

Висновки

1. Вплив різних технологічних факторів та явищ, які відбуваються в фарбовій системі друкарської машини є досить складним і мало вивченим. Їх дослідження вимагає значних затрат на вимірювальну апаратуру та часу на проведення експерименту, тому в роботі розроблено загальний аналітичний підхід до аналізу впливу різних факторів на подачу фарби.

2. При побудові математичної моделі фарбової системи враховується кінцева дія різних факторів на подачу фарби у систему, незалежно від їх природи і способу дії, що розширює поле досліджень у цьому напрямку.

3. Для кількісної оцінки впливу різних факторів на подачу фарби у фарбовій системі запропоновано коефіцієнт значимості фактора.

4. Розроблено математичну модель фарбової системи, яка враховує різні впливи на подачу фарби і є зручною для аналітичних досліджень.

5. Аналітично встановлено вплив різних факторів на товщину шару фарби на папері та доведено, що ця залежність є нелінійною.

6. Запропонований підхід можна застосовувати для досліджень впливу окремих параметрів на товщину шару фарби на папері. Наприклад, коефіцієнта ділення шару фарби, коефіцієнта передачі фарби з форми на папір тощо.

1. Алексеев Т.А. Красочные аппараты ротационных машин высокой и плоской печати. М., 1980. 2. Верховя М.І., Луцків М.М. Моделирование процессу розкочування фарби у фарбовому апараті при дискретній подачі // Вісн. ДУ "Львівська політехніка". 1998. № 337. Т.2. С.300–303. 3. Раскин А.Н. и др. Технология печатных процессов. М., 1989. 4. Смит Д.М. Математическое и цифровое моделирование для инженеров и исследователей. М., 1980.

УДК 62-83-52: 676.2.052

Винницький В.М., Кріль А.А.

ДУ "Львівська політехніка", кафедра ЕАП

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРИСТРОЮ ПРИТИСКУ ПРЕСОВОГО ДЕФІБРОРА

© Винницький В.М., Кріль А.А., 2000

Створена математична модель пристрою притиску балансу пресового дефіброра. Отримано й порівняно динамічні характеристики пристрою для різних способів регулювання тиску в поршні: способу регульованого вентиля та запропонованого способу регульованого насоса.

Автоматизований електропривід пресових дефіброрів вирішує завдання підтримання заданого ступеня помолу деревинної маси при максимальній продуктивності дефібрування, а також функцію забезпечення захисту електричного двигуна від перенавантаження, тобто вирішується завдання забезпечення необхідної якості деревинної маси. Вирішення цього

завдання здійснюється за допомогою підтримання заданого питомого зусилля притиску балансу до дефіброрного каменя. Значення заданого питомого зусилля притиску залежить від гостроти насічки дефіброрного каменя та від виду та якісних показників балансу [1].

Основні збурення в пресових дефіброрах є почергові включення одного з чотирьох пресів для завантаження камери балансом. При цьому, підтримуючи активну потужність, свідомо погоджуються з погіршенням якості деревинної маси, хоча середнє значення ступеня помолу підтримується на заданому рівні. Треба зауважити, що завантаження камери балансом триває 30–40 с, що становить 5...10 % від часу дефібрування в межах 8–12 хв. Час дефібрування залежить від типу каменя, його гостроти насічки і температури зони стирання, виду, сорту, вологості балансу.

Питомі зусилля стирання балансу в камерах дефіброра за умов постійної швидкості стирання, незмінній середній площі та коефіцієнта стирання є пропорційні активній потужності привідного двигуна дефіброра [2]

$$N_{\text{ДК}} = \omega \cdot M = \omega \cdot F \cdot \mu \cdot R_{\text{ДК}} = \omega \cdot P_c \cdot S_c \cdot n \cdot \mu \cdot R_{\text{ДК}}, \quad (1)$$

де ω – кутова швидкість обертання каменя; $M = F \cdot \mu \cdot R_{\text{ДК}}$ – статичний момент навантаження; μ – коефіцієнт стирання; $R_{\text{ДК}}$ – радіус дефіброрного каменя; $F = P_c \cdot S_c$ – зусилля притиску балансу; P_c – питоме зусилля стирання; S_c – площа поверхні стирання балансу; n – кількість камер;

Своєю чергою питоме зусилля стирання, враховуючи зроблені нами припущення, є пропорційним до тиску рідини в поршні.

$$P_c = P_{\text{п}} \cdot \frac{S_{\text{п}}}{S_c} \cdot K_1 = P_{\text{п}} \cdot \frac{1}{\beta} \cdot K_1, \quad (2)$$

де $P_{\text{п}}$ – тиск рідини у поршні; $S_{\text{п}}$ – площа поперечного перерізу поршня; $\beta = S_c/S_{\text{п}}$ – коефіцієнт використання дуги; K_1 – коефіцієнт, що враховує втрати тиску на тертя балансу до стінок камери за рахунок колового зусилля каменя та розпирання балансу в середині камери.

Існуючі системи автоматизованого електропривода дефіброра підтримують активну потужність привідного двигуна, регулюючи степінь відкривання гідравлічного вентиля системи постачання поршнів водою. При цьому змінюється гідравлічний опір системи та відповідно йому тиск води в поршнях, які пропорційні питомому зусиллю стирання балансу, згідно з виразом (2). Як показав досвід роботи, такі системи мають значні недоліки, зокрема низьку динамічну точність, великі перерегулювання та низьку швидкодію, яка особливо проявляється при регулюванні активної потужності приводу в бік її зменшення, а також гідравлічні поштовхи, які призводять до пошкодження гідравлічної системи [3].

Створення системи автоматичного регулювання активної потужності, яка надійно захищає двигун та забезпечує необхідні якісні показники технологічного процесу є актуальним завданням. Один з шляхів вирішення його вбачався в тому, щоб замість системи регулювання з гідравлічним вентилям використати систему регулювання швидкості обертання асинхронного двигуна електропривода насоса гідравлічної системи притиску балансу дефіброра. Для техніко-економічного обґрунтування запропонованої системи необхідно порівняти якісні показники існуючої та створеної систем за допомогою їх цифрових моделей.

Математична модель гідравлічної системи притиску балансу до каменя дефіброра, що є об'єктом регулювання системи підтримання активної потужності дефібрування, розроблена з такими спрощеннями:

- деформація балансу є абсолютно пружною;
- коефіцієнт стирання балансу не залежить від зусилля притиску;
- передача тиску від насоса до балансу здійснюється миттєво;
- нехтуємо реологічними властивостями балансу.

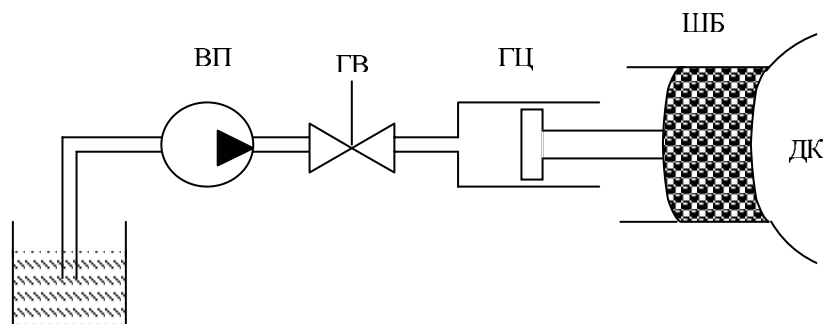


Рис.1. функціональна схема пристрою притиску пресового дефіброра.

Рівняння, що описує роботу насоса та гідравлічної системи з гідравлічним вентилем (рис.1), має вигляд [4]

$$H_{\Pi} = H_0 - (R_B + R_{\text{ТП}} + R_{\text{ГВ}}) \cdot Q^2 = H_0 - (R_{\text{Л}} + R_{\text{ГВ}}) \cdot Q^2, \quad (3)$$

де H_{Π} – тиск води в поршні; H_0 – тиск, що створює насос на неробочому ході; Q – витрата води; R_B – внутрішній гідравлічний опір насоса; $R_{\text{ТП}}$ – гідравлічний опір трубопроводу; $R_{\text{ГВ}}$ – гідравлічний опір, що створює вентиль; $R_{\text{Л}} = R_B + R_{\text{ТП}}$ – сумарний опір лінії.

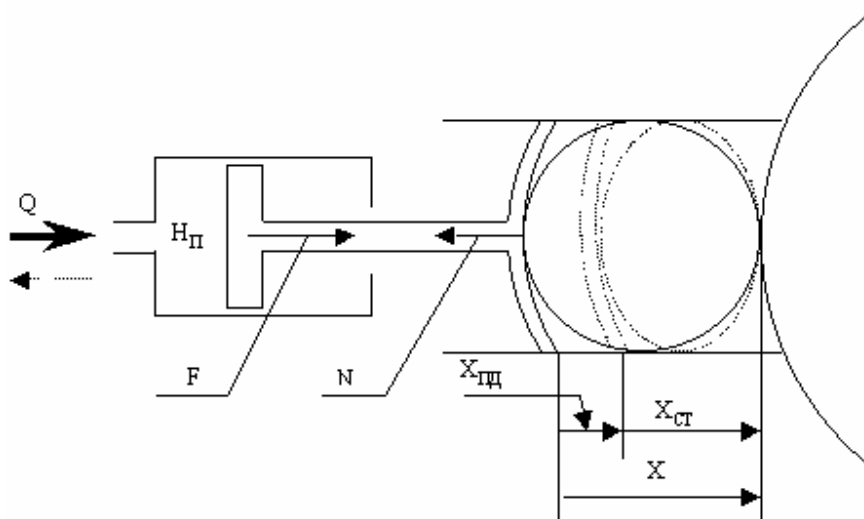


Рис.2. Схема зусиль і переміщень у зоні стирання балансу.

Наведена схема зусиль і переміщень в зоні стирання балансу (рис.2), де F – сила притиску балансу; N – реакція балансу; $X_{\text{ГЦ}}$ – переміщення, що зумовлено наявністю

пружних деформацій згідно з лінійним законом Гука; $X_{СТ}$ – переміщення, що зумовлене стиранням балансу; X – повне переміщення.

Диференційні рівняння, які описують переміщення поршня, для обох складових мають такий вигляд: для пружних деформацій $dX_{ПД}(t) = \frac{dH_{П}(t) \cdot S_{П}}{K_{ПД}}$, де $K_{ПД}$ – коефіцієнт пружної деформації; для стирання $dX_{СТ}(t) = H_{П}(t) \cdot K_{СТ} \cdot S_{П} \cdot dt$, де $K_{СТ}$ – коефіцієнт стирання.

Повне переміщення

$$dX(t) = dX_{ПД}(t) + dX_{СТ}(t) = \frac{dH_{П}(t) \cdot S_{П}}{K_{ПД}} + H_{П}(t) \cdot K_{СТ} \cdot S_{П} \cdot dt. \quad (4)$$

Витрата води визначається зміною робочого об'єму поршня $V_{П}$ за одиницю часу

$$\begin{aligned} Q(t) &= \frac{V_{П}}{dt} = S_{П} \cdot \frac{dX}{dt} = S_{П} \cdot \frac{S_{П} \cdot (dH_{П}(t)/K_{ПД} + H_{П}(t) \cdot K_{СТ} \cdot dt)}{dt} = \\ &= K_1 \cdot \frac{dH_{П}(t)}{dt} + K_2 \cdot H_{П}(t), \end{aligned} \quad (5)$$

де $K_1 = S_{П}^2/K_{ПД}$; $K_2 = S_{П}^2 \cdot K_{СТ}$.

Отже, процеси стирання описуються диференційним рівнянням першого порядку

$$K_1 \cdot \frac{dH_{П}(t)}{dt} + K_2 \cdot H_{П}(t) - Q(t) = 0. \quad (6)$$

Для дослідження роботи пристрою притиску необхідно розглянути систему з двох рівнянь: нелінійного рівняння (2), що описує роботу гідравлічної системи постачання води та диференційного рівняння (5), яке описує роботу поршня. Подача Q з рівняння (2) дорівнює

$Q(t) = \sqrt{\frac{H_0(t) - H_{П}(t)}{R_{Л} + R_{ВЕН}(t)}}$, підставляємо в рівняння (5) і отримуємо

$$K_1 \cdot \frac{dH_{П}(t)}{dt} + K_2 \cdot H_{П}(t) - \sqrt{\frac{H_0(t) - H_{П}(t)}{R_{Л} + R_{ВЕН}(t)}} = 0;$$

$$H_{П}(t)' = \frac{1}{K_1} \cdot \sqrt{\frac{H_0(t) - H_{П}(t)}{R_{Л} + R_{ВЕН}(t)}} - \frac{K_2}{K_1} \cdot H_{П}(t). \quad (7)$$

Одержане нелінійне диференційне рівняння (6) розв'язане за допомогою методу Фельберга для двох способів регулювання притиску балансу до дефіброрного каменя: зміни гідравлічного опору вентиля та зміни швидкості обертання привідного двигуна насоса. Спосіб регулювання гідравлічним опором моделюється зміною опору $R_{В}$ в рівнянні (6), а спосіб регулювання швидкістю обертання привідного двигуна моделюється зміною значення тиску неробочого ходу H_0 , який є пропорційний квадратові швидкості обертання насоса.

Моделювання проводилось для однакових значень зміни тиску поршня при різних способах регулювання. Наведені результати моделювання (рис.3), де графіки перехідних процесів 1 і 2 – це залежності відповідно тиску і подачі від часу для способу регулювання вентилям та графіки 3 і 4 – залежності тиску і подачі від часу при регулюванні швидкості обертання насоса. З наведених графіків перехідних процесів видно, що швидкодія пристрою притиску з регульованим насосом є суттєво вищою, ніж при регульованому вентилі, що

зумовлено залежністю постійної часу пристрою притиску від сумарного гідравлічного опору системи постачання води.

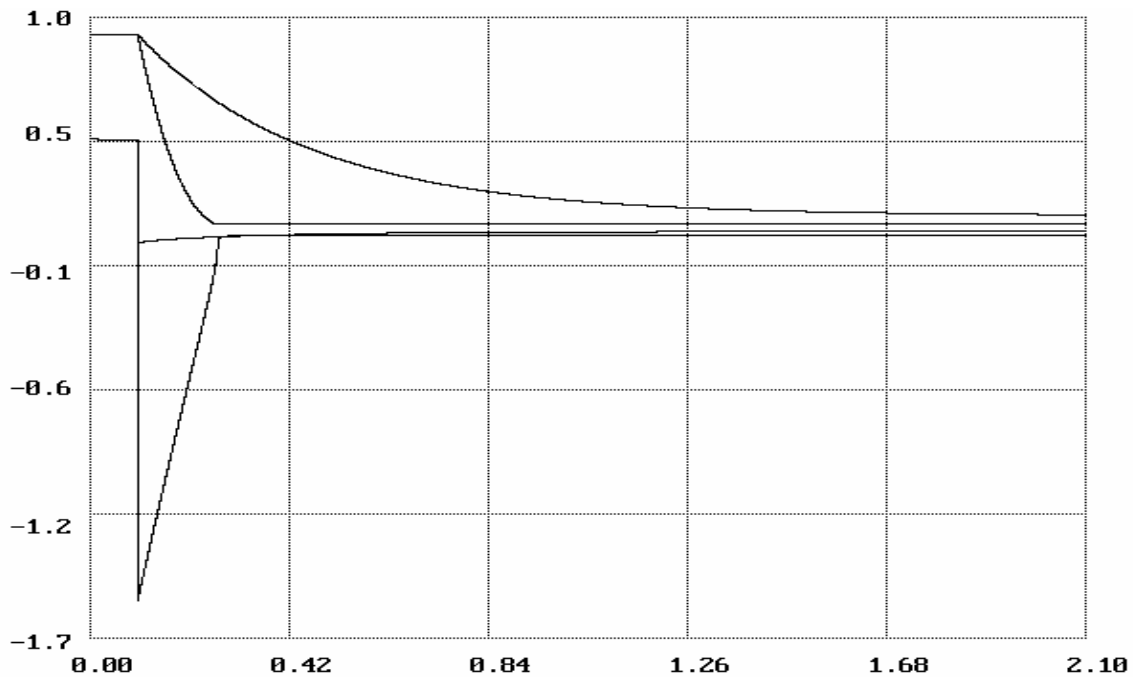


Рис.3. Результати моделювання роботи пристрою притиску пресового дефіброра.

Високі динамічні показники пристрою притиску пресового дефіброра під час регулювання швидкістю обертання насоса роблять доцільним його застосування в системах автоматичного регулювання потужності пресового дефіброра.

1. Барышников В.А., Куликов С.Н. Автоматизированный электроприводы машин бумагоделательного производства. Л., 1982. 2. Пахолок Р.А., Лучкин В.И. Электрооборудование предприятий целлюлозно-бумажной и лесотехнической промышленности. М., 1977. 3. Онищенко Г.Б., Минаев А.В. Электропривод турбомеханизмов. М., 1972. 4. Карелин В.Я., Минаев А. В. Насосы и насосные станции. М., 1986.