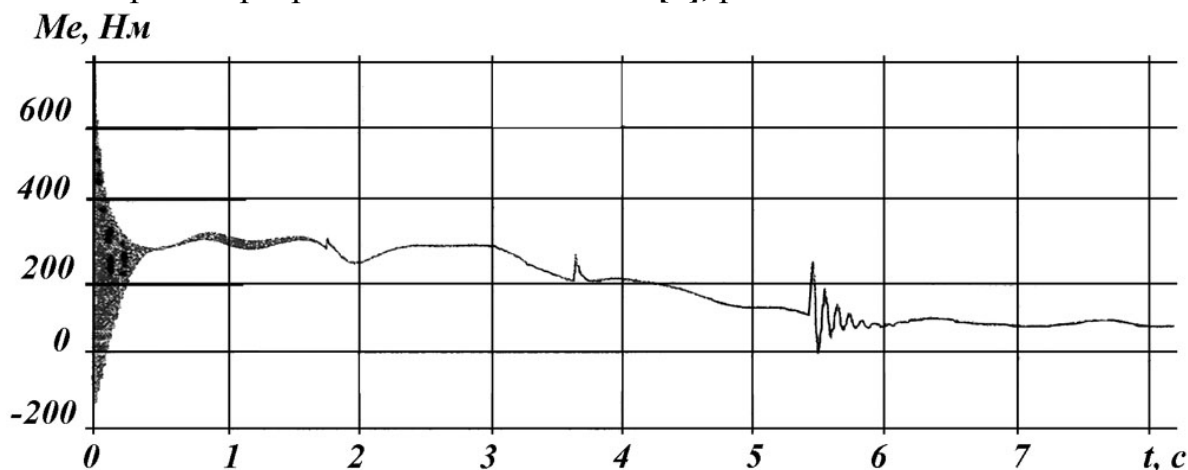
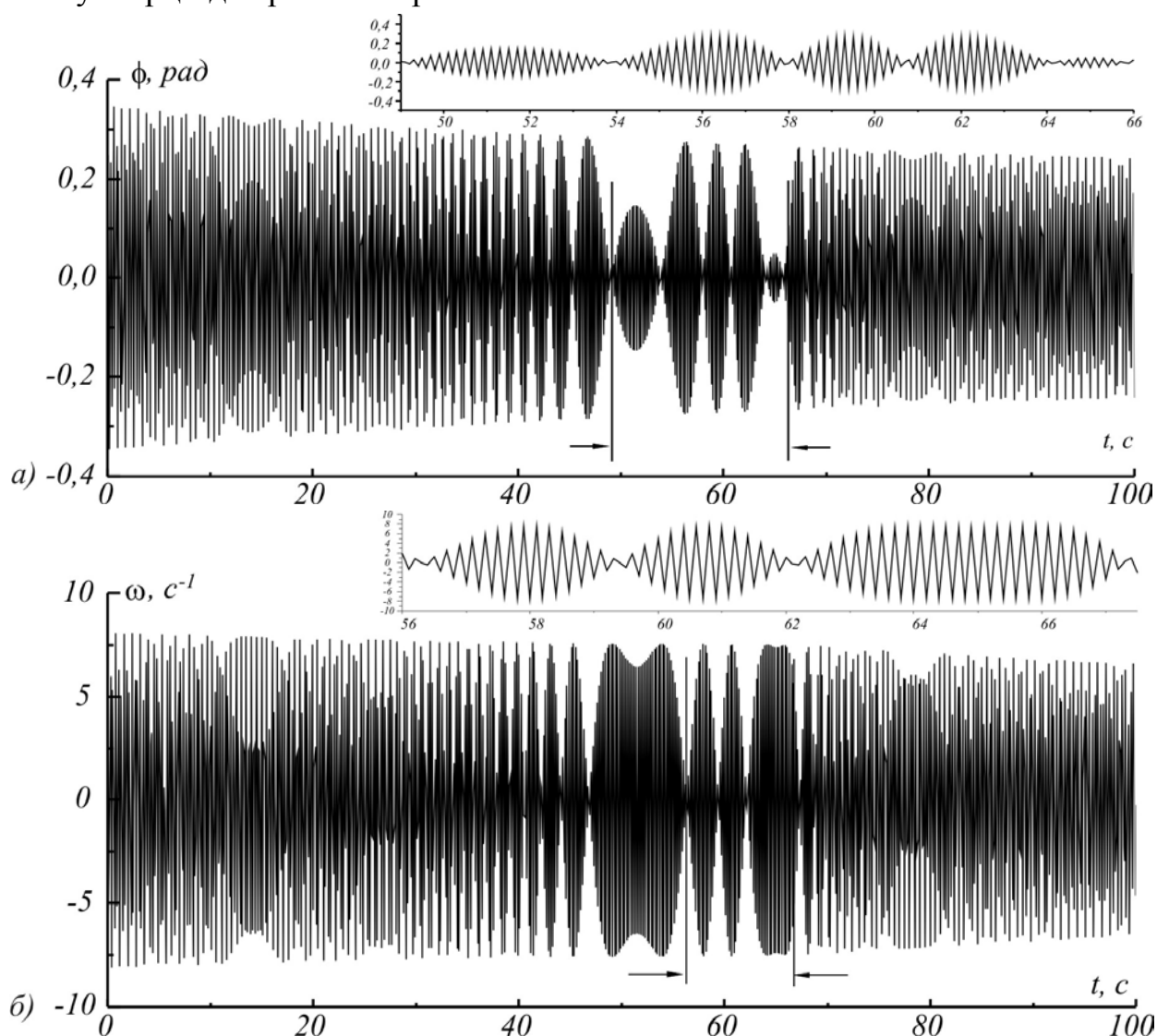


Рис. 2. Часова залежність електромагнітного моменту двигуна

На рис. 3 показано процес коливань елементів привода, а на рис. 4 – зміну максимального значення пружного моменту залежно від величини моменту інерції для різних жорсткостей вала.



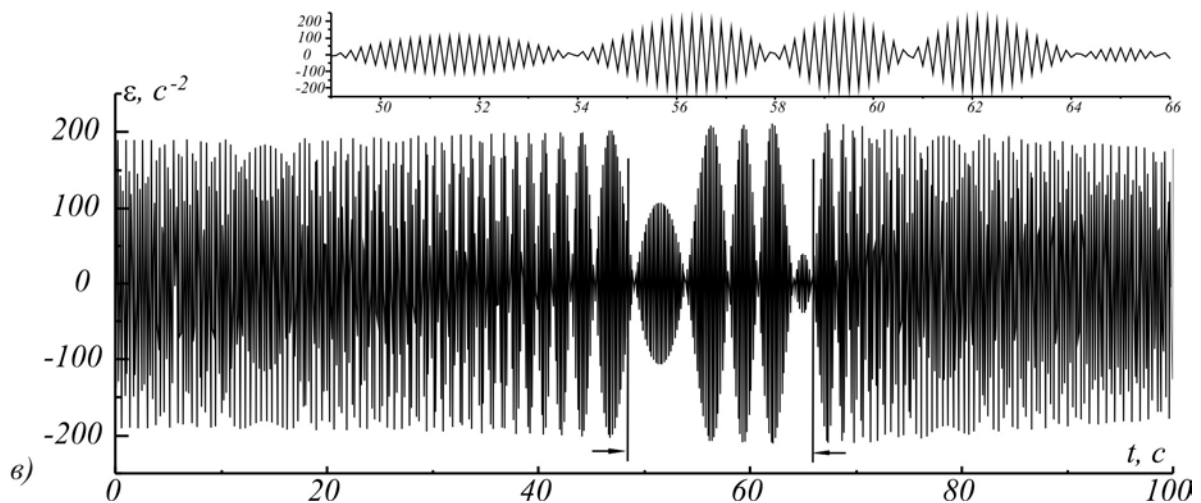


Рис. 3. Коливання елементів привода, перша гармоніка: а) кутова амплітуда вимушених коливань передачі; б) швидкість коливного руху передачі; в) пришивищення коливного руху передачі

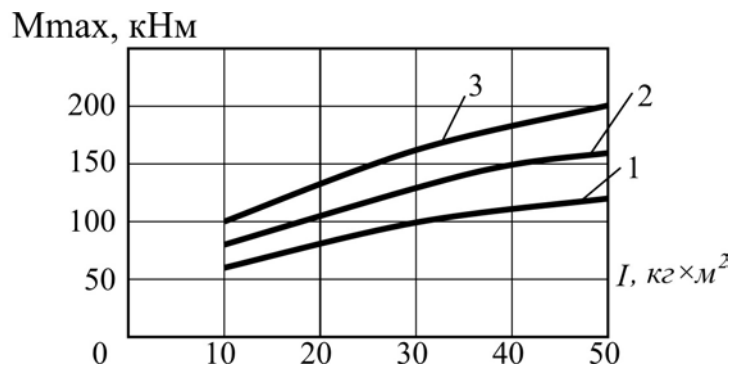


Рис. 4. Графік залежності пружного моменту від величини моменту інерції за: 1 – $C=10$ Нм/рад; 2 – $C=20$ Нм/рад; 3 – $C=30$ Нм/рад

Аналіз графіків рис. 3 та рис. 4 показав, що на перших гармоніках коливань спостерігаються близькі до резонансних режими роботи приводів, про що свідчить явище неповного биття. Для прийнятих вихідних даних биття виникають протягом часу 30,5...66,7 секунд з періодом 1...5 секунд. Такі биття є нестационарними, про що свідчать графіки. Биття припиняється, коли стають однаковими моменти інерції напрямних шківів конвеєра. Цей факт потрібно враховувати під час проектування конвеєрів.

Наведена методика дає змогу правильно вибрати тип і механічні характеристики двигуна залежно від конструкції конвеєра, швидкості руху його тягового органа та величини зовнішнього навантаження.

Література

1. Спиваковський А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковський, В.К. Дьяков. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1983. – 487 с.
2. Волков Р.А. Конвейеры : справочник / под общ. ред. Ю.А. Пертена / Р.А. Волков, А.Н. Гнутов. – Л. : Изд-во "Машиностроение", 1984. – 367 с.
3. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. – К. : Вид-во "Вища шк.", 1988. – 424 с.
4. Лютий Є.М. Підйимально-транспортувальні машини і пневмотранспорт підприємств лісового комплексу: навч. посібн. / Є.М. Лютий, П.П. Нахаєв, Й.С. Бадера, О.М. Удовиський. – Частина I. Транспортувальні машини. – Львів : НЛТУ України, 2006. – 154 с.
5. Вейц В.Л. Динамические расчеты приводов машин / В.Л. Вейц, А.Е. Качура, А.М. Мартыненко. – Л. : Изд-во "Машиностроение", 1971. – 353 с.

Удовицкий О.М. Обоснование основных параметров приводов продольных конвейеров

Приведены основные зависимости для определения оборотного момента двигателя и момента сопротивления конвейера. Разработана методика для выбора типа и механической характеристики электродвигателя в зависимости от конструкции конвейера, скорости движения его тягового органа и величины внешней нагрузки.

Udovitskij O.M. Substantiation of the basic parameters of longitudinal conveyers drive

Basic dependences are arise for determination of circulating moment of engine and moment of resistance of conveyer. A method for the choice of type and mechanical description of electric engine depending on construction of conveyer, rate of movement of his pulling organ and size of the external loading is developed.

УДК 629.3.027: 629.3.064 *Ад'юнкт О.Д. Бойко – Академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного; доц. Р.В. Зінько, канд. техн. наук; доц. І.С. Лозовий, канд. техн. наук – НУ "Львівська політехніка"*

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОМОБІЛЯ ЗІ СПЕЦІАЛЬНИМИ ШИНАМИ

Запропоновано методику експериментального дослідження робочих процесів машин з спеціальними шинами. Методика базується на використанні комплексу апаратури, який дає змогу всебічно оцінити низку параметрів і порівняти отримані результати з результатами теоретичних досліджень.

Ключові слова: багатосекційні шини, методика експериментальних досліджень.

Вступ. Використання автомобільної і спеціальної техніки (форестери, харвестери, трімери) у важких і специфічних умовах (бездоріжжя, гірські, лісові дороги, застосування автомобілів у військових діях, заготівлі деревини тощо) призводить до пошкодження колісних рушіїв. Для підвищення ефективності використання таких автомобілів, збільшення їхньої надійності доцільно використовувати багатосекційні шини [1, 2]. Навіть з кількома пошкодженими секціями такого колеса автомобіль зможе рухатися.

Постановка задачі. Застосування багатосекційних шин на автомобілях спеціального призначення дає змогу ефективніше використовувати його за основним призначенням. Перевірка ефективності полягає у визначенні характеристик автомобіля під час руху та роботи і порівнянні їх з параметрами базового автомобіля чи з визначеними контрольними параметрами для цього виду функціонування. Таку перевірку доцільно здійснювати за допомогою комп'ютерного моделювання. Але вхідні параметри та характеристики варто брати зі зразків техніки, що найчастіше використовуються. Для перевірки точності роботи математичної моделі та пакета прикладних програм використовувалася триетапна їх апробація, яка складалася з таких етапів [3, 4]:

- перевірка адекватності моделей та пакетів на основі аналізу тестових задач статички і динаміки руху МС;
- зіставлення результатів відомих досліджень з отриманими результатами;
- зіставлення результатів чисельного і натурного експериментів.

Перші два етапи підтвердження адекватності моделі і пакета прикладних програм функціонування автомобіля з багатосекційними шинами показав-