**Мохаммед С.А.Альжарадат. Підвищення показників динамічної якості приводу головного руху верстата із обертовим гідроприводом затиску : Дис... канд. техн. наук: 05.03.01 / Національний технічний ун-т України "Київський політехнічний ін-т". — К., 2005. — 174арк. — Бібліогр.: арк. 151-172.**

|  |  |
| --- | --- |
|

|  |
| --- |
| Мохаммед С.А. Альжарадат. Підвищення показників динамічної якості приводу головного руху верстата із обертовим гідроприводом затиску.- Рукопис.Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.03.01 "Процеси механічної обробки, верстати та інструменти", Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут". Київ, 2005.Дисертація присвячена науковому обґрунтуванню шляхів і методів вдосконалення привода головного руху верстата. Це здійснено на основі дослідження привода головного руху верстата, визначення динамічних збурень в приводі головного руху з розробкою рекомендацій по суттєвому вдосконаленню характеристик привода головного руху. |

 |
|

|  |
| --- |
| 1. Встановлено, що підвищення показників динамічної якості токарного верстата оснащеного обертовим гідроприводом затиску можна досягти цілеспрямованим вибором параметрів привода та місці розташування шківа пасової передачі привода головного руху. При цьому проектні рішення привода повинні забезпечити додаткове демпфування коливань шпинделя в самому гідроприводі затиску.2. Рекомендується застосовувати опорний вузол мастилопідводної втулки у вигляді комплексу торцевих і радіальних підшипників. Торцеві гідравлічні підшипники мастилопідводу реалізуються комбінованими і складеними із гідростатичного підшипника, який приймає осьову силу, і гідродинамічних підшипників, утворених карманами на торцевій поверхні втулки, що сприймають момент не навантаження в радіальних відносно осі шпинделя площинах.3. Радіальні гідравлічні підшипники мастилопідводу мають характеристики, близькі до лінійних і сприймають як радіальні так і моментні навантаження при дії просторового моменту сил. Несуча здатність підшипника визначається, в основному, гідродинамічними процесами на крайніх поясках мастилопідводної втулки. Реактивний момент в радіальних площинах мастилопідводу є нелінійною функцією кута повороту втулки, але для малих кутів повороту нелінійна залежність мало відрізняється від лінійної функції.4. Експериментально визначені коефіцієнти жорсткості радіальних підшипників мастилопідводу складають 250..260 Н/мкм, причому коефіцієнти жорсткості у вертикальній площині на 3...5% вищі коефіцієнта жорсткості в горизонтальній площині. Розбіжності перевищують експериментальне значення на 8..10%, що пояснюється наявністю перетікання рідини на межах поясів радіальних підшипників.5. Момент опору обертового мастилопідводу збільшується по закону близькому до розрахункового лінійного в діапазоні чисел обертів шпинделя 0..1600 об/хв. При цьому розходження теоретичним і експериментальним і експериментальних даних складає 3..7%.6. При високих частотах обертання шпинделя розрахункові значення моменту опору на 20..30% перевищують експериментальні. Це пояснюється зменшенням в’язкості робочої рідини внаслідок підвищення температури яке не враховується при розрахунках.7. Характеристика поперечно кутової деформативності мастилопідводу в радіальній площині має суттєву нелінійність при крутних моментах менше 15 Нм. При більших моментах деформації при перекосі втулки лінійно залежать від прикладеного моменту. Поперечно кутова жорсткість мастилопідводу визначена експериментально відповідає результатам теоретичних досліджень і складає 22..28 Нм/мм.8. Динамічна дія пасової передачі на шпиндель верстата обумовлена поперечними коливаннями пасів обох гілок передачі як системи з розподіленими параметрами. Поперечні коливання пасів генерують динамічні навантаження в широкому частотному діапазоні з резонансними частотами, які відповідають частотам власних форм коливань пасів обох гілок пасової передачі, і складають 12..17 Гц і 145..155Гц.9. Основну динамічну дію на шпиндель з боку пасової передачі викликають коливання пасів по першій формі коливань відповідно для обох гілок передачі, основна динамічна дія відповідає сумі двох гармонік коливань пасів із відповідними амплітудами, частотами і початковими фазами коливань, можна для визначення динамічної дії пасової передачі доцільно застосовувати структурну математичну модель яка враховує одну основну і три другорядні форми коливань пасів кожної із гілок передачі.10. Розрахункові значення динамічної дії пасової передачі являють собою випадковий процес в якому простежуються дві превалюючі гармоніки. Високочастотна гармоніка відповідає натягнутій гілці пасової передачі, а низькочастотна зворотній гілці.11. Привод головного руху верстата із двоступеневого пасовою передачею є слабо демпфованою механічною системою. Резонансні частоти цієї системи залежать від моментів в інерції ротора електродвигуна, проміжного вала і шпинделя, а також від показників деформативності пасових передач. В середньому резонансні частоти складають 2,7; 5,17 та 25,5 Гц, що значно відрізняється від резонансних частот коливань пасів подач. Наявність обертового гідроприводу затиску знижує резонансні частоти і позитивно впливає на демпфування коливань привода головного руху.12. Консольна частина шпинделя із обертовим гідроприводом затиску є неврівноваженою динамічною системою із низьким показником дисипації енергії і схильна до виникнення квазіперіодичних коливальних процесів значної інтенсивності;13. Коливання консольної частини шпинделя із обертовим гідроприводом має основну періодичну складову яка відповідає власним коливанням консольної частини шпинделя. Коливання мастилопідводної втулки мають складний полігармонійний характер із наявністю биття період якого на порядок перевищує період власних коливань консольної частини шпинделя.14. Консольна частина шпинделя має схильність до коливань випадкового характеру із змінною у часі амплітудою і частотою. Суттєвими є як радіальні коливання консольної частини шпинделя так і крутильні коливання центра мас гідроприводу затиску відносно осі обертання шпинделя.15. Випадкові коливання консольної частини шпинделя мають чітко виражені складові які відповідають власним частотам коливань консольної частини та частоті обертання шпинделя. Спектри випадкових коливань консольної частини шпинделя мають ряд низькочастотних резонансів на частотах 145, 220, 360 Гц та ряд високочастотних резонансів в діапазоні частот 800..1300 Гц. |

 |