# Модернізація приводу головного руху зі ступеневим регулюванням свердлильного верстата

Міністерство освіти і науки України

Житомирський державний технологічний університет

Кафедра ТМ і КТС

Пояснювальна записка до курсової роботи з дисципліни:

"Розрахунок та моделювання верстатами"

на тему: "Модернізація приводу головного руху зі ступеневим регулюванням свердлильного верстата"

Житомир

2007

Глава 1. Розрахунок вихідних даних

1.1 Діаметри обробки



– приймаємо .



1.2 Глибина різання



,



де  – діаметр обробки, мм;



1.3 Подача

Значення подачі ,



1.4 Швидкість різання



де – розраховується для чистового точіння при:



–  найменшій глибині різання ;



–  стійкості різального інструмента ;



–  коефіцієнті  для твердого сплаву;



–  коефіцієнті ; (показники ступенів , та  –для твердого сплаву);



–  подача для чистової обробки вибирається з довідника.



де – розраховується при:



–  найбільшій глибині різання ;



–  стійкості різального інструмента ;



–  коефіцієнті  швидкорізальної сталі;



–  коефіцієнті ; (показники ступенів , та  –для швидкорізальної сталі);



Частоти обертання шпинделя:



1.5 Сила різання, потужність двигуна



Приймаємо ,



де – для твердосплавного інструменту;



де – ефективна потужність, кВт.



Необхідна потужність електродвигуна:

,



де – коефіцієнт, який враховує потужність, що витрачається на рух подачі ;



– потужність холостого ходу верстата,  кВт.



Глава 2. Розрахунки кінематики приводу шпинделя зі ступеневим регулюванням

При відомих найбільшій та найменшій частотах обертання шпинделя кількість ступенів можна визначити за формулою:

,



де  – діапазон частот обертання шпинделя.



Розрахунок починаємо з знаменника ряду :



 – умова не забезпечується.



Проводимо розрахунок з знаменником ряду :



 – умова не забезпечується



Проводимо розрахунок з знаменником ряду :



 -- умова виконується



Одержане значення округлюємо до .



2.1 Приводи шпинделя з двошвидкісним електродвигуном та автоматизованою коробкою передач

Конструктивний варіант для випадку  буде мати вигляд:



,



при цьому двошвидкісний двигун виконує роль першої структурної групи. Для  доцільно вибирати двигун з діапазоном частот обертання вала .



Розширити діапазон регулювання АКП (і одночасно уникнути повторюваності частот) можна за рахунок використання вузла зворотного зв’язку.

Будуємо картину частот, прийнявши об/хв., об/хв.



2.2 Розрахунок чисел зубів зубчастих передач

З картини частот обертання шпинделя беремо передаточні відношення для кожної групи і виражаємо їх неправильним дробом.

Для І-ої групи:

, ,



;



Розраховуємо мінімальне значення коефіцієнта корегування сумарного числа зубів у передачі:

,



де – найменша можлива кількість зубів в приводах головного руху верстатів, ; – сума чисельника та знаменника найменшого передаточного відношення і групі; – чисельник найменшого передаточного відношення в групі;



Маємо:

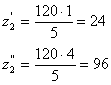
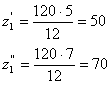


Розраховуємо сумарну кількість зубів в кожній зубчастій передачі в групі:

,



Розраховуємо числа зубів ведучого та веденого коліс в кожній передачі:



Для ІІ-ої групи:

, ,



;



Розраховуємо мінімальне значення коефіцієнта корегування сумарного числа зубів у передачі:

,

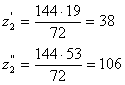
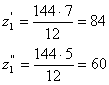


Розраховуємо сумарну кількість зубів в кожній зубчастій передачі в групі:

,



Розраховуємо числа зубів ведучого та веденого коліс в кожній передачі:



Для ІІІ-ої групи:

, ,



;



Розраховуємо мінімальне значення коефіцієнта корегування сумарного числа зубів у передачі:

,

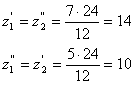


Розраховуємо сумарну кількість зубів в кожній зубчастій передачі в групі:

,



Розраховуємо числа зубів ведучого та веденого коліс в кожній передачі:



Оскільки , кількість зубців в І-й групі збільшуємо до



2.3 Розрахунок зубчастих передач

Орієнтовно модуль зубчастих передач в групі розраховується для пари з найменшим передаточним відношенням:



де N – потужність електродвигуна, кВт;

– допустиме навантаження, Н/мм2;



– розрахункова частота обертання колеса, хв-1;



– коефіцієнт ширини зубчастого колеса, ;



– кисло зубців колеса;



– коефіцієнт форми зубців;



– коефіцієнт швидкості.



Модуль в І-й групі:

,



Приймаємо m=3.

Модуль в ІІ-й групі:

,



Приймаємо m=6.

Модуль в ІІІ-й групі:

,



Приймаємо m=4.

Розраховуємо міжосьові відстані :



,



,



.



Визначаємо діаметри та ширину зубчастих коліс і діаметри валів, , .



Для І-ої групи:



Для ІІ-ої групи:



Для ІІІ-ої групи:



Оскільки , тобто не виконується умова монтажу, змінимо сумарну кількість зубців в парах (кратно передаточним відношенням), не виходячи за .



Збільшимо сумарну кількість зубців в ІІІ-ій групі в 2 рази, а в ІІ-ій – зменшимо в 2 рази, тоді міжосьові відстані матимуть значення:



Діаметри зубчастих коліс в ІІ-й та ІІІ-й групах:



Тепер умова монтажу виконується: .



Ширина зубчастих коліс:



Діаметри валів приймаємо орієнтовно :



4.2 Конструювання шпиндельного вузла

Шпиндельні вузли металорізальних верстатів проектуються в більшості випадків з підшипниками кочення в опорах. Використовують в опорах як кулькові, так і роликові підшипники. Підшипники опор повинні витримувати радіальне та осьове навантаження, що діють на шпиндель в процесі роботи верстата. Для протидії осьовому навантаженню упорні підшипники можна проектувати як в передній, так і в задній опорах. Використання радіально-упорних або упорних підшипників в передній опорі більш ефективне, тому що розвантажує шпиндель від осьових сил різання, але при цьому ускладнюється конструкція та розміри передньої опори.

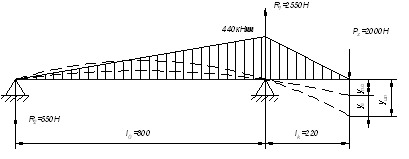
Спеціальні роликові шпиндельні підшипники проектують в опорах шпинделів при максимальній частоті обертання 2000…2500 обертів за хвилину. Вкорочені циліндричні ролики підвищують допустиму швидкість обертання.

Передній кінець шпинделя повинен мати строго стандартизовані як форму, так і розміри.

4.3 Розрахунок радіальної жорсткості шпинделя, розвантаженого від згинного моменту

В процесі роботи металорізального верстата геометрична вісь шпинделя змінює своє положення внаслідок податливості опор від дії сил різання , згинних моментів та зсуву від поперечних сил. Фактичне положення геометричної осі шпинделя буде залежати від жорсткості шпиндельного вузла, яка може бути визначена за принципом суперпозиції.

Розрахункова схема:



Реакції в опорах:

;



;



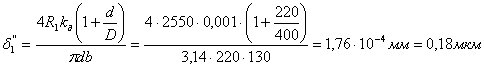
Пружне переміщення тіл кочення та кілець підшипників в передній опорі:

.



Контактна деформація посадочних поверхонь підшипника і корпуса:

.



Жорсткість передньої опори:

.



Податливість передньої опори:

.

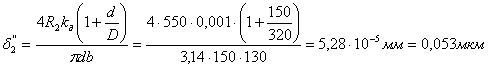


Пружне зближення тіл кочення та кілець підшипників в задній опорі:

.



Контактна деформація підшипників і корпуса задньої опори:



Жорсткість задньої опори:

.



Податливість задньої опори:

.



Переміщення переднього кінця шпинделя від згинних навантажень:

,



– момент інерції шпинделя між опорами;



– момент інерції консолі;



– коефіцієнт защемлення;



.



Переміщення переднього кінця шпинделя за рахунок податливості опор:

.



Переміщення переднього кінця шпинделя від зсуву за рахунок поперечних сил:

,



де – модуль зсуву,



– площа перерізу консолі шпинделя, мм2;



– площа перерізу шпинделя між опорами, мм2;



Радіальна жорсткість шпиндельного вузла:

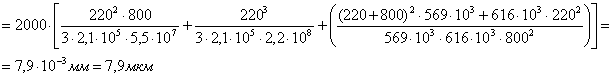
,



.



Радіальне переміщення шпинделя в точці заміру жорсткості:



4.4 Розрахунок осьової жорсткості шпинделя, розвантаженого від згинного моменту

Осьову жорсткість шпинделя розраховують за осьовою силою, що діє на шпиндель.

Приймаємо осьове навантаження від сил різання:



Пружне переміщення тіл кочення та кілець підшипника передньої опори:



де – кількість кульок підшипника;



– діаметр кульок.



Контактна деформація стиків задньої опори в місцях дотику:

,



де – діаметр корпусу в зоні дотику, мм;



– внутрішній діаметр підшипника, мм;



– коефіцієнт деформації дотику.



Осьова жорсткість шпиндельного вузла:

.



Кут нахилу шпинделя в передній опорі:

.



4.5 Розрахунок точності підшипників шпиндельного вузла

У зв’язку з тим, що шпиндельний вузол є визначальним за точністю металорізального верстата, виникає необхідність провести розрахунки точності підшипників в шпиндельних опорах. Пов’язані ці розрахунки з визначенням биття осі шпинделя в опорах.

Приймаємо коефіцієнт , для верстатів нормальної точності.



Биття переднього кінця шпинделя:

;



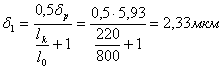
У зв’язку з тим, що при експлуатації верстата биття в підшипниках збільшується в розрахунках приймають:

;



Биття осі шпинделя в передній опорі:

;



Биття осі шпинделя в задній опорі:

