
**Міністерство освіти і науки України
Національний університет
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»**



Матеріали

**V Всеукраїнської науково-технічної конференції
«Створення, експлуатація і ремонт
автомобільного транспорту та
будівельної техніки»
22 квітня 2021 р.**

Полтава 2021

концентрованими (зосередженими) масами.

Нами складена розрахункова схема яка включає: J_1 – сумарний момент інерції ротора з приведений до його осі ведучим шківом клинопасової передачі; J_2 – сумарний момент інерції, приведений до осі ротора електродвигуна, веденого шківа клинопасової передачі, автоматичної коробки передач, шпинделя; φ_1, φ_2 – кути повороту мас відповідно першої і другої; C – зведений коефіцієнт жорсткості паса на розтяг.

Рівняння руху зводяться до розв'язку розглянутих коливань упругої системи при визначених крайових умовах задачі. При кутах повороту $\varphi_1 = z(t)$, $\varphi_2 = q(t)$ для кожної маси рівняння руху зумовлюють власні коливання системи.

Нами складено та виконано розв'язок матричного виразу за допомогою математичного застосунку MathCAD і отримано частоти власних коливань механізму привода шпинделя токарного верстата, які мали наступне значення $f = 240$ Гц. Виконано, при цьому, приведення до осі обертання ротора електродвигуна зведених мас елементів системи, що включає шків клинопасової передачі, привод шпинделя, жорсткості пружних ланок.

УДК 621.952: 681.5.015

В.Є. Лютенко, к.т.н., доцент,

Д.С. Науменко, магістрант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ДОСЛІДЖЕННЯ СВЕРДЛИЛЬНОГО ВЕРСТАТА

Розглядаючи будову свердлильних верстатів, особливо радіально – свердлильних, можна константувати, що вони мають занадто складну будову, а значить і являють складну механічну систему, котра дає можливість їм успішно працювати на машинобудівних підприємствах та здійснювати, при цьому, велику гаму свердлильних робіт.

Як відомо із літературних джерел, у свердлильних верстатах, в тому числі і в радіально – свердлильних, привід головного руху (шпинделя) і подач здійснюється електроприводом.

Радіально – свердлильний верстат, котрий ми вибрали для дослідження та модернізації, має електричний привід.

Можна стверджувати про те, що під час виконання технологічного процесу радіально – свердлильний верстат здійснює основну функцію це різання (свердління) металу. Під час роботи ми досліджуємо динаміку робочого процесу різання (свердління) металу на радіально – свердлильному верстаті.

Так як, радіально – свердлильний верстат можна представити як пружну систему, в яку входять металеві конструкції і приводи, що мають навантаження котре коливається в часі й за напрямком, то при виконанні основного процесу різання (свердління) металу виникають неминучі коливання, у результаті чого в

елементах конструкції і приводів появляються додаткові динамічні сили.

Для спрощення теоретичного дослідження робочого процесу радіально – свердлильного верстата нами використано математичне моделювання.

Всі відомі нам радіально – свердлильні верстати представляють як пружну систему з багатьма масами, які мають нескінченне число ступенів вільності. Масам цієї системи притаманні зосереджені та розподілені параметри.

Сучасні вимоги, пропоновані до точності розрахунку приводних систем, зобов'язують урахувати власні коливання окремих елементів і системи в цілому в зв'язку з тим, що в результаті збігу частот власних та змушених коливань виникають резонансні явища, які викликають значні динамічні навантаження, котрі знижують довговічність конструкцій.

Сучасні радіально – свердлильні верстати, як уже говорилося, являють собою пружну багатомасову систему, що володіє нескінченим числом ступенів вільності. Однак можна виділити найбільш характерні елементи це головний привід механізму шпинделя, шпиндель та рухома і нерухома частина радіально – свердлильного верстата (його станина).

Якщо не враховувати податливості нерухомої частини (станини) радіально – свердлильного верстата, вважаючи, що вона має велику жорсткість, розрахункову схему верстата із приводом можна представити у вигляді двомасової пружної системи.

На розробленій розрахунковій схемі здійснення головного привода шпинделя передбачається за допомогою електропривода. Елементи обертових частин головного привода шпинделя, шпиндель, які володіють значними жорсткостями й невеликими довжинами, приймаємо як ланки із зосередженими масами.

В розрахункову схему включені наступні елементи: $J_{рд}$ – момент інерції ротора електродвигуна головного привода шпинделя, приведений до осі обертання шпинделя з урахуванням мас механізмів, що обертаються; $J_{рш}$ – сумарний момент інерції обертаючих мас шпинделя відносно осі його обертання; $Y_{рд}$, $Y_{рш}$ – координати руху зосереджених мас (кути відліку); $S_{п}$ – приведена жорсткість механізму головного привода.

Перехідні процеси, що виникають в ланках приводів радіально-свердлильних верстатів, започатковують динамічні навантаження досліджуваних систем. На динаміку при пуску й зупиненні головного привода радіально-свердлильного верстата суттєвий вплив здійснюють інерційні й жорсткісні характеристики ланок розглянутих систем. Динаміку пуску і зупинення головного привода радіально-свердлильного верстата розглядали при максимальному навантаженні.

Розв'язання складеної системи рівнянь виконано для елементів приводу шпинделя радіально-свердлильного верстата з електричним приводом.

У результаті розв'язання системи диференціальних рівнянь одержано значення моменту електродвигуна механізму привода шпинделя свердлильного верстата, кутові переміщення і швидкості приводу та шпинделя, а також їх кутові прискорення.
