

ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ КОМПЛЕКСИ ТА СИСТЕМИ

УДК 621.311

О.С. Бешта, д-р техн. наук, проф.,
член-кор. НАН України

Державний вищий навчальний заклад „Національний
гірничий університет“, м. Дніпропетровськ, Україна,
e-mail: beshtaA@nmu.org.ua

ВИКОРИСТАННЯ РЕГУЛЬОВАНОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДА В ЗАДАЧАХ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ

O.S. Beshta, Dr. Sci. (Tech.), Professor, Corresponding
Member of the National Academy of Science of Ukraine

State Higher Educational Institution “National Mining University”,
Dnipropetrovsk, Ukraine, e-mail: beshtaA@nmu.org.ua

ELECTRIC DRIVES ADJUSTMENT FOR IMPROVEMENT OF ENERGY EFFICIENCY OF TECHNOLOGICAL PROCESSES

Мета. Наукове обґрунтування можливості підвищення енергоефективності технологічних процесів засобами електропривода.

Методика. Методика досліджень включає теоретичні дослідження потужності та питомих енерговитрат технологічного обладнання, що залежать від продуктивності певних технологічних комплексів. Сформульовано задачу отримання залежності цих показників від середньої продуктивності обладнання та її середньоквадратичного відхилення при заданій гістограмі продуктивності за цикл роботи технологічного комплексу. Встановлені загальні закономірності перевірялись на прикладах двох найбільш поширених у промисловості та енергоємних класах механізмів – насосних станціях та конвеєрах. Для цього теоретично отримано залежності між енергетичними параметрами цих механізмів та їх продуктивністю при різних способах регулювання продуктивності, у тому числі – швидкістю робочих органів. На основі цих залежностей встановлювались параметри найбільш енергоощадного режиму роботи механізмів. Отримані результати співпадають із результатами, що випливають із встановлених загальних закономірностей.

Результати. Встановлено, що регулювання швидкості механізмів технологічних комплексів дозволяє зменшити питому енергію на одиницю продуктивності при певній пропорційній залежності моменту навантаження та продуктивності технологічного процесу від швидкості. При цьому доведено, що найбільший ефект від такого регулювання знаходиться у діапазоні регулювання продуктивності 2:1. При більшому діапазоні регулювання слід вибирати два робочих механізми, один з яких працює з номінальною продуктивністю, а інший – регулюється в діапазоні швидкості 2:1. Визначено, що енергоефективність суттєво залежить від коливань продуктивності механізму відносно середнього значення у циклі роботи. Тому, якщо середньоквадратичне відхилення перевищує 5–10%, необхідно перейти до заміни механізму з великою продуктивністю на декілька механізмів меншої продуктивності і регулювати продуктивність одного з них. Встановлено, що, теоретично, максимальна ефективність з точки зору економії потужності, що витрачається на регулювання подачі шляхом регулювання швидкості насоса, у порівнянні з регулюванням подачі засувкою, знаходиться в межах 4% при підтримці сталості напору в гідросистемі і порядку 40% без підтримки сталості напору. Регулювання продуктивності одного насоса повинно знаходитися в діапазоні (5–10)%... (40–50)% від його номінальної продуктивності. Регульований електропривод на магістральних трубопроводах і гідромережі, де підтримується сталість напору або невисокий діапазон регулювання подачі, є недоцільним з точки зору економії електроенергії. Навпаки, для підтримання сталості продуктивності в мережі найбільш доцільним, з точки зору ефективної економії електроенергії, є застосування регульованих за швидкістю приводів насосних агрегатів. Визначено екстремальний характер залежності витрат енергії від швидкісного режиму конвеєра при постійній продуктивності проміжного бункера. Тому теоретично визначено таку швидкість конвеєра, при якій витрати енергії на транспортування вантажів є мінімальними. Зменшення середньої швидкості конвеєра при підтримці постійного питомого навантаження стрічки знижує непродуктивні втрати енергії, але збільшує витрати енергії на одиницю ваги продукції, що транспортується, (питомі витрати). Мінімізація питомих витрат енергії в такому випадку можлива тільки за рахунок збільшення швидкості стрічки.

Наукова новизна. Полягає у встановленні узагальнюючих закономірностей, що дозволяють отримати параметри режимів найбільш енергоефективної роботи технологічних комплексів.

Практична значимість. Полягає в отриманні параметрів режимів найбільш енергоефективної роботи технологічних комплексів.

Ключові слова: енергозбереження, енергоефективність, електропривод, конвеєр, технологічний процес, регулювання продуктивності, насос, гістограма продуктивності

© Бешта О.С., 2012

Постановка проблеми. У ланцюзі передачі корисної потужності від джерела енергії до споживача окреме місце займає електропривод технологічного обладнання. Електропривод є керованим перетворювачем електричної енергії джерела енергії в механічну енергію технологічного обладнання для забезпечення вимог технологічного процесу. Електропривод разом з технологічним обладнанням, що приводиться, складає електромеханічну систему технологічного обладнання (ЕМС ТО) зі своїм ККД. При передачі енергії в такій системі забезпечується послідовна взаємодія електропривода й технологічного обладнання з відповідними ККД перетворення енергії у цих складових електромеханічної системи. При цьому ККД електропривода й ККД технологічного обладнання можуть змінюватися неоднаково в залежності від зміни продуктивності технологічного процесу. Якщо ККД електропривода визначається навантаженням на валу електродвигуна, то ККД технологічного обладнання пов'язаний з його продуктивністю. Таким чином, загальний ККД електромеханічної системи технологічного обладнання має максимум, що залежить як від навантаження двигуна, так і від продуктивності роботи технологічного обладнання.

Як правило, продуктивність технологічного обладнання пропорційна лінійній або кутовій швидкості робочого органу та, через коефіцієнт редукції, – кутовій швидкості електропривода. При цьому момент опору й використовувана потужність механізму тісно пов'язані з його продуктивністю.

Характер зміни продуктивності певного технологічного обладнання визначається гістограмою продуктивності за відповідний час роботи – добу, тиждень, місяць, рік (рис. 1).

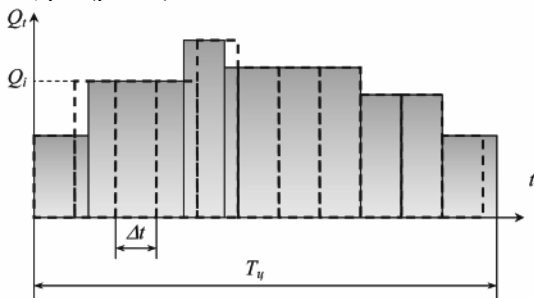


Рис. 1. Гістограма продуктивності виробничого механізму

Без суттєвої похибки базову гістограму (рис. 1) можна спростити, привівши окремі її частини до одного відрізка часу Δt у межах циклу T_u , і вважати, що гістограма є тахограмою механізму без урахування перехідних процесів розгону і гальмування.

Використовуючи вираз для відносної кутової швидкості (V)

$$v = \omega / \omega_n,$$

маємо тахограму виробничого механізму у відносних одиницях (рис. 2), де ω – кутова швидкість робочого органу технологічного обладнання; ω_n – номінальна

швидкість робочого органу технологічного обладнання.

У загальному вигляді для усіх груп механізмів момент опору можна описати формулою

$$M_c = M_{xx} + (M_{cn} - M_{xx}) \cdot v^\alpha, \quad (1)$$

де M_{xx} – момент неробочого ходу механізму; M_{cn} – момент статичного опору при номінальній швидкості двигуна ω_n ; M_c – момент статичного опору при поточній швидкості ω ; α – степінь нелінійної залежності моменту опору від швидкості.

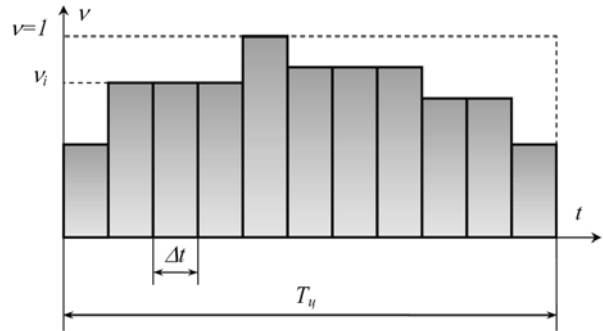


Рис. 2. Тахограма виробничого механізму

Приймаючи за базову величину моменту статичного опору при номінальній швидкості двигуна M_{cn} , отримуємо рівняння (1) у відносних одиницях

$$\mu_c = \mu_{xx} + (1 - \mu_{xx}) \cdot v^\alpha,$$

де $\mu_{xx} = M_{xx} / M_{cn}$, $\mu_c = M_c / M_{cn}$; μ_{xx} – момент холостого ходу; M_{cn} – номінальний статичний момент; μ_c – поточний статичний момент.

За типом механічних характеристик усе технологічне обладнання можливо розділити на чотири групи:

- 1) момент опору не залежить від швидкості, $\alpha = 0$ (механізми підйому, подачі верстатів і т.і.);
- 2) момент опору нелінійно залежить від швидкості, $\alpha = 2, \dots$ (вентилятори, відцентрові насоси, центрифуги);
- 3) момент опору нелінійно зворотно пропорційний швидкості, $\alpha = -1$ (моталки прокатних станів, механізми, що працюють з постійною потужністю);
- 4) лінійна залежність моменту опору від швидкості, $\alpha = 1$ (електричний генератор).

Для трьох останніх класів механізмів регулювання продуктивності напряму призводить до зміни моменту опору і потужності виробничого механізму.

Корисна потужність P_m , що витрачається електроприводом на забезпечення продуктивності технологічного обладнання

$$\begin{aligned} P_m &= \mu_c \cdot v = [\mu_{xx} + (1 - \mu_{xx}) \cdot v^\alpha] \cdot v = \\ &= \mu_{xx} \cdot v + (1 - \mu_{xx}) \cdot v^{\alpha+1} \end{aligned}$$

З урахуванням тахограми технологічного обладнання (рис. 2) і припущення, що μ_{xx} не залежить від швидкості V , потужність $p_{m,i}$ на кожному відрізку часу Δt тахограми (рис. 2) визначатиметься

$$p_{m,i} = \mu_{xx} \cdot v_i + (1 - \mu_{xx}) \cdot (v_i)^{\alpha+1}.$$

Корисна робота електропривода $\sum_{i=1}^{i=T_u/\Delta t} p_{m,i} \cdot \Delta t$ за час циклу T_u становить

$$\sum_{i=1}^{i=T_u/\Delta t} p_{m,i} \cdot \Delta t = \mu_{xx} \cdot \sum_{i=1}^{i=T_u/\Delta t} v_i \times \\ \times \Delta t + (1 - \mu_{xx}) \cdot \sum_{i=1}^{i=T_u/\Delta t} v_i^{\alpha+1} \cdot \Delta t.$$

З рівняння (6) отримуємо середню потужність за цикл роботи p_m^{cp}

$$p_m^{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{i=T_u/\Delta t} p_{m,i} \cdot \Delta t}{T_u} = \mu_{xx} \cdot \frac{\sum_{i=1}^{i=T_u/\Delta t} v_i \cdot \Delta t}{T_u} + \\ + (1 - \mu_{xx}) \cdot \frac{\sum_{i=1}^{i=T_u/\Delta t} v_i^{\alpha+1} \cdot \Delta t}{T_u}. \quad (2)$$

Приймаючи, що швидкість електропривода регулюється нижче від основної, тобто завжди $v_i \leq 1$, маємо, що

$$\sum_{i=1}^{i=T_u/\Delta t} v_i \leq \frac{T_u}{\Delta t}. \quad (3)$$

Нерівність (3) стає рівнянням тільки у випадку, коли весь масив V_i дорівнює одиниці, і тахограма (рис. 2) вироджується у прямокутник зі сторонами $v=1$ і T_u . У цьому випадку зміна продуктивності шляхом регулювання швидкості не відбувається.

Отримуємо коефіцієнт заповнення тахограми (гістограми), або середню продуктивність технологічного обладнання q_{cp} за цикл роботи

$$q_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{i=T_u/\Delta t} v_i \cdot \Delta t}{T_u}. \quad (4)$$

Очевидно, що $q_{cp} \leq 1$.

Відносна глибина регулювання продуктивності визначається як $1 - q_{cp}$.

Розглянемо співвідношення

$$k_p = \sum_{i=1}^{i=T_u/\Delta t} v_i^{\alpha+1} \cdot \frac{\Delta t}{T_u}. \quad (5)$$

Вираз (5) представляє собою середнє за цикл значення складової відносної потужності технологічного обладнання k_p , що залежить від швидкості. Тобто k_p визначає степінь зміни потужності обладнання в залежності від регулювання його продуктивності за цикл роботи. Очевидно, що $k_p \leq 1$.

Визначимо рівняння (2) через рівняння (4) та (5)

$$p_m^{cp} = \mu_{xx} \cdot q_{cp} + (1 - \mu_{xx}) k_p. \quad (6)$$

З рівняння (6) маємо залежність середньої за цикл роботи обладнання потужності p_m^{cp} від середньої продуктивності q_{cp} (глибини регулювання $1 - q_{cp}$) при заданій залежності моменту опору від швидкості. При цьому вважаємо, що на кожному відрізку часу Δt продуктивність q_i дорівнює середньому значенню q_{cp} , тобто відхилення поточної продуктивності від середнього значення впродовж циклу роботи дорівнює нулю (рис. 3).

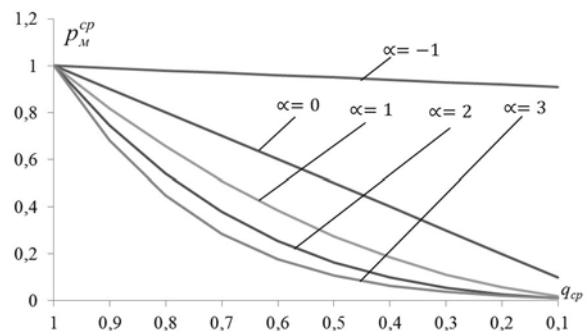


Рис. 3. Залежність середньої потужності обладнання p_m^{cp} від середньої продуктивності q_{cp}

На рис. 3 видно, що, навіть при законі регулювання з постійною потужністю ($\alpha = -1$), при зниженні швидкості середнє значення потужності зменшується пропорційно. Це пов'язано з наявністю потужності неробочого ходу, що змінюється зі зміною швидкості (6). Тому для точної стабілізації потужності слід враховувати цей факт.

На рис. 3 також видно, що чим більша залежність моменту навантаження від швидкості – тим більшу економію енергії можна отримати при регулюванні швидкості нижче від номінальної. Таке зниження витрат енергії, у залежності від зменшення продуктивності (швидкості) роботи, пов'язано з другою складовою формули (6), що відображає залежність моменту навантаження від швидкості роботи робочого механізму.

Якщо враховувати прийняту умову $p_i = p_{cp}$ упродовж циклу роботи (режим роботи з постійною

продуктивністю), то можна вважати $k_p = q_{cp}^{\alpha+1}$. Тому при цих умовах, узявши похідну p_m^{cp} від q_{cp} за формулою (6) і прирівнявши її нулю, можемо отримати порівняльні значення $q_{cp,e}$ для кожного α . Так, у порівнянні з механізмами групи $\alpha=0$ (момент навантаження не залежить від швидкості), механізми інших груп $\alpha \geq 1$ мають перевагу при зменшенні продуктивності з точки зору енергоефективності. У табл. 1 надані значення продуктивності за цикл роботи, при яких витрати енергії будуть мінімальні в порівнянні із групою $\alpha=0$.

Тобто найбільший ефект від регулювання швидкості робочого механізму із залежним від швидкості моментом навантаження досягається в області регу-

лювання продуктивності (швидкості) обладнання навколо значень, представлених у табл. 1.

Однак слід зауважити, що представлена вище картина є ідеалізованою, тому що впродовж циклу роботи продуктивність робочого механізму, зазвичай, змінюється і гістограма продуктивності відрізняється від прямокутної (рис. 2).

Тому слід визначити залежність витрат потужності обладнання не тільки від середньої за цикл продуктивності робочого механізму, але й від характеру зміни продуктивності відносно середнього значення. Цей характер представимо у вигляді відхилень швидкості Δv_i роботи механізму відносно середнього за його цикл роботи

$$\Delta v_i = v_i - v_{cp}$$

Таблиця 1

Умови мінімальних витрат енергії для різних груп механізмів

Ступінь нелінійної залежності моменту опору від швидкості	Середня еквівалентна продуктивність обладнання
$\alpha = 1$	$q_{cp,e} = 1/2$
$\alpha = 2$	$q_{cp,e} = 1/\sqrt{3}$
$\alpha = 3$	$q_{cp,e} = 1/\sqrt[3]{4}$

Тоді середня за цикл продуктивність технічного обладнання q_{cp} , у відповідності до формули (4), матиме вигляд

$$q_{cp} = v_{cp} + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta v_i = v_{cp},$$

де $n = T_u / \Delta t$.

Коефіцієнт потужності технічного обладнання матиме вигляд у відповідності до формули (5)

$$k_p = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (v_{cp} + \Delta v_i)^{\alpha+1}$$

Для декількох значень α коефіцієнт k_p приймає вигляд (табл. 2.)

Таблиця 2

Значення коефіцієнту k_p

Ступінь нелінійної залежності моменту опору від швидкості	Коефіцієнт потужності технічного обладнання
$\alpha = 0$	$k_p = v_{cp}$
$\alpha = 1$	$k_p = v_{cp}^2 + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta v_i^2$
$\alpha = 2$	$k_p = v_{cp}^3 + \frac{3v_{cp}}{n} \sum_{i=1}^n \Delta v_i^2 + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta v_i^3$

З табл. 2 бачимо, що у коефіцієнта k_p є постійна та змінна складові. Постійною складовою є середнє значення швидкості (продуктивності) обладнання за цикл роботи у відповідному степені, а змінна складова включає суми квадратів, кубів та інших (для $\alpha > 1$) відхилень швидкості відносно середнього значення. Якщо представити залежність коефіцієнта

k_p від середньоквадратичного відхилення швидкості Δv_{cp} для різних α , то отримаємо графіки на рис. 4.

$$\Delta v_{cp} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (v_i - v_{cp})^2}{n}}$$

На рис. 4 видно, що при прагненні середньоквадратичного відхилення до нуля, для умов мінімальних витрат енергії $v_{cp}=0,55$, коефіцієнт k_p прагне досягти своєї незмінної частини. У протилежному випадку він суттєво збільшується. З точністю до одного відсотка можна вважати, що при зміні середньоквадратичного відхилення Δv_{cp} у межах 10% коефіцієнт k_p змінюватися не буде.

На основі викладеного можна зробити наступні висновки.

1. При законі регулювання з постійною потужністю ($\alpha = -1$), що характерний для таких механізмів як моталки, конвеєр з формуванням постійної навантажувальної діаграми, питома енергія на одиницю продуктивності зворотно пропорційна швидкості роботи механізму через таку залежність навантажувального моменту.

2. Якщо продуктивність робочого механізму пропорційно змінюється відповідно до його швидкості, а момент навантаження залишається незмінним (підйомний кран, екскаватор), питомі енергозатрати є однаковими впродовж усього циклу роботи.

3. Можна зменшити питому енергію на одиницю продуктивності при певній пропорційній залежності

моменту навантаження від швидкості. При цьому, у порівнянні з незмінним навантаженням, найбільший енергетичний ефект від регулювання продуктивності за допомогою швидкості (20–40% зменшення витрат енергії) досягається при регулюванні швидкості (продуктивності) глибиною до 50–60% нижче від основної. Тобто неглибоке регулювання середньої продуктивності (до 10%), також як і глибоке (більше 50–60%), у цієї групи механізмів дасть значно меншу економію енергії, ніж при діапазоні регулювання продуктивності 2:1. Таким чином, у цьому випадку слід вибирати два робочих механізми, один з яких працює із номінальною продуктивністю, а інший – регулюється в діапазоні швидкості 2:1.

4. Енергоефективність суттєво залежить від коливань продуктивності механізму відносно середнього в циклі роботи. Тому, якщо середньоквадратичне відхилення перевищує 5–10%, необхідно також перейти до заміни механізму з великою продуктивністю до декількох механізмів меншої продуктивності та регулювати продуктивність одного з них.

Розглянемо наведені вище теоретичні узагальнення на прикладі двох класів механізмів, що мають значну частку в загальному споживанні електроенергії у промисловості.

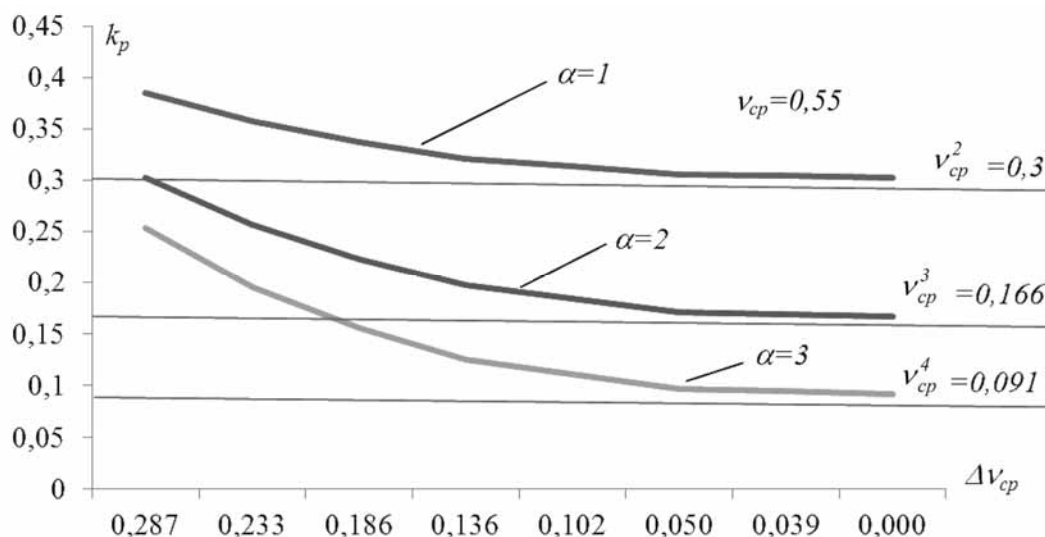


Рис. 4. Залежність коефіцієнта k_p від середньоквадратичного відхилення Δv_{cp} швидкості робочого механізму

Енергетична ефективність насосів. Кількість енергії, яку можна заощадити шляхом застосування регульованого приводу насосів, визначається еквівалентним за цикл роботи діапазоном регулювання подачі. Цей діапазон можна отримати шляхом аналізу гістограм витрати рідини в мережі за прийнятий цикл роботи та обчислення еквівалентних витрат за цей цикл.

Раніше [1] були розглянуті теоретичні засади енергоефективного керування продуктивністю насосних агрегатів з точки зору підтримання їх робочої точки в області максимальної енергоефективності, а також виконана практична реалізація енергоощадного алгоритму керування системами водовідведення [2, 3]. Зроблені у [1] висновки відповідають, також, і наведеним вище узагальненням щодо середньої продуктивності за цикл роботи у відповідності до гістограми. Зокрема

встановлено, що теоретично максимальна ефективність, з точки зору економії потужності, що витрачається на регулювання подачі шляхом регулювання швидкості насоса, у порівнянні з регулюванням подачі засувкою знаходиться в межах 4% при підтримці сталості напору в гідросистемі та порядку 40% без підтримки сталості напору. Регулювання подачі одного насоса повинно знаходитися в діапазоні (5–10) .. (40–50)% від його номінальної продуктивності.

Регульований електропривод на магістральних трубопроводах і гідромережі, де підтримується сталість напору або невисокий діапазон регулювання подачі, є недоцільним з точки зору економії електроенергії.

Навпаки, для підтримання сталості подачі в мережі найбільш доцільним, з точки зору ефективної

економії електроенергії, є застосування регульованих за швидкістю приводів насосних агрегатів.

Роботу насосних станцій слід організувати таким чином, щоб кожен насос працював з максимально можливим ККД при заданому діапазоні регулювання напору. Рациональним варіантом може бути використання одного (кількох) нерегульованих насосів і одного регульованого за швидкістю.

Енергетична ефективність конвеєрного транспорту. Конвеєрний транспорт, зазвичай, є системою тривалого режиму роботи. При такому режимі роботи можливі варіанти: 1) постійної продуктивності роботи конвеєра; 2) продуктивність конвеєра змінюється у відповідності до вимог технологічного процесу.

Розглянемо параметри навантаження й режиму роботи конвеєра з продуктивністю Q , т/год (рис. 5).

При русі конвеєра привідний двигун переборює статичне навантаження, яке обумовлене силами тертя в усіх елементах, що рухаються, а також складовою сили тяжіння стрічки та вантажу, що транспортується, на похилих ділянках конвеєра.

Сили опору руху конвеєра можливо розділити на дві складові: сили, що не залежать від натягу стрічки (виникають на прямолінійних горизонтальних і похилих ділянках, розподілені по ділянці рівномірно), та сили, що залежать від натягу (виникають на ділянках згину стрічки, зосереджені в межах дуги цієї ділянки).

Сили опору руху на прямолінійних ділянках у сталому режимі $\Delta F_{n,i}$

$$\Delta F_{n,i} = q_i L_i (C_{n,i} \cos \beta_i + \sin \beta_i),$$

де q_i – загальна сила ваги, що припадає на 1 метр шляху; L_i – довжина i -ї ділянки; β_i – кут нахилу конвеєра на i -й ділянці; $C_{n,i}$ – результуючий коефіцієнт опору руху на прямолінійній ділянці (для стрічкових конвеєрів $C_{n,i} = 0,02 \dots 0,025$).

У розрахунках слід приймати $\sin \beta_i > 0$ при русі на підйом, $\sin \beta_i < 0$ при русі на спуск.

На завантаженій ділянці

$$q_i = g (m'_0 + m'_e),$$

де $g = 9,81$ м/с²; m'_0 – приведена маса одного метра стрічки конвеєра, кг/м; m'_e – приведена маса одного метра вантажу, що транспортується, кг/м.

$$m'_e = \frac{Q \cdot 10^3}{3600 \cdot V},$$

де V – лінійна швидкість конвеєра, м/с.

На холостій ділянці

$$q_i = g m'_0.$$

Сили опору руху на ділянках згину стрічки у сталому режимі $\Delta F_{z,i}$

$$\Delta F_{z,i} = C_{z,i} T_{нб,i}, \quad (7)$$

де $C_{z,i}$ – результуючий коефіцієнт опору руху на ділянці згину (для стрічкових конвеєрів $C_{z,i} = 0,04 \dots 0,06$ при кутах охоплення ролика $\alpha = 90^\circ \dots 180^\circ$, $C_{z,i} = 0,012 \dots 0,03$ при $\alpha = 20^\circ \dots 45^\circ$); $T_{нб,i}$ – натяг стрічки у точці набігання i -ї ділянки згину.

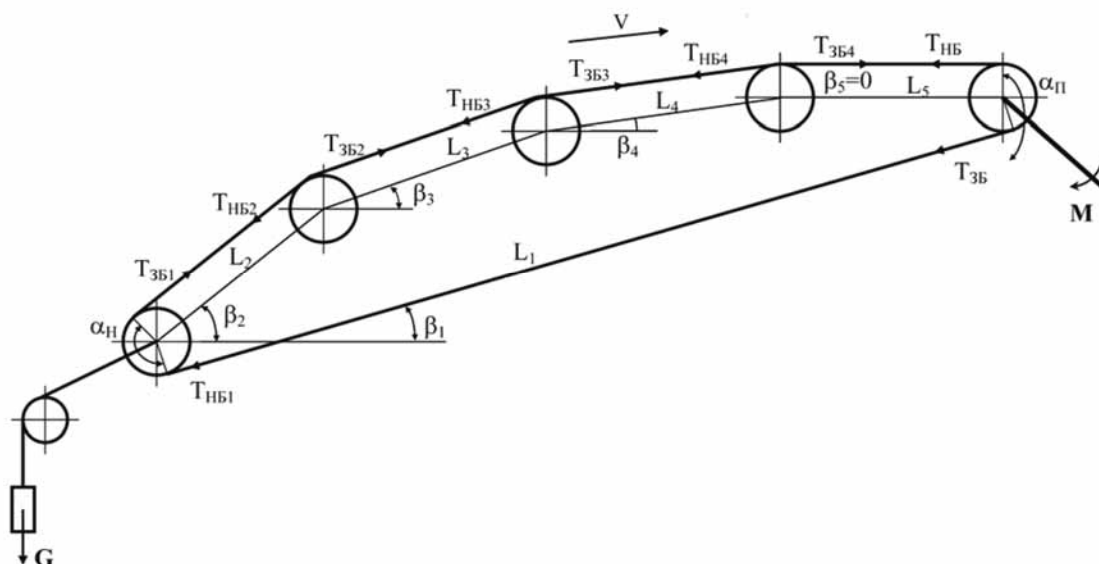


Рис. 5. Загальна кінематична схема стрічкового конвеєра: G – вага протівісу, що забезпечує натяг стрічки; M – крутний момент; L_1, L_2, L_3, L_4, L_5 – довжина ланок стрічки на відповідних ділянках; $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5$ – кути нахилу стрічки; α_H, α_P – кути охоплення стрічкою барабанів, відповідно, натяжного та привідного; V – лінійна швидкість робочої ланки стрічки

У загальному випадку сили опору руху викликають збільшення натягу стрічки на кожній ділянці на величину $\Delta F_{n,i} + \Delta F_{3,i}$

$$T_{n\bar{o},i} = T_{3\bar{o},i-1} + \Delta F_{n,i}; \quad (8)$$

$$T_{3\bar{o},i} = T_{n\bar{o},i} + \Delta F_{3,i} = K_{3,i} T_{n\bar{o},i};$$

$$K_{3,i} = 1 + C_{3,i},$$

де $T_{3\bar{o},i}$ – натяг стрічки у точці збігання i -ї ділянки згину; $K_{3,i}$ – коефіцієнт збільшення натягу на i -й ділянці згину.

Результуюча сила опору руху дорівнює сумі сил опору всіх ділянок конвеєра. Беручи до уваги, що силу опору руху повинен переборювати привідний елемент, при сталому русі конвеєра статичне навантаження привода можливо визначити як різницю між натягами стрічки на привідному барабані

$$F_c = T_{n\bar{o}} - T_{3\bar{o}}, \quad (9)$$

де F_c – результуюча статична сила опору руху конвеєра; $T_{n\bar{o}}$, $T_{3\bar{o}}$ – натяг стрічки, відповідно, у точках набігання та збігання привідного барабана.

При відомому значенні $T_{3\bar{o}}$ шляхом послідовного розрахунку натягу стрічки на кожній ділянці конвеєра за формулами (7) і (8) можливо визначити величину $T_{n\bar{o}}$

$$T_{n\bar{o}} = K_z \cdot T_{3\bar{o}} + F_n; \quad (10)$$

$$K_z = \prod_{i=1}^{n-1} K_{3,i};$$

$$F_n = \sum_{i=1}^{n-1} \left(\Delta F_{n,i} \cdot \prod_{j=i}^{n-1} K_{3,j} \right) + \Delta F_{n,n},$$

де K_z – результуючий коефіцієнт збільшення натягу від усіх ділянок згину стрічки (за виключенням привідного барабана); F_n – результуюча сила опору на прямолінійних ділянках.

$$\text{де } k_V = \frac{k_3 \left[(K_z - 1)(T_0 - \Delta F_{n,1}) + \left(K_z \sum_{i=1}^{n-1} L_i (C_{n,i} \cos \beta_i + \sin \beta_i) + L_n (C_{n,n} \cos \beta_n + \sin \beta_n) \right) g m'_0 \right]}{10^3 \eta_p};$$

$$k_q = \frac{k_3 g \left(K_z \sum_{i=1}^{n-1} L_i (C_{n,i} \cos \beta_i + \sin \beta_i) + L_n (C_{n,n} \cos \beta_n + \sin \beta_n) \right)}{10^3 \eta_p}; \quad q = \frac{g Q \cdot 10^3}{3600 \cdot V}.$$

За прийнятих умов коефіцієнти k_V і k_q є константами. Співвідношення між коефіцієнтами отримуємо із формул рівняння (12)

Об'єднуючи (10) з (9), отримаємо

$$F_c = (K_z - 1) T_{3\bar{o}} + F_n. \quad (11)$$

Для стрічкових конвеєрів на співвідношення $T_{n\bar{o}}$ і $T_{3\bar{o}}$ накладається умова Ейлера, що виключає пробуксовування стрічки відносно привідного барабана

$$\frac{T_{n\bar{o}}}{T_{3\bar{o}}} < e^{\mu \alpha_{\Pi}},$$

де μ – коефіцієнт тертя між стрічкою та привідним роликом ($\mu = 0,1 \dots 0,3$); α_{Π} – кут охоплення стрічкою привідного барабана.

Для заданої кінематичної схеми конвеєра мінімальний натяг стрічки T_0 буде дорівнювати натягу в точці набігання натяжного барабана і визначати натяг у точці збігання привідного барабана

$$T_0 = T_{n\bar{o},1} = T_{3\bar{o}} + \Delta F_{n,1},$$

де $\Delta F_{n,1} = g m'_0 L_1 (C_{n,1} \cos \beta_1 + \sin \beta_1)$ (рис. 5).

Потужність привідної станції конвеєра (P), для тривалого режиму роботи визначається згідно з розрахунком за формулою (11) статичним навантаженням F_c та заданою швидкістю руху конвеєра V

$$P = k_3 \frac{F_c \cdot V}{10^3 \eta_p},$$

де k_3 – коефіцієнт запасу, що враховує неточності розрахунку сили опору руху; η_p – коефіцієнт корисної дії редуктора привідної станції.

Таким чином, приймаючи, що η_p , T_0 , m'_0 , $\Delta F_{n,1}$ не залежать від швидкості конвеєра, і враховуючи викладені вище формули, можна отримати залежність потужності, що витрачається на транспортування вантажу стрічковим конвеєром, від швидкості стрічки за умови відсутності її пробуксовування

$$P = k_V \cdot V + k_q \cdot q, \quad (12)$$

k_V і k_q – коефіцієнти; q – відносна продуктивність конвеєра,

$$k_V = \frac{k_3 (K_z - 1)(T_0 - \Delta F_{n,1})}{10^3 \eta_p} + m'_0 \cdot k_q.$$

Перша складова правої частини енергетичного балансу (12) відповідає за потужність неробочого (холодного) ходу. Доля потужності неробочого ходу визначається через коефіцієнт k_v конфігурацією конвеєра і силою початкового натягу T_0 , а також швидкістю стрічки. Друга складова залежить від коефіцієнту k_q , тобто від конфігурації конвеєра та середнього питомого навантаження на один метр стрічки q .

Розглянемо принципово різні варіанти регулювання швидкості стрічкового конвеєра: 1) $Q = const$; 2) $q = const$.

$Q = Q_1 = const$. Цей варіант передбачає проміжний бункер, що забезпечує сталу продуктивність вивантаження на конвеєр сипучої маси. При цьому навантажувальна діаграма має вигляд прямокутника. Тоді середня сила ваги, що припадає на один метр ділянки конвеєра q , змінюється у відповідності до формули (12) зворотно пропорційно лінійній швидкості конвеєрної стрічки. Тому

$$P = k_v \cdot V + \frac{k'_q}{V}, \quad (13)$$

де $k'_q = k_q \cdot 2,72 \cdot Q_1$; k'_q – приведений коефіцієнт.

У відповідності до формули (13), зміна швидкості конвеєра забезпечує лінійну залежність потужності неробочого ходу (пряма 1) і гіперболічну залежність (крива 2) – для потужності навантаження (корисної потужності) (рис. 6).

Загальна характеристика 3 має точку мінімуму

$$V_{min} = \sqrt{\frac{k_q \cdot 2,72 \cdot Q_1}{k_v}}, \quad (14)$$

в якій витрати потужності при заданій продуктивності Q є мінімальними P_{min} .

Збільшення сили початкового натягу стрічки T_0 призводить до збільшення коефіцієнту k_v і, відповідно, кута нахилу прямої 1 (пряма 1', рис. 6). За рахунок цього точка мінімуму V_{min} буде зміщуватися вліво від попереднього значення, а сам рівень мінімальної потужності P_{min} буде зростати (показано стрілками на рис. 6). Таким чином, збільшення сили початкового натягу стрічки збільшує витрати енергії на неробочому ході конвеєра і зменшує рівень мінімальної швидкості, при якій витрати енергії будуть мінімальними.

Підвищення продуктивних витрат енергії пов'язане зі збільшенням продуктивності Q . При цьому крива 2 пересувається вгору (крива 2', рис. 6), а результуюча крива 3 змінюється на криву 3' із тим же значенням мінімальної швидкості стрічки V_{min} , але зі збільшенням мінімумом витрат P'_{min} .

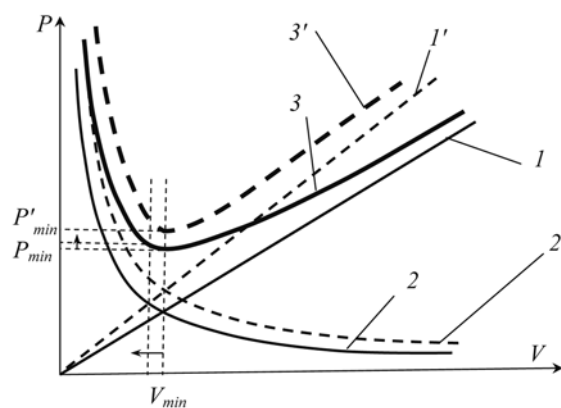


Рис. 6. Регулювання швидкості конвеєра при $Q = const$

$q = Q/V = const$. При такому варіанті передбачається, що продуктивність конвеєра Q залежить від його швидкості V . У цьому разі виникає гістограма продуктивності типу рис. 1 і відповідна тахограма роботи конвеєра. При цьому середня сила ваги, що припадає на один метр ділянки конвеєра q , не змінюється впродовж усієї роботи конвеєра. Таким чином формується прямокутна гістограма навантаження на стрічку конвеєра. Із формули (12) випливає

$$P = k_v \cdot V + k'_q, \quad (15)$$

де k_v і k'_q є константами.

Формування прямокутної гістограми навантаження означає підтримку середнього за цикл роботи навантаження при середній за цикл роботи швидкості.

Як і в попередньому випадку, складова потужності, що пов'язана з коефіцієнтом k_v , є потужністю неробочого ходу. Продуктивна складова потужності є величиною постійною й визначається рівнем сили ваги, що припадає на один метр ділянки конвеєра q .

Зміна середньої швидкості конвеєрної стрічки при такому законі керування змінює тільки складову неробочого ходу. Таким чином, зменшення середньої швидкості призводить до зменшення непродуктивних втрат енергії. Однак питомі витрати енергії e при цьому збільшуються через пропорційне зниження середньої продуктивності конвеєра

$$e = \frac{P}{Q} = k''_v + \frac{k''_q}{V}, \quad (16)$$

де k''_v , k''_q – приведені коефіцієнти.

Оскільки темп зменшення потужності зі зниженням швидкості конвеєра є величиною постійною k_v (15), то слід шукати область зміни швидкості таку, де темп зростання питомих витрат був би не більше ніж темп зниження потужності (16), тобто

$$\frac{de}{dV} \leq \frac{dP}{dV} \quad (17)$$

Із формул (15)...(17) маємо таку область зміни швидкості стрічки конвеєра

$$V \geq V_{\min}$$

Аналіз конструктивних і технічних параметрів конвеєрів показав, що, у більшості випадків, коефіцієнти k_v і k_q приблизно знаходяться у співвідношенні (найбільша похибка є при горизонтальному конвеєрі).

$$k_v \approx k_q \cdot m'_0$$

Тому формулу для V_{\min} приблизно можна представити як

$$V_{\min} \approx 1,65 \sqrt{\frac{Q_1}{m'_0}}$$

Розраховане значення V_{\min} , зазвичай, є значно більшим від номінального, що обирається з ряду стандартних величин 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3 м/с. Тому, коли номінальна швидкість конвеєра є меншою від V_{\min} , слід вважати оптимальною, з точки зору питомих енерговитрат, номінальну швидкість. Зменшення швидкості конвеєра нижче основної (номінальної) може бути обґрунтоване тільки ресурсозбереженням, тобто зносом стрічки конвеєра та його механічних частин привода, або зменшенням абсолютних витрат енергії.

Висновки. 1. Швидкісний режим при $Q = const$ слід обирати з мінімальними витратами енергії. Вони складатимуть величину

$$P_{\min} = \sqrt{k_q \cdot k_v \cdot 2,72 \cdot Q_1}$$

2. Оскільки продуктивність бункера не змінюється ($Q_1 = const$), то точка мінімуму витрат P_{\min} буде також точкою мінімальних питомих енерговитрат і максимальної ефективності роботи конвеєра.

3. Оптимальна продуктивність проміжного бункера Q_{omn} визначається формулою (14) при номінальній швидкості конвеєрної стрічки V_n

$$Q_{omn} = \frac{k_v \cdot V_n^2}{k_q \cdot 2,72}$$

4. Зменшення середньої швидкості конвеєра знижує непродуктивні втрати енергії, але збільшує витрати енергії на одиницю ваги продукції, що транспортується (питомі витрати).

5. Якщо значення швидкості V_{\min} , при якій потужність привода є мінімальною, близьке до основної (номінальної) швидкості конвеєра, або більше, регулювання швидкості за розглянутими законами $Q = const$ і $q = const$ не має сенсу з точки зору зниження питомих енерговитрат через те, що зменшення використаної потужності при зниженні швидкості

перекривається суттєвим збільшенням витрат енергії на тонну транспортованого матеріалу. Мінімізація питомих витрат енергії в такому випадку можлива тільки за рахунок збільшення швидкості стрічки.

Список літератури / References

1. Бешта А.С. Выбор рационального способа регулирования подачи воды насосным агрегатом / Бешта А.С., Азыковский А.А. // Технічна електродинаміка. – 2009. – №3.
2. Beshta, A.S. and Azyukovskiy, A.A. (2009), "Selection of the efficient way of control over water supply fulfilled by a pump", *Tekhnichna elektrodynamika*, no.3
3. Pivnyak, G., Beshta, A. and Balakhontsev, A. (2010), "Efficiency of water supply regulation principles", *New Techniques and Technologies in Mining, Proceedings of the school of underground mining*, © CRC Press / Balkema, Taylor & Francis Group, London.
4. Beshta, A., Beshta, D., Balakhontsev, A. and Khudoliy, S.S. (2011), "Energy saving approaches for mine drainage systems", *Technical and geoinformatical systems in mining*, © CRC Press / Balkema, Taylor & Francis Group, London.

Цель. Научное обоснование возможности повышения энергоэффективности технологических процессов средствами электропривода.

Методика. Методика исследований включает теоретические исследования мощности и удельных энергозатрат технологического оборудования, зависящих от производительности технологических комплексов. Сформулирована задача получения зависимости этих показателей от средней производительности оборудования и ее среднеквадратичного отклонения при заданной гистограмме производительности за цикл работы комплекса.

Установленные общие закономерности проверялись на примерах двух наиболее распространенных в промышленности и энергоемких классах механизмов – насосных станциях и конвейерах. Для этого теоретически получены зависимости между энергетическими параметрами этих механизмов и их производительностью при различных способах регулирования производительности, в том числе – скоростью рабочих органов. На основе этих зависимостей устанавливались параметры наиболее энергосберегающего режима работы механизмов. Полученные результаты совпадают с результатами, вытекающими из установленных общих закономерностей.

Результаты. Установлено, что регулирование скорости механизмов технологических комплексов позволяет снизить удельную энергию на единицу их производительности при определенной пропорциональной зависимости момента нагрузки и производительности технологического процесса от скорости. При этом доказано, что наибольший эффект от такого регулирования находится в диапазоне регулирования производительности 2:1. При большем диапазоне регулирования следует выбирать два рабочих механизма, один из которых работает с номинальной производительностью, а другой регулируется в диапазоне скорости 2:1.

Определено, что энергоэффективность существенно зависит от колебаний производительности меха-

низма относительно среднего значения в цикле работы. Поэтому, если среднеквадратическое отклонение превышает 5–10%, необходимо перейти к замене механизма с большой производительностью на несколько механизмов меньшей производительности и регулировать производительность одного из них.

Установлено, что, теоретически, максимальная эффективность с точки зрения экономии мощности, расходуемой на регулирование подачи путем регулирования скорости насоса, по сравнению с регулированием подачи задвижкой, находится в пределах 4% при поддержании постоянства напора в гидросистеме и порядка 40% без поддержания постоянства напора. Регулирование продуктивности одного насоса должно находиться в диапазоне (5–10)...(40–50)% от его номинальной производительности.

Регулируемый электропривод на магистральных трубопроводах и гидросети, где поддерживается постоянство напора или невысокий диапазон регулировки подачи, является нецелесообразным с точки зрения экономии электроэнергии. Напротив, для поддержания постоянства продуктивности потока в сети наиболее целесообразным, с точки зрения эффективной экономии электроэнергии, является применение регулируемых по скорости приводов насосных агрегатов.

Определен экстремальный характер зависимости затрат энергии от скоростного режима конвейера при постоянной производительности промежуточного бункера. Поэтому теоретически определена такая скорость конвейера, при которой затраты энергии на транспортировку грузов минимальны.

Уменьшение средней скорости конвейера при поддержании постоянной удельной нагрузки ленты снижает непроизводительные потери энергии, но увеличивает затраты энергии на единицу веса транспортируемой продукции (удельные затраты). Минимизация удельных затрат энергии в таком случае возможна только за счет увеличения скорости ленты.

Научная новизна. Заключается в установлении обобщающих закономерностей, позволяющих получить параметры режимов наиболее энергоэффективной работы технологических комплексов.

Практическая значимость. Заключается в получении параметров режимов наиболее энергоэффективной работы технологических комплексов.

Ключевые слова: *энергосбережение, энергоэффективность, электропривод, конвейер, технологический процесс, регулирование продуктивности, насос, гистограмма продуктивности*

Purpose. To explain the scientific rationale for the possibility of improvement of energy efficiency of technological processes by means of electrical drive adjustment.

Methodology. Methods of the research include theoretical studies of power and specific energy-dependent performance of certain technological systems. We have set the task of determining the dependence of these parameters on the average productivity of the equipment and its standard deviation at a given bar chart performance for a duty cycle of technological complex.

The general principles have been tested on the two power-intensive classes of mechanisms namely pumping sta-

tions and conveyers which are the most common in the industry. For the purpose the correlations between the energy parameters of these mechanisms and their performance with different ways of the performance regulation, including regulation by change of machine tools work speed have been theoretically determined. Based on these correlations the parameters of the most energy-efficient mode of the machine tools have been established. The results coincide with the results arising from the established general laws.

Findings. We have established that the control of the machine tools speed in technological systems allows reducing the specific energy per unit of productivity by providing rational proportional dependence of the load torque and the technological process productivity on the speed. We have proved that the greatest effect of this regulation type can be achieved in the range of control 2:1. If the range of the adjustments is wider, the two machine tools should be chosen, one of which should operate with a nominal capacity and the other one should be controlled in the speed range 2:1.

We have determined that the efficiency strongly depends on the machine tool productivity oscillations relative to the average level in the duty cycle. Therefore, if the standard deviation exceeds 5–10%, the machine tool with large productivity should be replaced by several machine tools of lower productivity and the productivity of one of them should be regulated.

We have established that the theoretical maximum of the efficiency, in terms of saving power required to control the flow rate by adjusting the pump speed, compared to the control of the flow rate by valve is within 4% with the support of sustainability in hydraulic pressure and about 40% without the support of sustainable pressure. Feed control of a pump should be in the range (5–10)...(40–50)% of its nominal performance.

Use of the adjustable electric drive on trunk pipelines and drainage systems with the constant pressure or low range of supply regulation is inappropriate in terms of energy saving. But, if we need to maintain the sustainability of flow rate, the use of adjustable speed drives on pumping units is the most appropriate decision in terms of effective energy saving.

We have determined the extreme dependence of the energy consumption on the speed mode of the conveyor with the constant productivity of intermediate bunker. So we have theoretically determined the conveyor speed for minimal energy consumption during transportation.

Reducing the average speed of the conveyor while maintaining constant specific load level reduces the losses of energy, but increases the energy consumption per unit weight of products transported (unit costs). Minimization of the specific energy consumption in this case is possible only by increasing the speed level.

Originality. General regularities which make the most energy efficient modes of parameters of technological systems have been established.

Practical value. The most energy efficient modes of parameters of technological systems have been determined.

Keywords: *energy conservation, power efficiency, electric drive, conveyor, technological process, efficiency control, pump, efficiency histogram*

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук В.І. Корсунем. Дата знаходження рукопису 25.06.12.