

Таким чином, на основі проведених досліджень встановлено технологічні умови процесу правки абразивних шліфувальних кругів, які дають змогу зменшити витрати на експлуатацію абразивних кругів і забезпечити необхідну шорсткість оброблюваної поверхні на операціях шліфування.

1. Королев А. В. Исследование процессов образования поверхностей инструмента и детали при абразивной обработке. Саратов, 1975. 2. Маталин А. А. Новые направления развития технологии чистовой обработки. К., 1972. 3. Федорович В. А. Розробка наукових основ та способів практичної реалізації управління пристосовуваністю при алмазному шліфуванні надтвердих матеріалів: Автореф. дис... д-ра техн. наук. Х., 2002. 4. Филимонов Л. Н. Высокоскоростное шлифование. М., 1979. 5. Шахбазов Я. О. Наукові і технологічні основи формування різального рельєфу шліфувальних кругів з метою підвищення ефективності обробки: Автореф. дис... д-ра техн. наук. Х., 2007.

УДК 681.652 + 655.281

В. Т. Сенкусь, В. О. Босак, І. М. Кравчук

Українська академія друкарства

КІНЕМАТИКА МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ ФАЛЬЦНОЖІВ УДАРНОГО ФАЛЬЦЮВАННЯ З КРИВОЛІНІЙНОЮ НАПРЯМНОЮ В РУЛОННИХ ДРУКАРСЬКИХ МАШИНАХ

Розглядається новий механізм приводу фальцножів ударного фальцювання з криволінійною напрямною в рулонних друкарських машинах, який забезпечує безударну роботу пристрою і підвищену точність фальцювання. Проведено розрахунки кінематики механізму і профілювання криволінійної напрямної.

A new mechanism of the shock folding with the curvilinear sending of folding unit's drive of roll printing presses is examined, what provides stressless work of device and enhanceable exactness of folding. The calculations of mechanism kinematics and profiling of the curvilinear sending were conducted.

Для поперечного фальцювання відрізаних від паперової стрічки аркушів використовуються фальцювальні пристрої ударного типу з двома видами механізмів — планетарним і Тукера [3]. Ці механізми дають можливість одночасно фальцювати велику кількість (до 72) підібраних аркушів [2].

У планетарному механізмі 1 (рис. 1) на циліндрі встановлено рухомі голки (графейки) 2 для проведення стрічки і фальцювальний ніж 3 на валу 4. З торця циліндра на валу 4 жорстко закріплено зубчасте колесо 5, яке має привод від паразитного зубчастого колеса 6, що обкочується при обертанні циліндра по нерухомому зубчастому колесі 7. При цьому край фальцножа описує видовжену гіпоциклоїду (на рисунку зображено пунктирною лінією). Край фальцножа виходить за периферію циліндра, ударяє по аркушу 8 і проштовхує його між фальцваликами 9, 10, у результаті чого здійснюється згин аркуша. Недоліком механізму є невисока точність фальцювання ($\pm 1,6$ мм) [2]. Однією з причин цього є те, що ніж вдаряє по аркушу не посередині.

У механізмі Тукера (рис. 2) двобічний фальцніж 1 кріпиться на роликовій каретці 2, яка при русі разом з циліндром 3 котиться циліндричною напрямною 4. Дійшовши до фальцваликів 5, 6, ролик каретки входить у вертикальний паз і повертає каретку на 180° відносно осі 7. Фальцніж, повертаючись, виходить за габарити циліндра й ударом проштовхує аркуш 8 між фальцваликами 5, 6, згинаючи аркуш. Спрямовує ролик каретки в паз рухомий кулачок-упор 9, який приводиться в рух зубчастою передачею 10. Оскільки фальцніж ударяє посередині аркуша і штовхає його по вертикальній прямій між фальцваликами, то це позитивно впливає на точність фальцювання. Але при зіткненні ролика каретки з рухомим кулачком-упором, який рухається назустріч ролику, виникає удар всієї маси циліндра, що призводить до появи значних динамічних навантажень та інтенсивного спрацювання деталей, через що цей механізм не знайшов застосування.

Для усунення вищевказаних недоліків запропоновано новий механізм ударного фальцювання з приводом фальцножа за допомогою криволінійної напрямної з плавною зміною профілю, який забезпечує високу точність фальцювання при відсутності ударних навантажень.

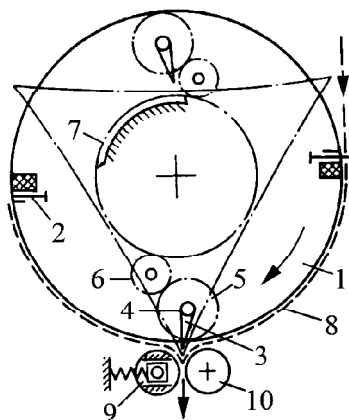


Рис. 1. Схема планетарного механізму

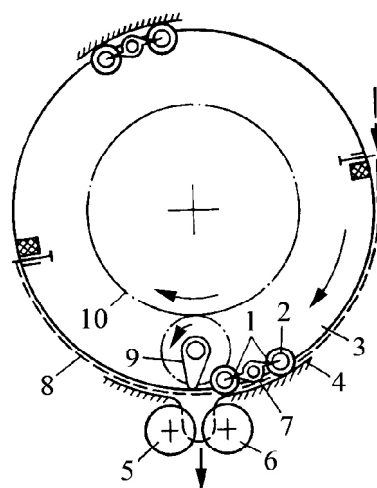


Рис. 2. Схема механізму Тукера

До складу запропонованого пристрою (рис. 3) входить циліндр 1 з графeyками 2, 3 та двома роликовими каретками 4 з роликами 5, 6 і закріпленими на них фальцножами 7, 8. Роликові каретки котяться по нерухомій циліндричній напрямній 9, а при підході до фальцваликів 10, 11 ролик каретки 5 переходить на поверхню криволінійної напрямної 12 і повертає каретку на 180° відносно осі 13. При цьому фальцніж 7 виходить за периферію циліндра 1 і край ножа, рухаючись вертикальною прямою, проштовхує аркуш 14 між фальцваликами 10, 11. Перед тим відсічний ніж 15 циліндра 16 відділяє аркуш від паперової стрічки «С», а графeyки 2 відпускають його. Нерухомий кулачок 17 служить для геометричного замикання ролика на поверхні криволінійної напрямної.

Порівняно з механізмом Тукера в запропонованому механізмі застосована криволінійна напрямна з плавною зміною профілю, що дозволяє надати фальцножам плавний, без стрибків і ударів обертовий рух і траєкторію руху краю фальцножа при виході з периферії циліндра по прямій вертикальній лінії, що позитивно впливає на точність фальцювання.

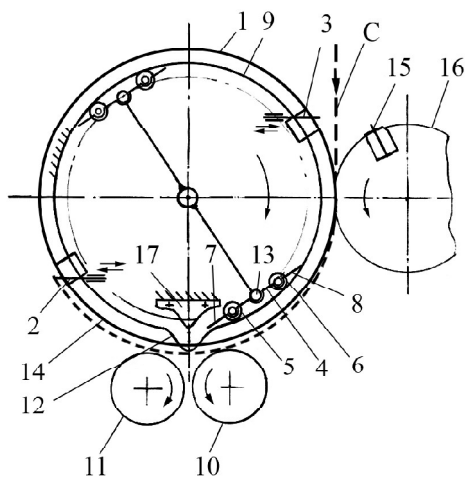


Рис. 3. Схема механізму з криволінійною напрямною приводу фальцножів

У роботі запропонованого механізму можна відмітити чотири періоди:

1. Ролики каретки котяться по циліндричній напрямній. Фальцножі з роликами не обертаються відносно осі А (рис. 4). Кут між ланками O_1A і АВ постійний і становить $\gamma_0 = 90^\circ$.

2. Від початку входження ролика каретки в криволінійну напрямну до моменту, коли край фальцножа досягає кола зовнішньої поверхні циліндра. У цей період можна розглядати механізм як кулачково-важільний, в якому O_1A є базовідстанню. Коромисло АВ здійснює розбіг і повертається за цей час на кут γ_1 .

3. Край фальцножа (точка В) рухається строго по вертикальній прямій. У цей період механізм можна розглядати як кривошипно-повзунний з радіусом кривошипа O_1A і шатуном АВ, де точка В є повзунком.

4. Вибіг коромисла АВ кулачково-важільного механізму, коли кутова швидкість коромисла зменшується до нуля. Коромисло за цей час повертається на кут γ_1 .

Для забезпечення безударної роботи пристрою потрібно виконати умову, щоб у положенні, коли точка В буде на поверхні циліндра радіусом $R_{\text{ц}}$, кутова швидкість ланки АВ, яку надає кулачково-важільний механізм, дорівнювала кутовій швидкості, що отримує ця ланка від кривошипно-повзунного механізму.

Розглянемо кривошипно-повзунний механізм O_1AB і визначимо кутову швидкість ω_2 шатуна АВ за відомою методикою [1].

$$\omega_{2\max} = \omega_{2i\max} \cdot \omega_1, \quad (1)$$

де ω_1 — кутова швидкість кривошипа O_1A , який обертається разом з циліндром;
 ω_{2i} — інваріант кутових швидкостей, що визначається за формулою

$$\omega_{2i\max} = \frac{\cos \varphi_2}{\lambda \cdot \cos \beta_2}, \quad (2)$$

де $\lambda = b/r$ — відносна довжина шатуна;

b — довжина шатуна AB ; r — радіус кривошипа O_1A .

З трикутника O_1AB визначаємо кути:

$$\varphi_2 = \arccos \frac{R_y^2 + r^2 - b^2}{2R_y \cdot r}, \quad (3)$$

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{\sin \varphi_2}{\lambda} \right), \quad (4)$$

де R_y — радіус зовнішньої поверхні циліндра.

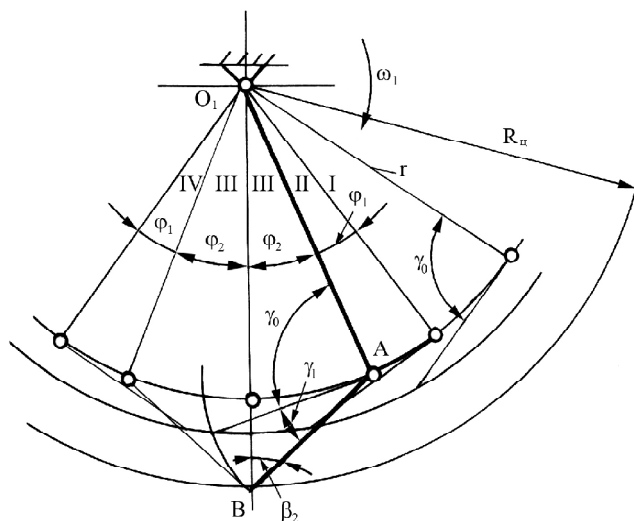


Рис. 4. Розрахункова схема механізму

Кутову швидкість ланки AB , яку надає кулачково-важільний механізм у цей момент, знаходимо також за методикою роботи [1].

$$\omega_{2\max} = B \frac{\gamma_1}{\varphi_1} \cdot \omega_1, \quad (5)$$

де B — константа піка швидкості для вибраного закону руху; γ_1 — кут повороту коромисла AB за період розбігу; φ_1 — фазовий кут повороту циліндра за цей же період; ω_1 — кутова швидкість циліндра.

Кут повороту коромисла AB за період розбігу визначаємо з трикутника O_1AB :

$$\gamma_1 = 180^\circ - (\varphi_2 + \beta_2) - \gamma_0.$$

Оскільки кут $\gamma_0 = 90^\circ$,
то $\gamma_1 = 90^\circ - (\varphi_2 + \beta_2)$. (6)

Для забезпечення рівності швидкостей прирівняємо вирази (1) і (5).

$$\frac{\cos \varphi_2}{\lambda \cdot \cos \beta_2} \cdot \omega_1 = B \frac{\gamma_1}{\varphi_1} \cdot \omega_1.$$

Звідси визначаємо фазовий кут φ_1 :

$$\varphi_1 = \frac{B \cdot \gamma_1 \cdot \lambda \cdot \cos \beta_2}{\cos \varphi_2}. \quad (7)$$

З виразу (7) видно, що фазовий кут розбігу коромисла АВ залежить від величини кута повороту коромисла, вибраного закону руху, який має конкретне значення константи В і геометричних параметрів механізму.

Біжучі значення кінематичних величин для II періоду (розбігу) знаходимо як для кулачково-важільного механізму.

Біжучі кутові переміщення коромисла будуть:

$$\gamma = 2a_k \cdot \gamma_1, \quad (8)$$

де a_k — інваріант переміщень для вибраного закону руху, який змінюється в межах $0 \leq a_k \leq 0,5$.

Біжучі кутові швидкості коромисла дорівнюватимуть:

$$\omega_2 = b_k \frac{\gamma_1}{\varphi_1} \omega_1, \quad (9)$$

де b_k — інваріант швидкостей, який змінюється в межах $0 \leq b_k \leq B$.

Біжучі прискорення коромисла визначатимуться так:

$$\varepsilon_2 = c_k \frac{\gamma_1}{2\varphi_1^2} \omega_1^2, \quad (10)$$

де C_k — інваріант прискорень, який змінюється від нуля до максимуму і потім знову до нуля.

Біжучі значення кінематичних величин для третього періоду знаходимо, як для кривошипно-повзунного механізму.

Розглядаючи трикутник O_1AB , можна записати

$$r \cdot \sin \varphi = b \cdot \sin \beta,$$

звідки отримуємо значення кута β :

$$\beta = \arcsin \frac{\sin \varphi}{\lambda}. \quad (11)$$

Біжучий кут повороту шатуна визначаємо наступним чином:

$$\gamma = 180^\circ - (\varphi + \beta) = 180^\circ - \left(\varphi + \frac{\arcsin \varphi}{\lambda} \right). \quad (12)$$

Біжучі кутові швидкості шатуна вираховуємо за формулою

$$\omega_2 = \omega_{2i} \cdot \omega_1, \quad (13)$$

де

$$\omega_{2i} = \frac{\cos \varphi}{\lambda \cdot \cos \beta}. \quad (14)$$

Біжучі кутові прискорення шатуна знаходимо таким чином:

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{2i} \cdot \omega_1^2, \quad (15)$$

де $\varepsilon_{2i} = -\omega_{2i}^2 \cdot \operatorname{tg} \beta - \omega_{2i} \cdot \operatorname{tg} \varphi$.

Значення кута φ у цих формулах змінюється від φ_2 до нуля і від нуля до φ_2 .

Біжучі значення кінематичних величин для четвертого періоду, вибігу коромисла АВ кулачково-важільного механізму, знаходимо так:

$$\gamma = 2a_k \cdot \gamma_1, \quad (16)$$

де $0,5 \leq a_k \leq 1$.

Біжучі кутові швидкості дорівнюють:

$$\omega_2 = b_k \cdot \frac{\gamma_1}{\varphi_1} \cdot \omega_1, \quad (17)$$

де b_k — інваріант швидкостей, який змінюється в межах $B \geq b_k \geq 0$.

Біжучі кутові прискорення

$$\varepsilon_2 = -c_k \cdot \frac{\gamma_1}{2\varphi_1^2}, \quad (18)$$

де c_k — інваріант прискорень для вибраного закону руху.

Крутний момент на валу фальцювально-ножового циліндра від приводу фальцножів визначаємо з рівності потужностей:

$$M_{\text{ед}} \cdot \omega_1 = I_H \cdot \varepsilon_2 \cdot \omega_2 \cdot \Theta,$$

звідки

$$M_{\text{кр}} = \frac{I_H \cdot \varepsilon_2 \cdot \omega_2}{\omega_1} \cdot \Theta, \quad (19)$$

де I_H — момент інерції рухомих ланок механізму; Θ — коефіцієнт, який враховує к.к.д. механізму.

Визначаємо полярні координати криволінійної напрямної. Слід зауважити, що для того щоб не було самопересічення профілю криволінійної напрямної, відстань $AC = b_1$ закріплення ролика на каретці повинна бути дещо менша за довжину фальцножа $AB = b$ (рис. 5). З урахуванням цього початковий радіус-вектор визначаємо з трикутника O_1AC , зважаючи, що кут $\gamma_0 = 90^\circ$:

$$\rho = \sqrt{r^2 + b_1^2}.$$

Біжучий радіус-вектор знаходимо таким способом:

$$\rho_k = \sqrt{r^2 + b_1^2 - 2b_1 \cdot r \cdot \cos \gamma}, \quad (20)$$

де кут γ розраховується за формулами (8), (12), (16).

Початковий кут, який визначає положення початкового радіуса-вектора відносно лінії O_1A , знаходимо так:

$$\mu_0 = \arccos \frac{r^2 + \rho_0^2 - b_1^2}{2r \cdot \rho_{k0}}, \quad (21)$$

Біжучий кут, який визначає положення біжучого радіуса-вектора відносно лінії O_1A

$$\mu_k = \arccos \frac{r^2 + \rho_k^2 - b_1^2}{2r \cdot \rho_k}. \quad (22)$$

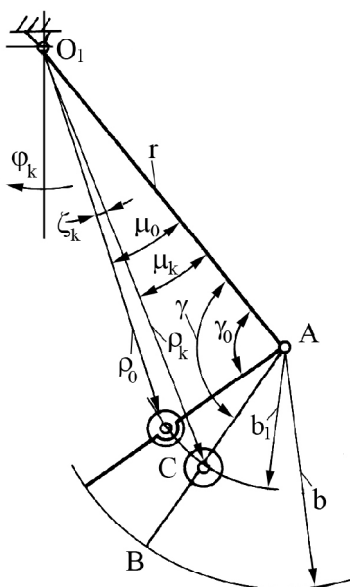


Рис. 5. Схема для визначення полярних координат криволінійної напрямної

Визначаємо кутову поправку:

$$\zeta_k = \mu_0 - \mu_k.$$

Біжучий профільний кут криволінійної напрямної становитиме

$$\Theta_k = \varphi_k - \zeta_k, \quad (23)$$

де φ_k — біжучий фазовий кут повороту циліндра.

Для машини, яка випускає газети форматом А3, за аналогією з машиною ПРГ прийняті такі параметри:

$r = O_1A = 107$ мм; $b = AB = 54$ мм; $R_{ц} = 133$ мм; $\lambda = b/r = 54/107 = 0,505$; момент інерції рухомих ланок механізму фальцножа $I_H = 0,0023$ кг·м².

Визначаємо кути за формулами (3), (4), (6).

Кутові швидкості ω_2 , кутові прискорення ε_2 фальцножа і крутні моменти на валу фальцювально-ножового циліндра $M_{кр}$ від сил інерції фальцножа для швидкості обертання циліндра $n = 210$ об/хв залежно від кута повороту циліндра φ графічно зображено на рис. 6.

$$\varphi_2 = \arccos \frac{R_o^2 + r^2 - b^2}{2R_o \cdot r} = \arccos \frac{133^2 + 107^2 - 54^2}{2 \cdot 133 \cdot 107} = 22,8^\circ.$$

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{\sin \varphi_2}{\lambda} \right) = \left(\frac{\sin 22,8^\circ}{0,505} \right) = 50,2^\circ.$$

$$\gamma_1 = 90^\circ - (\varphi_2 + \beta_2) = 90^\circ - (22,8^\circ + 50,2^\circ) = 17^\circ.$$

За формулою (7) визначаємо кут:

$$\varphi_1 = \frac{B \cdot \gamma_1 \cdot \lambda \cdot \cos \beta_2}{\cos \varphi_2} = \frac{2 \cdot 17^0 \cdot 0,505 \cdot \cos 50,2^0}{\cos 22,8^0} = 12^0,$$

де $B = 2$ — константа піка швидкості для закону «Со».

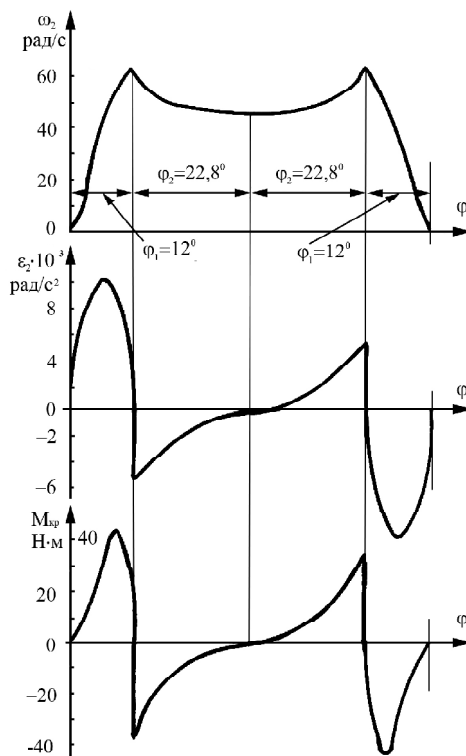


Рис. 6. Графіки кутових швидкостей і прискорень фальцножа та крутних моментів на валу фальцножового циліндра

З графіків видно, що кутова швидкість фальцножа ω_2 змінюється плавно, без стрибків, на протязі всього кута повороту циліндра. У момент переходу кулачково-важільного механізму в кривошипно-повзунний (при $\varphi_1 = 12^0$) досягнуто рівність швидкостей.

Однак через характерний графік зміни кутових прискорень фальцножа, що надає йому кривошипно-повзунний механізм, коли у фазі циклу $\varphi = \varphi_1 = 12^0$ кутове прискорення має від'ємне значення $\epsilon_2 = -5 \cdot 10^3$ рад/с², зрівняти в цей момент прискорення неможливо, оскільки для стикування прискорень у період розбігу швидкостей повинна зростати і прискорення мати додатні значення. Через це і крутні моменти на валу від сил інерції фальцножа при $\varphi = \varphi_1 = 12^0$ мають також стрибок на величину $M_{кр} = -38$ Н·м. Це приводить до м'якого удару (квазіудару), що незрівнянно менше впливає на роботу пристрою, ніж при жорсткому ударі, який виникає при роботі пристрою з механізмом Тукера, де об кулачок зі швидкістю $\approx 2,5$ м/с ударяється вся маса циліндра.

На рис. 7 подано графічну побудову профілю криволінійної напрямної і замикаючого кулачка для вибраних вище параметрів. Діаметри роликів каретки прийнято рівними $\varnothing 20$ мм з умови віддалення від самопересічення профілю. Довжину коромисла $b_1 = AC = 28$ мм прийнято за умови розходження заднього ролика із замикаючим кулачком. При цих даних профілі криволінійної напрямної і замикаючого кулачка плавно змінюються і можуть бути виконані на координатно-розточувальному верстаті.

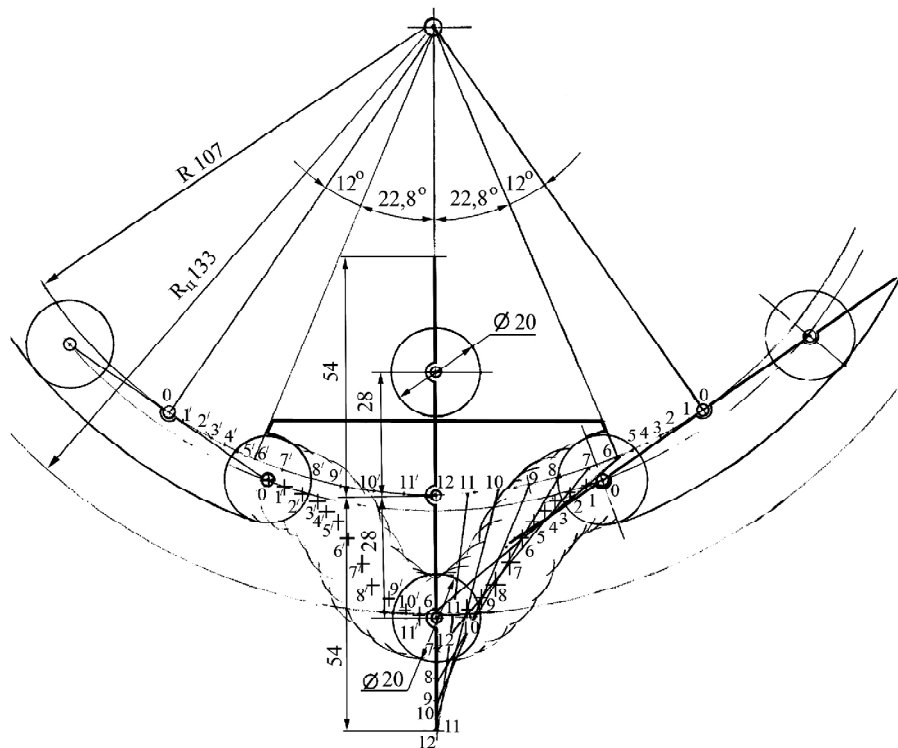


Рис. 7. Графічна побудова криволінійної напрямної

Графічна побудова профілю криволінійної напрямної підтвердила можливість конструктивного виконання механізму.

Таким чином, нами зазначено основні недоліки існуючих механізмів приводу ножа в пристроях ударного фальцювання у фальцапаратах рулонних друкарських машин, на основі чого запропоновано механізм з криволінійною напрямною. Здійснено аналітичні розрахунки геометричних параметрів криволінійної напрямної, подано методику розрахунку кінематики механізму.

1. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., 1965. 2. Тюрин А. А. Печатные машины-автоматы. М., 1980. 3. Чехман Я. И., Сенкус В. Т., Бирбраер Е. Г. Печатные машины. М., 1987.