

УДК 676.84.059 + 655.366

С. В. Терницький

Українська академія друкарства

ОЦІНКА МАКСИМАЛЬНОГО КРУТНОГО МОМЕНТУ В ШТАНЦЮВАЛЬНОМУ ПРЕСІ ПЛОСКОЦИЛІНДРОВОГО ТИПУ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ РОЗГОРТОК КАРТОННИХ ПАКОВАНЬ

Пропонується методика оцінки крутного моменту, який виникає у процесі виготовлення розгорток картонних паковань на пресах плоскоциліндрового типу, що дає можливість визначати споживану потужність і є вихідним параметром для розрахунку передач привода. Аналізується і встановлюється залежність крутного моменту в плоскоциліндровому пресі від багатьох чинників, що описано аналітичною залежністю.

Крутний момент, висікання, бігування, прес висікальний, розгортка пакування, картон

Висікальним пресам плоскоциліндрового типу, в яких виготовлення розгортки здійснюється між циліндром і плоскою штанцювальною формою, властиві переваги плоских та ротаційних пресів. У плоскоциліндрових пресах штанцювальна форма може бути рухомою або нерухомою [1]. Недоліком плоскоциліндрових пресів є наявність суттєвих пружних деформацій у системі преса, які виникають під дією технологічних навантажень, особливо в пресах з рухомою штанцювальною формою, що закріплена на талері. Наявність такої деформації преса є однією із причин необхідності виконання приладження. Пружні деформації призводять до збільшення загальних технологічних навантажень. Впливу пружних деформацій преса можна уникнути створенням необхідного попереднього натягу в системі плоскоциліндрового преса із нерухомою штанцювальною формою [3].

Методики оцінки крутного моменту в пресах плоскоциліндрового типу не виявлено. Хоча потреба в такій методиці є очевидною. Величина крутного моменту є вихідним параметром для силового розрахунку преса і передач привода.

Крутний момент у плоскоциліндровому пресі є величиною змінною, яка залежить від таких чинників: конфігурації розгортки і характеристик картону, розміщення та довжини висікальних, бігувальних та перфоровальних лінійок, кута загострення та степені затупленості висікальних лінійок, характеристик ежекторного матеріалу, горизонтальних зусиль від торцевої деформації картону на робочі грані лінійок, а також тертя в опорах циліндра і талера (в пресах з рухомою штанцювальною формою).

Впливу попереднього натягу в системі преса можна не враховувати, оскільки при максимальному технологічному навантаженні його величина прямує до нуля. Беручи до уваги вищесказане, може йтися про визначення саме максимального значення моменту.

Розглянемо методику оцінки такого моменту для плоскоциліндрового преса з перекочуванням циліндра по нерухомій штанцювальній формі.

Припустивши, що зусилля бігування, з використанням контрматриць, менше ніж зусилля висікання, можна вважати, що найбільше навантаження виникатиме при розташуванні висікальної лінійки паралельно твірній циліндра. У такому разі максимальне значення моменту від технологічних сил визначатиметься екстремумом суми моментів від висікальної лінійки і ежекторного матеріалу:

$$M_t = \left| q_e \cdot l \cdot k_1 + q_e \cdot l \cdot k_2 \right|_{\max}. \quad (1)$$

Для визначення моменту від технологічних сил потрібно знайти максимальне значення сумарного моменту від сил висікання та сил деформації ежекторного матеріалу. Такий підхід приведе до надто об'ємних розрахунків. Отож, припустивши, що максимальне значення моменту відповідає початку досягнення максимуму зусиллям висікання і складатиметься із суми моментів від зусилля висікання і деформації ежекторного матеріалу.

На підставі експериментальних досліджень [2] встановлено, що зусилля висікання з переміщення зростає за степеневою залежністю і досягає максимуму при врізанні лінійки в картон на величину: $\delta_p = c \cdot \delta_k$, де δ_p — величина врізання, при якій починається руйнування картону, δ_k — товщина аркуша картону. Для різних картонів величина $c = \frac{p}{\delta_k}$ коливається в межах

0,8...0,9. Логічно припустити, що в такому положенні виникатиме максимальний крутний момент від зусилля висікання q_e .

Розглядаючи схему на рис. 1, плече дії максимальної сили висікання визначатимемо:

$$k_1 = \sqrt{\left[R + \left(\delta_k - \delta_p \right) \right]^2 - \left(R - \delta_k \right)^2} \approx \sqrt{2 \cdot R \cdot \left(2 \cdot \delta_k - \delta_p \right)}. \quad (2)$$

Приймавши усереднене значення $c = \frac{p}{\delta_k} = 0,85$ залежність (2) набуде вигляду:

$$k_1 \approx \sqrt{2,5 \cdot R \cdot \delta_k}. \quad (3)$$

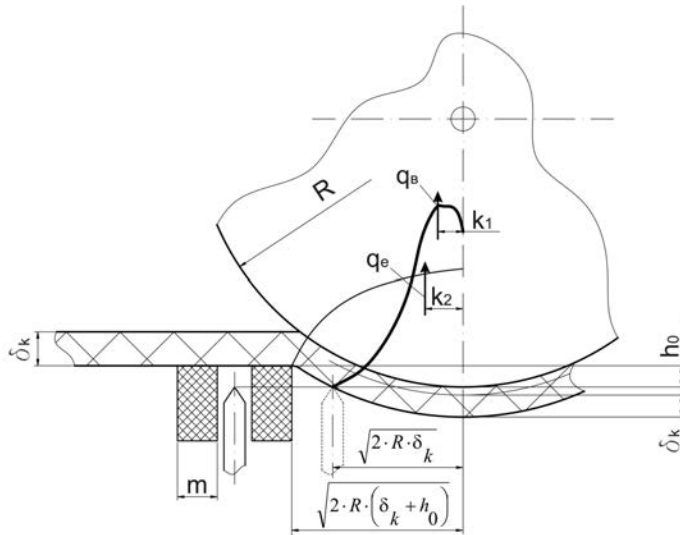


Рис. 1. Схема визначення силових технологічних параметрів плоскоциліндрового преса

При визначенні загального моменту за формулою (1) припустимо, що плече дії зусилля від ежкторного матеріалу $k_1 = k_2$. Тоді необхідно знайти зусилля від стиснення ежкторного матеріалу, розміщеного по обидва боки від висікальної лінійки (рис. 2). Прийнемо найбільш застосовуваний однорідний матеріал, що використовується як планки із поперечним перерізом прямокутної форми, розмірами $m \times \delta$. У межах реально створюваних деформацій він характеризується лінійною залежністю між тиском (p) і деформацією (ϵ), що впливає із проведених експериментальних досліджень.

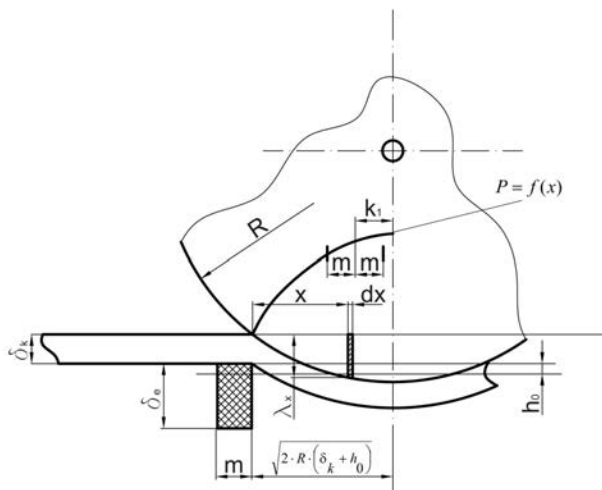


Рис. 2. Схема до визначення навантажень від ежкторного матеріалу

Розглядаючи схему, зображену на рис. 2, залежність тиску від деформації на ділянці dx по координаті x можна записати:

$$d\sigma_x = E_e \cdot \frac{\lambda_x}{\delta_e} dx, \quad (4)$$

де E_e — характеристика матеріалу; λ_x — біжуче значення деформації.

Для подальшого інтегрування виразу (4) біжуче значення деформації необхідно виразити через координату x :

$$\sqrt{2 \cdot R \cdot (\delta_k + h_0)} - x = \sqrt{R^2 - \left[\left(R - (\delta_k + h_0) \right) + \lambda_x \right]^2}. \quad (5)$$

Відкидаючи величини другого порядку малості вираз (5) виглядатиме так:

$$\sqrt{2 \cdot R \cdot (\delta_k + h_0)} - x = \sqrt{2 \cdot \delta_k + h_0 - \lambda_x}. \quad (6)$$

Після виконання математичних перетворень та спрощень знаходимо залежність, що виражатиме значення біжучої деформації:

$$\lambda_x = \frac{1}{2 \cdot R} \cdot x^2 - \frac{\sqrt{2 \cdot R \cdot (\delta_k + h_0)}}{R} \cdot x. \quad (7)$$

Для спрощення подальших математичних перетворень, позначимо

постійні коефіцієнти відповідними символами $\frac{1}{2 \cdot R} = A$, $\frac{\sqrt{2 \cdot R \cdot (\delta_k + h_0)}}{R} = B$.
Так, рівняння (7) набуде вигляду:

$$\lambda_x = A \cdot x^2 - B \cdot x. \quad (8)$$

Маючи вираз для визначення біжучої деформації ежекторного матеріалу, отримаємо залежність для розрахунку зусилля, що створюється ежекторним матеріалом:

$$P_e = \frac{E_e}{\delta_e} \cdot \int_{k_1 - m}^{k_1 + m} (A \cdot x^2 - B \cdot x) dx.$$

Межі інтегрування охоплюють усю ширину ежекторних подушок (рис. 1): $k_1 - m \leq x \leq k_1 + m$.

Розв'язавши інтеграл отримаємо залежність:

$$P_e = \frac{E}{\delta_e} \cdot \frac{2 \cdot m \cdot \left(3 \cdot \frac{1}{2 \cdot R} \cdot k_1^2 - 3 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot R \cdot (\delta_k + h_0)}}{R} \cdot k_1 + \frac{1}{2 \cdot R} \cdot m^2 \right)}{3} \quad (9)$$

Підставляючи (10) в (1), з урахуванням припущення що $k_1 = k_2$ отримаємо формулу для розрахунку максимального моменту від технологічного зусилля при висіканні:

$$M_t = \sqrt{2,5 \cdot R \cdot \delta_k} \left(q_e \cdot l + \frac{E \cdot l}{\delta_e} \cdot \frac{k_1 + m}{k_1 - m} \int (A \cdot x^2 - Bx) dx \right)$$

$$M_t = \sqrt{2,5 \cdot R \cdot \delta_k} \left(q_e \cdot l + \frac{E \cdot l}{\delta_e} \cdot \frac{2 \cdot m \cdot \left(\frac{3 \cdot k_1^2}{2 \cdot R} - 3 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot R \cdot (\delta_k + h_0)}}{R} \cdot k_1 + \frac{m^2}{2 \cdot R} \right)}{3} \right) \quad (10)$$

Характеристика ежекторного матеріалу модуль пружності (E) і максимальне погонне зусилля висікання q_e приймають на підставі експериментально отриманих даних.

Далі оцінимо вплив на величину крутного моменту зусилля від торцевої деформації картону. На рис. 3 подано схему, на якій зображено положення висікальної лінійки, що відповідає початку і закінченню процесу висікання. Крайка леза із точки А на початку врізання лінійки в товщу картону переміщується в точку Б, що відповідає завершенню процесу висікання, і проходить шлях $\sqrt{2 \cdot R \cdot \delta_k + \delta_k^2}$.

Для визначення величини врізання задамося змінною величиною x (рис. 3), що характеризуватиме поточне положення висікальної лінійки. Таким чином, величину врізання леза висікальної лінійки в товщу картону можна описати математичною залежністю:

$$t_a = \delta_k + R - \frac{R}{\cos \gamma}, \quad (11)$$

де t_a — величина врізання крайки леза в товщу картону; γ — кут, що характеризує поточне положення висікальної лінійки.

$$t_a = \delta_k + R - \frac{R}{\cos\left(\arctg\left(\frac{x}{R}\right)\right)}. \quad (12)$$

де x — величина, що характеризує положення висікальної лінійки відносно точки завершення висікання.

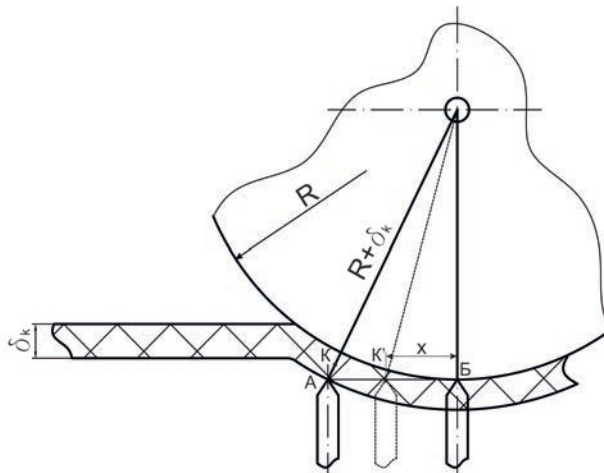


Рис. 3. Схема для визначення торцевої деформації

Розглянемо проміжне положення висікальної лінійки (рис. 3), тобто часткове врізання леза лінійки в товщу картону на певну величину t_A . Крайка леза, врізаючись у товщу картону, переміщується із точки А в точку К. Висікальна лінійка переміщується по прямолінійній траєкторії — АК', водночас крайка леза висікає картонну заготовку по дузі КК'. Різниця між довжиною прямої та дуги й становитиме величину торцевої деформації.

$$S_a = AK' - KK',$$

$$S_a = \sqrt{2 \cdot R \cdot \delta_k + \delta_k^2} - x - (R + \delta_k - t_A) \cdot (\gamma_{\max} - \gamma_x), \quad (13)$$

де λ_{\max} — кут, що відповідає початку висікання $\gamma_{\max} = \arctg \frac{\sqrt{2 \cdot R \cdot \delta_k + \delta_k^2}}{R}$;

γ_x — поточний кут, що відповідає проміжному положенню висікальної лінійки, $\gamma_x = \arctg \frac{x}{R}$.

Враховуючи значення кутів, величина торцевої деформації становитиме:

$$s_a = \sqrt{2 \cdot R \cdot \delta_k + \delta_k^2} - x - \frac{R}{\cos\left(\arctg \frac{x}{R}\right)} \cdot \left(\arctg \frac{\sqrt{2 \cdot R \cdot \delta_k + \delta_k^2}}{R} - \arctg \frac{x}{R} \right). \quad (14)$$

За рахунок кута загострення висікальної лінійки (α) торцева деформація в точці А додатково збільшиться на $s_t = \delta_k \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$. Тобто загальна торцева деформація по бічній грані висікальної лінійки становитиме:

$$\Delta_s = s_t + s_a = \sqrt{2 \cdot R \cdot \delta_k + \delta_k^2} - x - \frac{R}{\cos\left(\operatorname{arctg} \frac{x}{R}\right)} \cdot \left(\operatorname{arctg} \frac{\sqrt{2 \cdot R \cdot \delta_k + \delta_k^2}}{R} - \operatorname{arctg} \frac{x}{R} \right) + \delta_k \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad (15)$$

Числові значення загальної торцевої деформації залежатимуть від певних характеристик. Для її оцінки приймемо такі вихідні значення необхідних параметрів: $a \times b = 0,54 \times 0,7 \text{ м}$, $\delta_k = 0,5 \text{ мм}$, $R = 125 \text{ мм}$, $\alpha = 52^\circ$, а значення змінної x змінюється в межах від 0 до $\sqrt{2 \cdot R \cdot \delta_k + \delta_k^2}$. За таких прийнятих умов величина торцевої деформації змінюватиметься за певною залежністю (рис. 4) в межах від 0,247 мм до 0,274 мм.

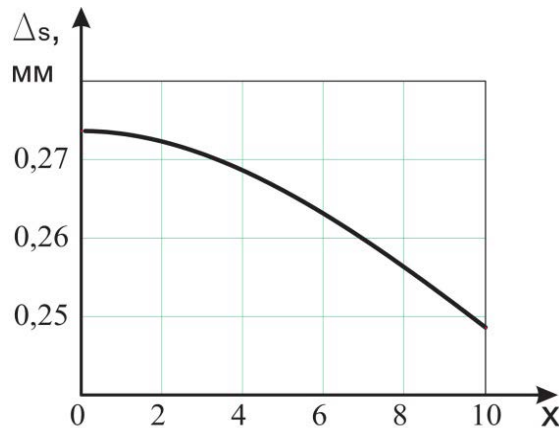


Рис. 4. Залежність торцевої деформації від положення висікальної лінійки в зоні контакту

Оцінити величину зусилля, що створюється тангенціальною деформацією, можна за наявності відповідних експериментальних характеристик картону. Наближена оцінка горизонтальних зусиль при висіканні від тангенціальної деформації картону може бути отримана використанням експериментальних даних технологічно-необхідних зусиль висікання для різних картонів (q_e), що наведені у праці [2].

Позначаючи кут загострення висікальної лінійки α (рис. 5) величина горизонтальної складової частини від лобової сили при висіканні визначатиметься залежністю:

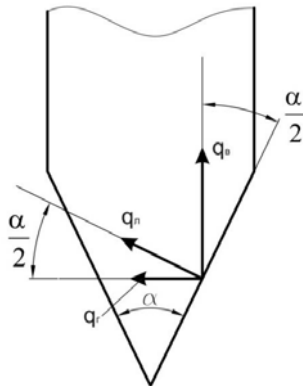


Рис. 5. Схема для визначення горизонтальних зусиль від торцевої деформації

$$q_z = q_n \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = q_t \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{1}{2} \cdot q_v \cdot \sin \alpha,$$

де q_v — лінійне зусилля висікання.

Додатково величина горизонтального зусилля збільшиться на величину, що залежить від значення загальної максимальної торцевої деформації:

$$q_z = q_n \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = q_t \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{1}{2} \cdot q_v \cdot \sin \alpha + \frac{\delta_k \cdot \Delta_s \cdot \sigma_t}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (16)$$

Значення напруження стиснення у поздовжньому напрямку досліджується експериментально і залежить від характеристик картону, що висікається, тобто

$$\sigma_t = E_t \cdot (\Delta_s)^n,$$

де E_t — характеристика картону при торцевому стисненні.

Складова частина крутного моменту від горизонтальної сили:

$$M_z = q_t \cdot l \cdot R,$$

$$M_z = l \cdot R \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot q_b \cdot \sin \alpha + \frac{\delta_k \cdot \Delta_s \cdot \sigma_t}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right), \quad (17)$$

Момент від сил тертя в опорах перебувають за відомою залежністю (без врахування маси циліндра):

$$M_{mp} = l \cdot f_{np} \cdot r_y \cdot \sqrt{(q_b + q_e)^2 + q_\Gamma^2}, \quad (18)$$

де f_{np} — наведений коефіцієнт тертя до цапфи циліндра радіусом r_y .

Отже, загальний крутний момент визначається сумою моментів відображених формулами (10, 17–18):

$$M_{kp} = M_T + M_\Gamma + M_{mp}$$

$$M_{kp} = \sqrt{2,5 \cdot R \cdot \delta_k} \cdot q_b \cdot l + \frac{E \cdot l}{\delta_e} \cdot \left(\frac{2 \cdot m \cdot \left(\frac{3 \cdot k_1^2}{2 \cdot R} - 3 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot R} \cdot (\delta_k + h_0)}{R} \cdot k_1 + \frac{m^2}{2 \cdot R} \right)}{3} \right) +$$

$$+ l \cdot R \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot q_b \cdot \sin \alpha + \frac{\delta_k \cdot \Delta_s \cdot \sigma_t}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) + l \cdot \sqrt{(q_b + q_e)^2 + q_\Gamma^2} \cdot f_{np} \cdot r_y$$

Наведена методика дає можливість оцінити величину максимального крутного моменту із достатньою достовірністю, що дозволяє точніше виконання силового розрахунку преса і передач привода. Виявлена специфіка плоскоциліндрового способу висікання розгорток картонних паковань з урахуванням впливу торцевої деформації на силові характеристики процесу висікання.

1. Регей І. І. Споживче картонне пакування (матеріали, проектування, обладнання для виготовлення): навч. посіб. / І. І. Регей. — Львів : Укр. акад. друкарства, 2011. — 144 с.
2. Терницький С. В. Дослідження технологічно-необхідних зусиль висікання розгорток картонних паковань / С. В. Терницький // Упаковка. — 2011. — № 3. — С. 28–31.
3. Чехман Я. І. Вплив деформацій плоскоциліндрового преса на штанцювання / Я. І. Чехман, І. Я. Попович // Упаковка. — 2006. — № 3. — С. 58–61.
4. Чехман Я. І. Особливості визначення зусиль при висіканні картону на плоскоциліндровому пресі / Я. І. Чехман, С. В. Ткач., І. М. Кравчук // Наукові записки. — 2003. — № 6. — С. 21–24.

ОЦЕНКА МАКСИМАЛЬНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА В ШТАНЦЕВАЛЬНОМ ПРЕССЕ ПЛОСКОЦИЛИНДРОВОГО ТИПА ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РАЗВЕРТОК КАРТОННЫХ УПАКОВОК

Предложена методика оценки крутящего момента, который возникает в процессе изготовления разверток картонных упаковок на прессах плоскоцилиндрического типа, который позволяет определять потребляемую мощность, и является исходным параметром для расчетов передач привода. Проанализировано и установлена зависимость крутящего момента в плоскоцилиндрическом прессе от многих факторов, которые описаны аналитической зависимостью.

ESTIMATE OF THE MAXIMUM TORQUE OF FLAT-BED DIE-CUTTING PRESS FOR PRODUCTION OF INVOLUTES OF CARDBOARD PACKING

There is developed the method of estimation of torque, which occurs during manufacturing involutes of cardboard packing on flat-bed die-cutting presses that allows determining the power consumption and is a source parameter for calculating drive gears. There also analyzed and established the dependence of torque in flat-bed die-cutting press from many factors, which described by the analytical dependence.

Стаття надійшла 22.02.2012

УДК: 655.3.062.2

Т. В. Розум, Я. В. Зоренко, К. І. Савченко, В. М. Скиба

Видавничо-поліграфічний інститут НТУУ «КПІ»

КОНЦЕПТУАЛЬНІ ЗАСАДИ КОНТРОЛЮ НА ВИРОБНИЦТВІ

Аналізуються сучасні засоби контролю якості поліграфічної продукції. Систематизуються параметри і методи оцінки якості.

Поліграфічна продукція, офсетний друк, відбиток, виробництво

Основним завданням будь-якого поліграфічного підприємства є виготовлення високоякісної продукції. Застосування якісних витратних матеріалів, друкування тріадними і непрозорими (криючими) фарбами, гібридні технології, що поєднують друкування і лакування різними лаками, тиснення фольгою, ламінування — це аж ніяк не повний перелік ознак, характерних для сучасної поліграфічної продукції.

Передові позиції при виготовленні поліграфічної продукції утримує офсетний спосіб друку зі зволоженням друкарських форм. Однак, незважаючи на високий рівень автоматизації та комп'ютеризації офсетного способу друку, завдяки чому можна контролювати процес друкування накладу в режимі реального часу, слід звертати увагу на інші параметри та умови отримання відбитків.

Контроль якості поліграфічної продукції має здійснюватися на всіх етапах виробництва, включаючи контроль якості вхідної сировини, відповідність тиражної партії підписаному зразку, відсутність будь-яких дефектів тощо. Правильна організація контролю якості на поліграфічному підприємстві є запорукою успіху. Однак для цього слід розуміти, яку стратегію організації системи контролю якості слід обрати, і які параметри контролювати.

Мета роботи полягає в аналізі чинників, які впливають на кінцеву якість поліграфічної продукції, розробленні функціональної схеми контролю якості та дослідженні показників офсетного друку, що впливають безпосередньо на якість кінцевого зображення.

Ретельний контроль якості на додрукарській стадії дає змогу виявити недоліки, які надалі призводять до браку кінцевої продукції. На етапі додрукарської підготовки слід ретельно контролювати відповідність оригінал-макета параметрам друкарського обладнання та вимогам післядрукарської обробки, відсутність помилок при підготовці оригінал-макета тощо.

Контроль якості друкарського процесу має чи не найбільше значення. Незалежно від способу друку, який використовується для виготовлення продукції на підприємстві має бути реалізована своя система контролю якості, яка сприятиме підвищенню точності і стабільності виконання замовлень,