

АНАЛІТИЧНІ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМО-КУЛАЧКОВИХ ЗРІВНОВАЖУВАЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

Збільшення продуктивності існуючих машин періодичної дії підвищенням їх швидкохідності інколи утруднюється внаслідок різкого зростання пульсації енергії між маховиком або двигуном і виконавчими механізмами. Надлишкові крутні моменти і сили, що виникають при цьому, є причиною перевантаження і зношування деталей механізмів та приводу.

Останнім часом в науково-технічній літературі та практиці машинобудування з'явилося багато спеціальних теоретичних розробок і конструктивних рішень, спрямованих на усунення небажаних наслідків пульсації надлишкових потужностей.

Питання раціонального використання різноманітних пристроїв програмного зрівноважування, їх інженерного синтезу і оптимальних рішень є досить актуальними.

Щоб обмежити зони пульсації енергії програмним зрівноважуванням надлишкових крутних моментів, все частіше використовуються зрівноважувальні кулачкові механізми (ЗКМ). Основні положення теорії аналітичного розрахунку ЗКМ висвітлено в роботах [6], [3] та інш. Навантажувачі цих механізмів можуть змінювати запас своєї енергії за програмою таким чином, що за усталеного режиму сумісної роботи виконавчого і зрівноважувального механізмів виконується необхідна умова повного взаємоперетворення їх енергій

$$E + P = P_{\max}, \quad (1)$$

де E — позиційне значення кінетичної енергії з початку кінематичного циклу; P і P_{\max} — біжучий і максимальний запаси потенціальної енергії навантажувача ЗКМ.

Повне зрівноважування передбачає зміну ΔP запасу потенціальної енергії навантажувача з початку кінематичного циклу за умовою

$$\Delta P = E, \quad (2)$$

де $\Delta P = P_{\max} - P$.

Як робочі тіла навантажувачів ЗКМ, що здатні накопичувати і віддавати енергію з можливо малими енергетичними втратами, використовуються пружинні, інерційні і пневматичні пристрої.

Пневматичні поршневі пристрої успішно використовуються у практиці вітчизняного машинобудування, наприклад у системах зрівноважування сил інерції талера плоскодрукарських машин і кліті станів холодної прокатки труб [2]. Але якщо необхідно змінити швидкісний режим роботи механізму, то в нерегульованих навантажувачів ЗКМ виявляються певні недоліки. При їх використанні двигун і передаточні механізми піддаються впливові додаткових навантажень, які створюються навантажувачами, коли робочі швидкості машини будуть нижчими від розрахункових. Це в свою чергу вимагає перевіряти достатність величини пускового моменту двигуна і міцність деталей у момент пуску.

який дозволяє відтворити довільний закон руху його робочого органу. У діафрагмовому і поршневому пневмонавантажувачах односторонньої дії процес стану повітря характеризується політропою або ізобарою.

Попередні експериментальні дослідження виявили значний вплив закону періодичного руху веденої маси і пружності ланок механізму на ефект зрівноважування. У першому варіанті досліджень використано гармонійний закон періодичного руху веденої маси, який у поєднанні з її безпаузним характером руху забезпечив достатній ефект зрівно-

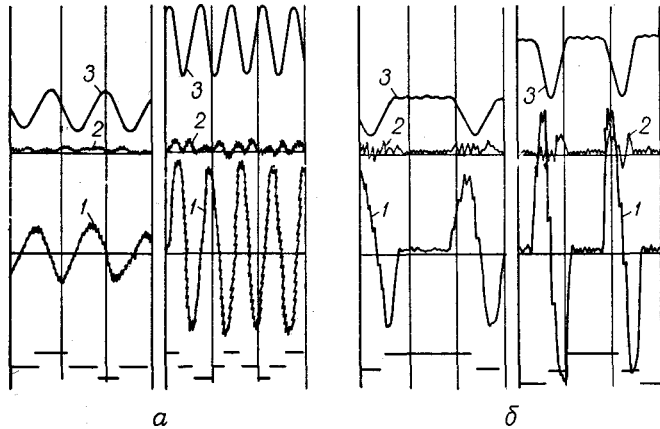


Рис. 2. Типові осцилограми запису процесу зрівноважування під час руху кулачкового механізму:

a — без пауз при $n=250$ і 450 об/хв.; *б* — з паузами при $n=135$ і 200 об/хв.;

1 — крутні моменти на кулачковому валу до зрівноважування; 2 — після зрівноважування; 3 — тиск повітря у камері пневмонавантажувача ЗКМ.

важування надлишкових кінетичних моментів на всіх швидкісних режимах роботи. Ця серія експериментів демонструється типовими осцилограмами на рис. 2, *a*, де одночасно нанесено записи фактичних кінетичних моментів виконавчого механізму до зрівноважування (криві 1) і сумарні моменти (криві 2) при сумісній роботі виконавчого і зрівноважувального механізмів. Але, якщо використовувати цей закон при русі маси з паузами, то суттєво спотворюється запроєктований процес зрівноважування за рахунок накладання вільних коливань веденої системи механізму. Щоб рафінувати вплив пружних коливань, у другому варіанті забезпечували достатню жорсткість веденої системи за рахунок безпосереднього приєднання веденої маси до коромисла виконавчого механізму. Таким чином виключався вплив крутильної жорсткості веденого вала кулачкового механізму. Наявність «стрибка» прискорень у русі веденої маси зумовлювала вібраційний ефект, який відображено на осцилограмах (рис. 2, *б*).

Ефективність процесу зрівноважування прийнято характеризувати коефіцієнтом K_y , який відображає відносне зменшення максимального моменту від виконавчого механізму

$$K_y = \frac{M_{\phi \max}}{M_{c \max}}, \quad (3)$$

де $M_{\phi \max}$ — максимальний крутний момент на кулачковому валу, що створюється у результаті роботи виконавчого механізму; $M_{c \max}$ — те ж за сумісної роботи виконавчого і зрівноважувального механізмів.

Для випадку використання регульованих ЗКМ з діафрагмовими пневмонавантажувачами з політропічним характером зміни стану по-

вітря в їх камері зміна коефіцієнтів зрівноважування у залежності від швидкісного режиму роботи механізму показана на рис. 3, а, б відповідно для безпаузного і паузного характеру руху виконавчого механізму. Деяке зменшення коефіцієнтів зрівноважування (криві 1) під час відхилення швидкісного режиму механізму від розрахункового (n_p) пояснюється невідповідністю між прийнятою і пружною характеристиками стиску — розширення повітря в камері навантажувача. Під час регулювання початкового тиску повітря в камері, необхідність

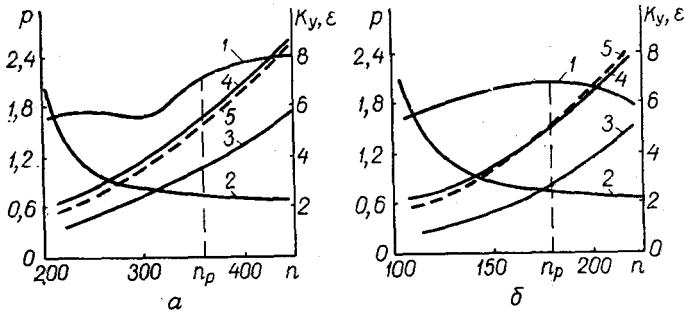


Рис. 3. Графіки зміни параметрів при зрівноважуванні: а — безпаузної системи; б — паузної системи; 1 — коефіцієнт зрівноважування K_y ; 2 — ступінь стиску ε ; 3 — початковий тиск повітря p_0 ; 4 — середній тиск повітря p_{cp} (теоретична крива); 5 — середній тиск повітря p_{cp} (експериментальна крива).

якого викликана зміною швидкісного режиму роботи виконавчого механізму, відносну кількісну зміну пружної характеристики в граничних точках можна характеризувати ступенем стиску, котрий для діафрагмового навантажувача може бути визначений лише експериментальним шляхом (криві 2):

$$\varepsilon = \frac{p_m}{p_0}, \quad (4)$$

де p_0 і p_m — початковий і максимальний надлишкові тиски повітря в камері навантажувача.

З умови зрівноважування максимальних надлишкових моментів знаходимо необхідний середній тиск повітря. Під час зрівноважування кінетичних моментів маємо

$$p_{cp} = \frac{D \cdot I_n \cdot \gamma_{\Sigma}^2}{2T^2 \cdot b_{ky}^* \cdot S_y \cdot F_e^*}, \quad (5)$$

де D — константа піка кінетичної потужності; I_n — приведений до веденої ланки момент інерції мас механізму; γ_{Σ} — кутовий розмах веденої маси; S_y — лінійний розмах робочої ланки пневмонавантажувача; b_{ky}^* — інваріант подібності швидкості робочої ланки навантажувача в позиції зрівноважування максимального моменту; F_e^* — ефективна площа тиску повітря у навантажувачі для цієї ж позиції; T — період однозначного руху веденої маси.

Якщо ж використовується пневмонавантажувач ЗКМ з ізобарним процесом стану повітря в його камері, то це рівняння зводиться до вигляду

$$p_{cp} = p_0 = \frac{B^2 \cdot \gamma_{\Sigma}^2 \cdot I_n}{2T^2 \cdot S_y \cdot F_e^*}, \quad (6)$$

де B — константа піка швидкості закону періодичного руху виконавчого механізму.

Необхідну зміну початкового тиску повітря (p_0) в камері діафрагмового навантажувача, за якої виконувалася б рівність [5], знайдено експериментальним шляхом (криві 3). При цьому незначна розбіжність експериментальних і теоретичних залежностей $p_{cp}(n)$, що зображені на діаграмах 4 і 5 (див. рис. 3, а, б), пояснюється зміною ефективною площею F_e^* мембрани зі зміною початкового тиску в її камері.

Теоретичними і експериментальними дослідженнями [4], [5] показано, що у високоподатливих і швидкохідних механізмах деформації ланок і збуджувані змінними навантаженнями вимушені коливання веденої системи суттєво спотворюють запроєктовану якісну картину динамічних процесів.

Щоб проаналізувати процес зрівноважування і виявити вплив пружності ланок веденої системи виконавчого механізму на ефективність процесу зрівноважування використаємо відоме диференціальне рівняння руху веденої системи кулачкового механізму при умові постійної кутової швидкості ($\omega = \text{const}$) і достатньої жорсткості головного приводу

$$I_m \cdot \ddot{\delta} + K_{ж}(\delta - \gamma) + \mu \dot{\delta} = 0, \quad (7)$$

$\delta = a_{км} \cdot \gamma_2$ — кут, яким визначається положення веденої маси; $\gamma = a_{к} \gamma_2$ — кут, яким визначається положення коромисла; $K_{ж}$ — приведений коефіцієнт крутильної жорсткості веденого вала; μ — коефіцієнт в'язкого опору; I_m — момент інерції веденої маси.

Тут $a_{к}$ і $a_{км}$ — позиційні інваріанти подібності переміщень коромисла і веденої маси. Після незначних перетворень диференціальне рівняння (7) перепишемо в безрозмірному вигляді

$$\ddot{a}_{км} + 2\Pi_d \cdot \dot{a}_{км} + \nu^2 \cdot a_{км} = \nu^2 a_{к}, \quad (8)$$

де $\nu = \sqrt{\frac{K_{ж}}{I_m}} \cdot T$ і $\Pi_d = \frac{\mu T}{2I_m}$ — відповідно критерії подібності кутової частоти вільних коливань веденої системи і демпфування, які запозичені з роботи [5]. Розв'язок диференціального рівняння відносно $a_{км}$ залежить від його правої частини, яка визначає собою збуджуючу періодичну функцію.

Позиційні інваріанти швидкостей $b_{км} = \frac{da_{км}}{dk}$ і прискорень $c_{км} = \frac{d^2 a_{км}}{dk^2}$ веденої маси можуть бути визначені диференціюванням знайденої залежності $a_{км}$.

З виразу фактично затраченої потужності знаходимо фактичний крутний момент на ведучому валу механізму (без урахування к.к.д.)

$$M_{\phi} = \frac{I_m \cdot \gamma_2^2}{T^2 \cdot \omega} (c_{км} + 2\Pi_d \cdot b_{км}) b_{к}, \quad (9)$$

де $b_{к} = \frac{da_{к}}{dk}$ — позиційний інваріант подібності швидкостей коромисла; ω — кутова швидкість кулачкового вала.

З виразу (9) можна виділити позиційний інваріант фактичних потужностей

$$d_{км} = b_{к} (c_{км} + 2\Pi_d \cdot b_{км}). \quad (10)$$

Оскільки зрівноважувальний момент у першому приближенні розраховується з умови зрівноважування «ідеальних» кінетичних моментів

$$M_y = M_1 = \frac{I_m \cdot \gamma_2^2}{T^3 \cdot \omega} \cdot d_{к} = \frac{I_m \cdot \gamma_2^2}{T^3 \cdot \omega} b_{к} \cdot c_{к}, \quad (11)$$

то фактичний незрівноважений момент з урахуванням пружних коливань системи і умов демпфування визначиться

$$\Delta M_{с.ф} = M_{\phi} - M_y = \frac{I_m \cdot \gamma_{\Sigma}^2}{T^3 \cdot \omega} (d_{км} - d_k). \quad (12)$$

Підставляючи вирази (10) і (11) у рівняння (12), виділимо позиційний інваріант, що відображає зміну фактично незрівноваженого моменту

$$\Delta d_{ку} = d_{км} - d_k = b_k (c_{км} - c_k + 2\Pi_d \cdot b_{км}). \quad (13)$$

Для недемпфованої системи ($\Pi_d=0$) позиційні інваріанти визначаються такими залежностями:

а) якщо збурююча періодична функція у рівнянні (8) виражається

$$a_k = \frac{1 - \cos \pi K}{2},$$

що наявне за косинусоїдального характеру зміни прискорень коромисла кулачкового механізму, то

$$\Delta d_{ку} = \frac{\pi^3}{4(v^2 - \pi^2)} (-v^2 \cos vK + \pi^2 \cos \pi K) \sin \pi K; \quad (14)$$

б) відповідно за синусоїдального характеру цієї зміни

$$a_k = \frac{2\pi K - \sin 2\pi K}{2\pi}$$

і

$$\Delta d_{ку} = \frac{4\pi^2}{v^2 - 4\pi^2} (-v^2 \sin vK + 2\pi \sin 2\pi K) (1 - \cos 2\pi K). \quad (15)$$

Розрахунки позиційних інваріантів фактичних і незрівноважених крутних моментів під час варіювання v і Π_d проводились на ЕЦОМ «Промінь-М». Характерні діаграми їх зміни зображено на рис. 4, а. При цьому чітко виступає якісна і кількісна різниця між «ідеальними» (крива 2) і фактичними (крива 1) характеристиками зміни крутних моментів. Одержані за формулою (9) діаграми теоретичних незрівноважених моментів ілюструються кривими 3.

Експериментальні записи дійсних крутних моментів на ведучому валу з параметрами, близькими до розрахункових, наведено на рис. 4, б (криві 1А). Вони досить наочно відображають суттєву різницю в характері зміни «ідеальних» і дійсних крутних моментів. Слід відзначити, що рівняння (9) дає наближений результат, бо не враховує впливу непогашених вимушених коливань будь-якого з попередніх циклів.

Аналіз результатів цього експерименту показав, що піки крутних моментів, а отже і їх константи D_m мають змінний кількісний характер, а положення їх зміщене по фазі, що зумовлено складним динамічним станом механізму. Їх кількісну відміну від «ідеальних» моментів оцінюють коефіцієнтом динамічності

$$K_d = \frac{M_{\phi \max}}{M_{i \max}}, \quad (16)$$

характер зміни якого для нашого випадку показано на рис. 5 (крива 3). Тут $M_{\phi \max}$ — фактичний максимальний момент; $M_{i \max}$ — максимальний «ідеальний» крутний момент.

Графік $K_d(n)$ наочно демонструє велику чутливість податливих систем до кількісної зміни піків кінетичних моментів на ведучому валу за наявності великого градієнта зміни прискорень. Виникнення зон биття з певних значень n приводить до різкого зростання амплітуди кінетичних моментів виконавчого механізму. Ці зони чітко виступають

у границях швидкісного режиму досліджуваного механізму, якщо $n=126$ і 165 об/хв. Слід застеретти, що за недостатнього виявлення характеру зміни фактичних крутних моментів застосування зрівноважування іноді може привести до збільшення надлишкових моментів і таким чином погіршити умови сумісної роботи виконавчого і зрівноважувального механізмів (див. рис. 4, а, карта II).

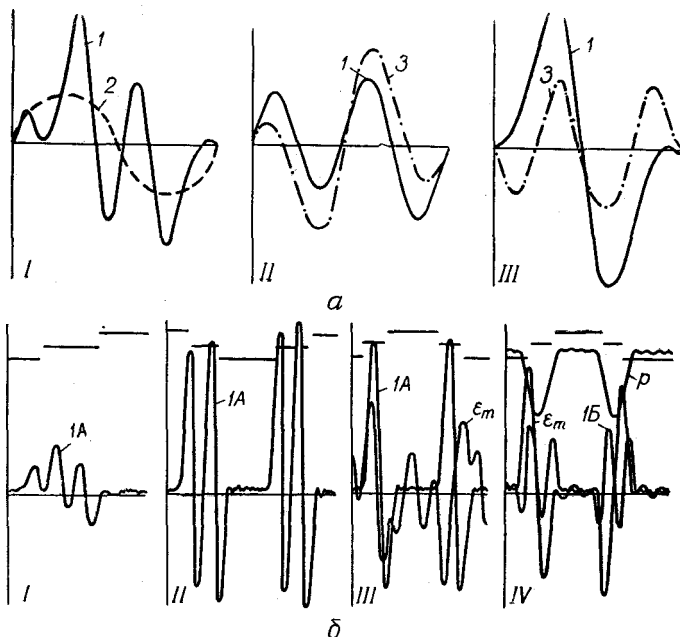


Рис. 4. Діаграми зміни крутних моментів на кулачковому валу: а — теоретичні залежності для: 1 — фактичних, 2 — «ідеальних», 3 — незрівноважених крутних моментів; б — експериментальні записи: 1А — фактичних, 1Б — незрівноважених крутних моментів, ϵ_m — прискорень веденої маси; на картах: I — $\nu=20$, $\Pi_d=0$; II — $\nu=10$, $\Pi_d=0.1$; III і IV — $\nu=10$, $\Pi_d=0$.

На рис. 4, а, карта III, показано такий швидкісний режим, за якого характер зміни фактичного крутного моменту і при податливій системі забезпечує певний ефект зрівноважування ($K_y=2,5 \div 4$). При цьому необхідний тиск у камері пневмонавантажувача може бути знайдений

експериментально з урахуванням коефіцієнтів динамічності. Експериментальне дослідження за цих умов показано осцилограмою на рис. 4, б, карта IV, яка відображає помітне зменшення надлишкових моментів (крива 1Б), зменшення амплітуди вільних коливань (ϵ_m) на фазах вистою в результаті збільшення рівномірності руху головного приводу, викликаного ефектом зрівноважування.

Щоб усунути негативний вплив податливості ланок на роботу механізмів все частіше використовуються полідинамічні методи синтезу законів їх періодичного руху. Перспективність їх застосування для забезпечення зрівноважування є очевидною.

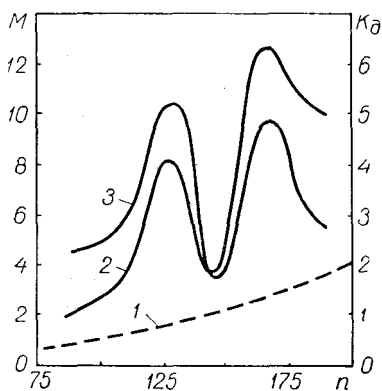


Рис. 5. Динаміка кулачкового вала: 1 — піки «ідеальних» крутних моментів, 2 — їх фактичні піки, 3 — коефіцієнти динамічності.

ВИСНОВКИ

1. Розглянуті пневмокулачкові зрівноважувальні механізми стабілізують процес зрівноважування на досить високих швидкісних режимах роботи виконавчого механізму ($n=500$ об/хв).

2. Достатній ефект зрівноважування ($K_y=6\div 8$) при відомому характері зміни надлишкових крутних моментів забезпечується на всіх швидкісних режимах стендового механізму за умови регулювання початкового тиску повітря в камері пневмонавантажувача ЗКМ.

3. Якщо використовувати пневматичні навантажувачі з ресивером, то деяке зниження ефекту зрівноважування викликається наявністю значних енергетичних втрат у з'єднувальній арматурі.

4. За наявності розривів кривої прискорень механізму ефект зрівноважування можна забезпечити достатньою жорсткістю веденої системи виконавчого механізму.

5. У високоподатливих системах процес зрівноважування може бути забезпечений у випадку використання законів періодичного руху, що збуджують малі амплітуди власних коливань веденої системи в широкому діапазоні зміни швидкостей.

Таким чином, проведені аналітичні і експериментальні дослідження процесу зрівноважування виявили умови, за яких забезпечується ефективність і доцільність застосування пневмокулачкових зрівноважувальних механізмів. Очевидно, що до проблеми зрівноважування надлишкових моментів у машинах-автоматах слід підходити, враховуючи всі динамічні якісні прояви виконавчих механізмів.

ЛІТЕРАТУРА

1. И. И. Артоболевский и др. Теоретическое и экспериментальное исследование пневматического привода сварочных машин. Труды ИМАШ, Семинар ТММ. Изд-во АН СССР, 1955, № 56.

2. С. Н. Кожевников, А. С. Ткаченко, Ю. И. Черевик. Динамика главного привода стана холодной прокатки труб, оснащенного пневматическим уравновешивающим устройством. В сб. «Теория механизмов и машин», вып. 5, Харьков, 1968.

3. А. Н. Полюдов. Исследование истинной динамики исполнительных и уравновешивающих кулачковых механизмов. Автореферат канд. диссертации, Львов, 1964.

4. Г. А. Ротбарт. Кулачковые механизмы. Судпромгиз, 1960.

5. Э. А. Саввин. Синтез законов движения инерционных кулачковых механизмов с учетом упругости звеньев ведомой системы. Автореферат канд. диссертации, Львов, 1967.

6. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.

KOTOLUZ E. I.

THE ANALYTICAL AND THE EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF THE PNEUMATIC CAM BALANCING MECHANISMS

Summary

The results of the theoretical and experimental investigation of the process of the balancing of the excessive turning moments in the machines-automats supplied with a pneumatic cam mechanisms are stated.

The carried out investigations revealed the conditions under which the effectiveness and advisability of these mechanisms application, are ensured.