

УДК 321.30.06

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.194-200>

М.М. Підгаєцький, доц., канд. техн. наук, **К.К. Щербина**, канд. техн. наук,
В.А. Мажара, доц., канд. техн. наук

*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail kir2912s@ukr.net*

Т.В. Дяченко, викл.

Кропивницький інженерний коледж Центральноукраїнського національного технічного університету, м. Кропивницький, Україна

Динамічний аналіз традиційної кінцевої ланки хонінгувальної головки

В статті розглядається динамічний аналіз роботи традиційної кінцевої ланки системи регулювання радіального розміру хонінгувальної головки. Обґрунтовано доцільність проведення дослідження кінцевої ланки традиційної хонінгувальної головки у вигляді клинової кінематичної пари в зоні малих переміщень. Визначені математичні моделі передавальних функцій клинової кінематичної пари в статичі та динаміці з врахуванням функціонування в зоні малих переміщень. З врахування отриманих математичних моделей побудована перехідна характеристика функціонування клинової кінематичної пари в динаміці, що вказує на наявність інерційності процесу регулювання радіального розміру.

хонінгувальна головка, клинова кінематична пара, система регулювання радіального розміру, хонінгування отворів, перехідна характеристика, зона малих переміщень

М.М. Подгаецкий, доц., канд. техн. наук, **К.К. Щербина**, канд. техн. наук, **В.А. Мажара** доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницький, Украина

Т.В. Дяченко, препод.

Кропивницький инженерный колледж Центральноукраинского национального технического университета, г. Кропивницький, Украина

Динамический анализ традиционного конечного звена хонинговальной головки

В статье рассматривается динамический анализ работы традиционной конечного звена системы регулирования радиального размера хонинговальной головки. Обоснована целесообразность проведения исследования конечного звена традиционной хонинговальной головки в виде клиновой кинематической пары в зоне малых перемещений. Определены математические модели передаточных функции клиновой кинематической пары в статике и динамике с учетом функционирования в зоне малых перемещений. С учета полученных математических моделей построена переходная характеристика функционирования клиновой кинематической пары в динамике, что указывает на наличие инерционности процесса регулирования радиального размера

хонинговальная головка, клиновая кинематическая пара, система регулирования радиального размера, хонингование отверстий, переходная характеристика, зона малых перемещений

Постановка проблеми. Сучасні етапи розвитку вимагають підвищеної точності розмірів та якості поверхонь деталей керуючої апаратури гідравлічних машин, які в свою чергу здобули великого розповсюдження в сільськогосподарській техніці та відповідають за швидкодію її елементів. У зв'язку з цим, особлива увага приділяється до фінішних операцій обробки деталей керуючої апаратури гідравлічних машин. Найбільш доцільно в якості фінішної операції застосовувати хонінгування отворів з можливістю точного регулювання радіального розміру в процесі обробки з можливістю автоматизованого керування.

© М.М. Підгаєцький, К.К. Щербина, В.А. Мажара, Т.В. Дяченко, 2019

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В результаті проведеного аналізу досліджень роботи приводів вузлів верстатів, котрі виконують точні малі переміщення з низькими швидкостями з наявністю пружно взаємодіючих контактуючих поверхонь [1,2,3]. Наявність в подібних механізмах сил статичного та кінетичного тертя призводить до виникнення розбіжностей при функціонуванні ланок між собою [1]. На підставі цих факторів функціонування верстатних систем виконується в умовах перехідного процесу.

Робота точних механізмів верстатних систем при переміщеннях в межах кількох мікрометрів призводить до нерівномірного руху, який має скачко-подібний характер з періодичними стрибками і зупинками.

Внаслідок, чого функціонування таких систем необхідно оцінювати на основі динамічних досліджень.

Постановка завдання. Існуючі літературні джерела та матеріали каталогів [4,5] доводять неможливість автоматичного регулювання розмірів для отворів з діаметром менше 35мм. Але не надається теоретичне обґрунтування такого недоліку, а лише наводяться каталожні показники. В даній роботі надається теоретичне обґрунтування причин неможливості автоматичного регулювання для малих розмірів з врахуванням діючої конструкції кінцевої ланки.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо кінцеву ланку системи регулювання радіального розміру (СРРР) хонінгувальної головки у вигляді клинової кінематичної пари (рис.1). Зображена схема дії сил у клиновій кінематичній парі та графік залежності зміни сили тертя від швидкості переміщення і коефіцієнту тертя.

Для знаходження динамічних властивостей кінцевої ланки необхідно визначити рівняння передавальної функції W але для цього необхідно визначити статичні характеристики.

Для початку складемо рівняння передавальної функції кінцевої ланки в кінематиці.

$$i = \frac{s_o}{s_r} = \operatorname{tg} \alpha, \quad (1)$$

де s_o – переміщення клина в повздовжньому напрямку;

s_r – радіальне переміщення брусків;

α – кут підйому клина.

Складемо рівняння рівноваги клинової передачі в статиці, але для цього визначимо значення радіальної сили та сил різання.

$$P_{XK} = \frac{P_{ZK}}{\operatorname{tg}(\alpha + \psi)}, \quad (2)$$

де P_{ZK} – осьова сила прикладена до клина;

ψ – кут тертя клинової кінематичної пари.

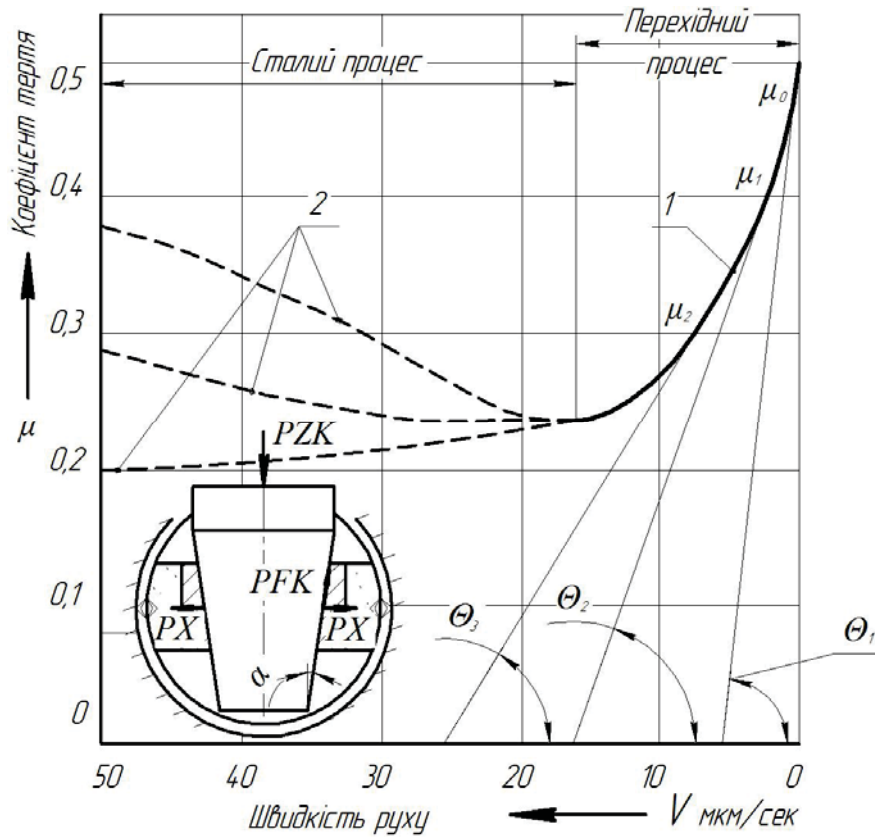
Для роботи клинової кінематичної пари необхідно визначити значення радіальної сили різання:

$$P_{XP} = f_x U_{\Sigma} \rho_k, \quad (3)$$

де U_{Σ} – сумарна площа поверхонь різання;

ρ_k – контактний тиск в зоні різання [4], МПа;

f_x – коефіцієнт тертя – шкрябання в радіальному напрямку (визначається за таблицею 3.8. [1]).



μ_0, μ_1, μ_2 – коефіцієнт тертя відносно зміни швидкості; $\Theta_1, \Theta_2, \Theta_3$ – кут нахилу дотичної до вісі; PZK – осьова сила прикладена до клина; PFK – сила тертя клинкової кінематичної пари; PX – радіальна сила; α – кут підйому клина; 1 – крива зміни коефіцієнтів тертя в залежності від швидкості переміщення; 2 – крива роботи в умовах сталого режиму;

Рисунок 1 – Графік залежності $\mu=f(t)$ та схема дії сил в клиновій ланці

Джерело: розроблено автором

Згідно з рівняння значення радіальної сили та сили різання визначимо рівняння руху клинкової ланки:

$$J = PXP - P XK - PFK, \tag{4}$$

де J – сила інерції клинкової кінематичної пари;
 PXP – радіальна сила різання;
 $P XK$ – радіальна сила клинкової кінематичної пари;
 PFK – сила тертя клинкової кінематичної пари.

Визначимо рівняння сили інерції клинкової кінематичної пари:

$$J = m_k \frac{d^2 s_k}{dt^2}, \tag{5}$$

де $\frac{d^2 s_k}{dt^2}$ – лінійне прискорення (друга похідна від переміщення);

m_k – маса рухомих частин клинкової кінематичної пари.

Значення сили тертя при малих переміщеннях буде змінюватися від величини зміни швидкості переміщення виконавчих елементів, що підтверджується залежністю наведеної на рис.1. у відповідності до робіт проф. Пуша В.Є, Крагельского І.В. [1]. Приведена залежність рис.1. вказує, що зміна коефіцієнту тертя в межах перехідного

процесу має нелінійну залежність, тому необхідно здійснити її лінеаризація використовуючи методики теорії автоматичного управління [6,7].

Після лінеаризації наведеної залежності зміни сил тертя, отримано наступне рівняння [3]:

$$PFK = \frac{ds_k}{dt} \mu_k, \quad (6)$$

де $\frac{ds_k}{dt}$ – швидкість переміщення (перша похідна від переміщення);

μ_k – коефіцієнт тертя клинової кінематичної пари.

Отже отримані значення сили підставимо у рівняння 4.

$$m_k \frac{d^2 s_k}{dt^2} = f_x U_{\Sigma} p_k - \frac{PZK}{tg\alpha} - \frac{ds}{dt} \mu_k. \quad (7)$$

Для отримання передавальної функції клинової кінематичної пари, яка відповідає рівнянню (7) необхідно визначити початкові умови для $PZK(0)$, $s_k(0)$, $s_k'(0)$ та знайти перетворення за Лапласом:

$$m_k \left(\frac{d^2 s_k}{dt^2} \right) = m_k p^2 s_k - m_k p s_k(+0) - m_k s_k'(0), \quad (8)$$

$$\mu_k \left(\frac{ds_k}{dt} \right) = \mu_k p s_k - \mu_k s_k(+0). \quad (9)$$

Отримані рівняння, які перетворені за Лапласом підставимо до рівняння (7).

$$m_k p^2 s_k - m_k p s_k(0) - m_k s_k'(0) = f_x U_{\Sigma} p_k - \frac{PZK}{tg\alpha} - \mu_k p s_k + \mu_k s_k(0). \quad (10)$$

Всі вихідні параметри перенесемо в ліву частину рівняння (10)

$$(m_k p^2 + \mu_k p) s_k - f_x U_{\Sigma} p_k = -\frac{PZK}{tg\alpha} + (\mu_k + m_k p) s_k(0) + m_k s_k'(0). \quad (11)$$

Таким чином клинова кінематична пара має один вхід PZK та два виходи s та rk , тому його динаміку можна характеризувати декількома передавальними функціями.

Визначимо передавальну функцію від PZK до s , для її отримання скористаємося рівнянням (11), а для цього прийемо, що початкові умови $s_k(0)=0$ і $s_k'(0)=0$, а значення контактного тиску $rk=0$, у зв'язку з тим, що при відсутності переміщення, тиск не буде утворюватися, тоді:

$$(m_k p^2 + \mu_k p) s_k = -\frac{1}{tg\alpha} PZK, \quad (12)$$

$$W = \frac{s_k}{PZK} = \frac{1}{tg\alpha (m_k p^2 + \mu_k p)}. \quad (13)$$

Враховуючи, той факт, що значення вихідної величини не може бути від'ємним, по помножимо праву частину рівняння (13) на мінус одиницю.

За рівням передавальної функції клинової кінематичної пари побудуємо перехідну характеристику (рис. 2), та логарифмічні характеристики (рис.3) клинової кінематичної пари використовуючи програмний продукт Matlab.

Враховуючи, той факт, що значення вихідної величини не може бути від'ємним,

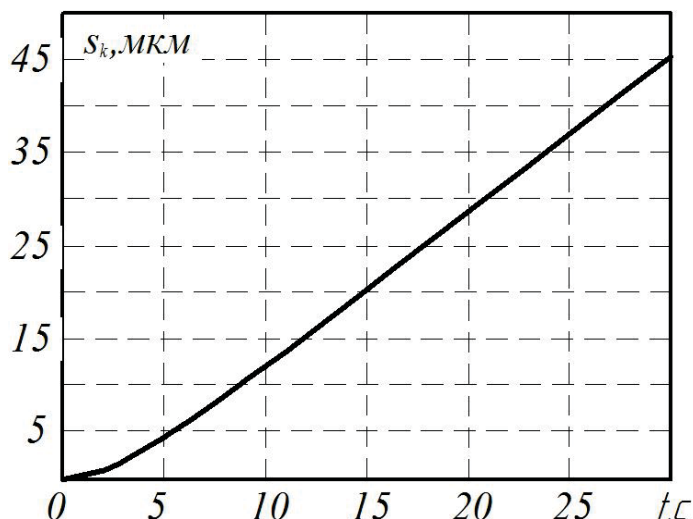
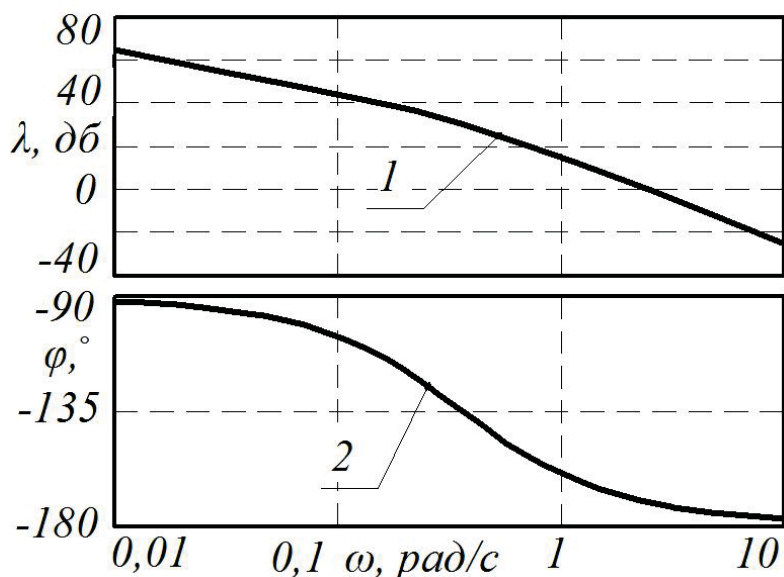


Рисунок 2 – Перехідна характеристика клинової кінематичної пари
Джерело: розроблено автором

Перехідна функція клинової кінематичної пари досягає свого сталого значення не відразу, а по аперіодичному закону. Тим самим ланка відображає інерційність процесу, що досліджується і тому її інколи називають інерційним. Перехідна характеристика клинової кінематичної пари рис. 2 вказує на не лінійність вихідної дії, а саме зміни величини контактного тиску алмазно-абразивних брусків $s_k = f(t)$, що обумовлено наявністю інерційності та неспівпадіння з вхідною дією $PZK = f(t)$. Утворене розумодження вхідної PZK та вихідної дії s_k призводить до утворення скачко-подібного руху, що погіршує її точність регулювання радіального розміру. Причиною обумовленого явища є наявність статичного та кінетичного тертя з нелінійною характеристикою в зоні малих переміщень.



1 – амплітудно-частотна характеристика ; 2 – фазова – частотна характеристика;

Рисунок 3 – Логарифмічно частотні характеристики клинової кінематичної пари в умовах перехідного режиму
Джерело: розроблено автором

Логарифмічно амплітудно-частотна характеристика є ломаною, яка утворена двома асимптотами, котрі спряжені на частоті злому $\omega = 1/T$. Отримані логарифмічні частотні характеристики (рис. 3) свідчать про сталість процесу функціонування та достатньо високий запас амплітуди та фази. Також логарифмічно частотні характеристики свідчать про наявність інерційності в клиновій кінематичній парі.

Висновки. В результаті аналізу визначено, що передавальна функція клинної кінематичної пари в динаміці відповідає характеристичному рівнянню аперіодичної ланки другого порядку. Побудована перехідна характеристика клинної кінематичної пари, за якою було визначено, що вхідний і вихідний сигнал мають розузгодження, що призводить до утворення скачко-подібного руху, що погіршує її точність регулювання радіального розміру. Причиною є наявність статичного та кінетичного тертя з нелінійною характеристикою в зоні малих переміщень.

Список літератури

1. Пуш В.Е. Малые перемещения в станках. Москва: Машгиз, 1961. 124 с.
2. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т.2. Москва: Машиностроение, 1972. 520 с.
3. Бушуев В.В. Основы конструирования станков. Москва: Станкин, 1992. 520 с.
4. Підгаєцький М.М., Черновол М.І., Щербина К.К. Адаптивне керування системами регулювання радіального розміру алмазно-абразивного інструменту. *Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. Кіровоград: КНТУ. 2012. Вип. 42, ч. I. С. 202 -207.
5. Підгаєцький М. М., Щербина К. К. Динамічний аналіз традиційних систем регулювання радіального розміру в процесі хонінгування отворів. *Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки*. Хмельницьки: ХНУ. 2014. №3 (213). С.134-138. (РІНЦ, IndexCopernicus, Google Scholar, Polish Scholarly Bibliography)
6. Петраков Ю.В., Драчев О.И. Теория автоматического управления технологическими системами. Москва: Машиностроение. 2008. 336 с.
7. Попов Е.П. Автоматическое регулирование. Москва: Гос. изд. Техничко-теоретическое лит., 1956. 256 с.

References

1. Push, V.E. (1961). *Malye peremeshhenija v stankah [Small movements in machines]*. Moskva: Mashgiz [in Russian].
2. Reshetov, D.N. (1972). *Detali i mehanizmy metallorazhushhih stankov [Details and mechanisms of machine tools]*. Vol.2. Moskva: Mashinostroenie [in Russian].
3. Bushuev V.V. (1992). *Osnovy konstruirovaniya stankov [Machine tool design basics]*. Moskva: Stankin [in Russian].
4. Pidhaiets'kyj, M.M., Chernovol, M.I. & Scherbyna, K.K. (2012). *Adaptyvne keruvannya systemamy rehuliuвання radial'noho rozmiru almazno-abrazyvnoho instrumentu [Adaptive steering of systems of regulation of the radial size of the diamond and abrasive tool]*. *Zahal'noderzhavnyj mizhvidomchyj naukovo-tekhnichnyj zbirnyk Konstruiuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia sil's'kohospodars'kykh mashyn – National Interagency Scientific and Technical Collection of Works. Design, Production and Exploitation of Agricultural Machines*, Vol. 42, I, 202 -207 [in Ukrainian].
5. Pidhaiets'kyj, M. M. & Scherbyna, K. K. (2014). *Dynamichnyj analiz tradytsijnykh system rehuliuвання radial'noho rozmiru v protsesi khoninhuvannya otvoriv [The dynamic analysis of traditional schemes of systems of regulation of the radial size in the course of a honing of openings]*. *Visnyk Khmel'nyts'koho natsional'noho universytetu : Tekhnichni nauky – Herald of Khmelnytskyi National University, №3 (213), 134-138*. (RINTs, IndexCopernicus, Google Scholar, Polish Scholarly Bibliography [in Ukrainian].
6. Petrakov Ju.V., Drachev O.I. (2008). *Teorija avtomaticheskogo upravlenija tehnologicheskimi sistemami [Theory of automatic control of technological systems]*. Moskva: Mashinostroenie [in Russian].
7. Popov, E.P. (1956). *Avtomaticheskoe regulirovanie [Automatic regulation]*. Moskva: Gos. izd. Tehniko-teoreticheskoe lit. [in Russian].

Mykhailo Pidhaietskyii, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Kyryl Shcherbyna**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Mazhara Vitalii**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.,

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Tetiyna Dyachenko

Kropyvnytskyi engineering College of Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Dynamic Analysis of the Traditional Tail End of the Honing Head

The purpose of the article is to study the operation of the tail end of the traditional honing head in the conditions of transient mode in the zone of small motions. The expediency of the study is related to the unstable operation of the tail end in the form of a wedge kinematic pair under the conditions of transition, taking into account the action of friction forces. At low velocities of slip of the tail ends of the wedge kinematic pair (below the critical value) there is a sharply defined uneven motion, which has a stick-slip nature with periodic jumps and stops.

The analysis of the operation of the traditional tail end in the form of a wedge kinematic pair in statics with obtaining mathematical models of transfer functions taking into account the action of friction forces was carried out. In order to identify the influence of friction forces in the zone of small motions at low sliding speeds, the analysis was made in the dynamics in the zone of transition. Dynamic analysis was performed on the basis of the theory of automatic control with the construction of the required dynamic characteristics. On the basis of the performed dynamic analysis, mathematical models of the transfer function of the wedge kinematic pair in the dynamics were obtained taking into account the action of kinetic forces of friction. Based on the obtained models, a transient characteristic of the process of the wedge kinematic pair was constructed, as well as logarithmically amplitude-frequency characteristics and logarithmic phase-frequency characteristics were constructed.

The transition function of a wedge kinematic pair does not reach its constant value immediately, but according to the aperiodic law. Thus, the tail end reflects the inertia of the process under study and is therefore sometimes called inertial, which leads to the formation of a stick-slip motion, which impairs its accuracy of radial size regulation. The reason is the presence of static and kinetic friction with nonlinear characteristic in the zone of small motions.

hononng head, wedge kinematic pair, radial size adjustment system, hononng holes, transient characteristic, small motions zone

Одержано (Received) 08.10.2019

Прорецензовано (Reviewed) 14.11.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 621.311.019.3

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.200-205>

Виктор Попеску, доц., канд. техн. наук, **Леонид Малай**, доц., канд. техн. наук, **Виорел Ротарь**, препод., **Онорин Волконович**, докторант

Государственный аграрный университет Молдовы, Кишинёв, Молдова

e-mail: i.popescu@mail.ru, e-mail: leondanus@mail.ru, e-mail: rotvi@list.ru

Надёжная система для переработки сельскохозяйственной продукции

В статье представлены результаты оценки конструктивных и технологических параметров электродной системы для переработки сельскохозяйственной продукции с использованием электрогидравлического эффекта.

Электрогидравлические системы просты с конструктивной точки зрения, дешевы, имеют низкое энергопотребление и имеют высокий уровень надежности. они могут широко применяться в различных отраслях сельского хозяйства, в том числе при переработке или обработке сельскохозяйственной продукции.

Основная проблема использования электрогидравлических систем состоит в правильном подборе параметров установок для получения импульсов высокого напряжения и подборе размеров электродной системы.

© Виктор Попеску, Леонид Малай, Виорел Ротарь, Онорин Волконович, 2019