

Лекція №4. Визначення навантаження на привод. Механізми керування коробками передач

Мета і задачі: Визначення навантаження на привод. Визначення номінального крутного моменту на шпинделі для різних груп верстатів. Механізми керування коробками передач. Індивідуальні, групові, селективні механізми перемикання. Механізми дистанційного перемикання. Автоматичні коробки швидкостей на основі електромагнітних фрикційних муфт.

Конспект лекції

4.1 Визначення навантаження на привод

Важливішою характеристикою головного приводу з безступінчастим регулюванням частоти обертання є номінальний крутний момент на шпинделі, який приймається за початкове навантаження при розрахунках передач $M_{н.р}$. Значення $M_{н.р}$ (Н·м) задається в початкових даних або визначається за наближеними емпіричними залежностями. Для головного приводу токарних верстатів така залежність має вигляд

$$M_{н.р} = C_1 C_2 D_{\max},$$

де C_1 — коефіцієнт, що враховує силу різання;

C_2 — коефіцієнт, що враховує коливання сили різання, залежить від наявності пружного елемента між приводним двигуном та шпинделем, якщо шпиндельна бабка з'єднана з двигуном або автоматичною коробкою швидкостей пасовою передачею, $C_2 = 0,85$, для інших конструкцій $C_2 = 0,85$;

D_{\max} — найбільший діаметр оброблюваної на верстаті заготовки, м.

Значення C_1 для універсальних токарних верстатів з ЧПК, призначених для обробки вуглецевих та легованих сталей твердосплавними різцями, залежать від перерізу тіла різця (таблиця 1).

Таблиця 1 – Значення коефіцієнта C_1

Переріз різця (h × b), мм ²	16×16	20×16	20×20	25×20	25×25	32×25	32×32
C_1	1250	1600	2000	2400	3000	3600	4350

Для головних приводів напівавтоматів з ЧПК ці значення C_1 потрібно збільшувати у 1,2...1,25 разів.

Для головного приводу токарно-карусельного верстата

$$M_{н.р} = 20000 D_{\max}^{1.5}.$$

При проектуванні головного приводу фрезерувальних, свердлильно-фрезерувальних та свердлильно-фрезерувально-розточувальних верстатів з ЧПК за розрахункове навантаження приймають крутний момент (Н·м) на шпинделі при обробці твердосплавною торцевою фрезою

$$M_{н.р} = C_3 t S_z z k ,$$

де C_3 – коефіцієнт, що враховує питомий крутний момент (таблиця 2);

t – глибина різання, мм;

S_z – подача на зуб, мм/зуб (t та S_z відповідають граничному для даного верстата перерізу зрізу);

z – число зубців торцевої твердосплавної фрези максимального діаметра;

$k = 1,1 \dots 1,4$ – коефіцієнт динамічного навантаження при фрезеруванні (більші значення використовуються при менших діаметрах фрези).

Таблиця 2 – Коефіцієнти C_3 при фрезеруванні деталей із сталі та сірого чавуну твердосплавними торцевими фрезами

Оброблюваний матеріал	Подача, мм/зуб	Значення C_3 при граничному діаметрі фрези, мм								
		100	125	160	200	250	320	400	500	600
Сталь	$\leq 0,25$	55	70	88	110	135	175	220	270	330
	$> 0,25$	40	50	65	80	100	125	160	200	240
Сірий чавун	$\leq 0,5$	22	28	35	44	55	70	88	110	132
	$> 0,5$	20	24	30	38	48	60	75	95	114

Номінальний розрахунковий крутний момент на шпинделі $M_{н.р}$ становить собою найбільше тривало діюче навантаження. Виходячи з $M_{н.р}$ та кінематичних зв'язків, визначають розрахунковий момент $M_{н.рj}$ на кожному j -тому елементі приводу (на валах, на пасових передачах тощо). Використовуючи моменти $M_{н.рj}$, виконують розрахунки елементів приводу на втомлюваність.

Оскільки вхідні елементи головного приводу – перший вал автоматичної коробки швидкостей, зубчасті передачі між першим та наступним валом – працюють із значними перевантаженнями, розрахунок їх на витривалість виконують з використанням підвищеного розрахункового моменту (1,3...1,5) $M_{н.рj}$.

Шпиндельний вузол та патрон рекомендується розраховувати, виходячи з моменту, що у 3–4 рази перевищує $M_{н.р}$.

Для врахування динамічних навантажень під час перехідних процесів (при пусках та гальмуваннях), а також короткочасні перевантаження у процесі різання, виконують розрахунок передач та деталей на малоциклову або ударно-циклову міцність. При цьому елементи, що пов'язані з першим

валом автоматичної коробки швидкостей, потрібно розраховувати з використанням моменту, який дорівнює контрольному моменту M_k розташованих на ньому електромагнітних муфт, але не більшому за $4M_{н.р. j}$. Число циклів діючого навантаження приймають 10^5 . Елементи, що знаходяться у шпindelній бабці або на останньому валу коробки швидкостей, рекомендується розраховувати, виходячи з моменту $M = M_k n_1 / n$, де n_1 – частота обертання першого вала коробки швидкостей, xv^{-1} ; n – частота обертання елемента, що розраховується, xv^{-1} .

4.2 Механізми керування коробками передач

Механізми індивідуального безпосереднього керування характеризуються тим, що кожний зубчастий блок перемикається окремою рукояткою, яка пов'язана з ним безпосередньо (рисунок 1,а), або через зубчасто-важільну передачу (рисунок 1,б). Зубчасто-важільну передачу застосовують у випадках великих переміщень блоків. З метою полегшення керування та зменшення розмірів панелі керування дві чи три рукоятки доцільно розташовувати на одній осі (рисунок 1,в).

Механізми групового керування дозволяють перемикати декілька зубчастих блоків за допомогою одної рукоятки шляхом почергового приєднання її до елементів цих блоків (рисунок 1,г). Але при цьому хоча кількість рукояток зменшується, тривалість перемикань зростає.

Механізми централізованого послідовного керування дозволяють перемикати усі групи коліс та інші елементи від одного органа керування. Вони виконуються у вигляді кулачкового механізму з барабанним кулачком (рисунок 1,д), або дисковим кулачком (рисунок 1,е). Такі механізми можуть мати кривошипно-кулісні чи кривошипно-кулісно-кулачкові механізми (рисунок 1,ж).

Керування за допомогою кулачків стає централізованим, але процес перемикання тривалий, а також неможливий попередній набір швидкості для скорочення часу перемикання. Механізм керування досить громіздкий та складний. При використанні дискових кулачків пази можуть розташовуватись на обох сторонах диска.

Багатьох недоліків позбавлені селективні механізми перемикання частот обертання. Вони дозволяють набирати задану частоту обертання до закінчення роботи верстата на попередньому режимі. Після зупинки шпинделя достатньо одного руху рукоятки, щоб увімкнути задану частоту обертання. Найбільш розповсюджені механізми з рейковими штовхачами (рисунок 1,з). Застосовують також механізми з конічним селектором та балансирами (рисунок 1,к). Для перемикання частоти селектор (диск або конус) відводиться від штовхачів або балансирів, обертається до потрібного положення, а потім переміщується вздовж осі в напрямку штовхачів або балансирів.

У автоматизованих та важких верстатах використовують механізми дистанційного керування коробками швидкостей. Найбільш розповсюджені механізми на основі електромеханічних та гідравлічних пристроїв.

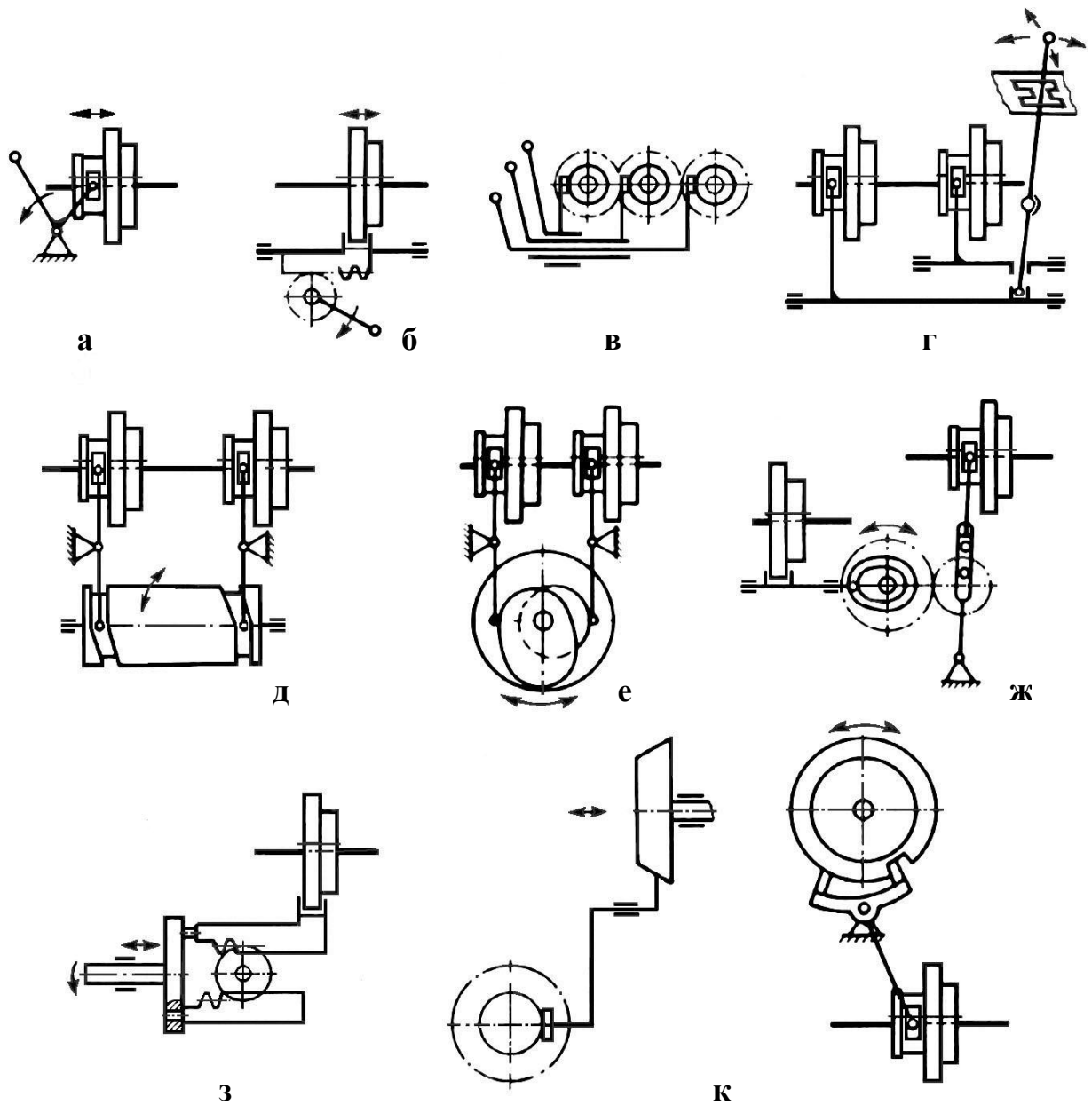


Рисунок 1 – Схеми механізмів перемикання коробок швидкостей:
 а, б – індивідуальне безпосереднє керування;
 в – розташування декількох рукояток на одному валу;
 г – групове керування;
 д, е, ж – централізоване послідовне керування;
 з, к – селективне керування (попередній набір).

Конструктивні особливості елементів механізмів перемикавання. У механізмах перемикавання з рукояткою та передаточним важелем рух зубчастому блоку надає розташований на важелі сухар. Рух сухаря на кінці важеля відбувається по колу, тому відносно вала блока коліс сухар зміщується в радіальному напрямку (рисунок 2,а,б). При великих переміщеннях блока сухар може вийти із зачеплення з блоком, що накладає обмеження на конструктивні параметри такого механізму. Розміри сухаря нормалізовані і наведені у таблиці 1. Вали діаметром до 20 мм виготовляють переважно із сталі 45, для відповідальних застосовують сталі 40Х, 50ХН, діаметром до 80 мм – сталь

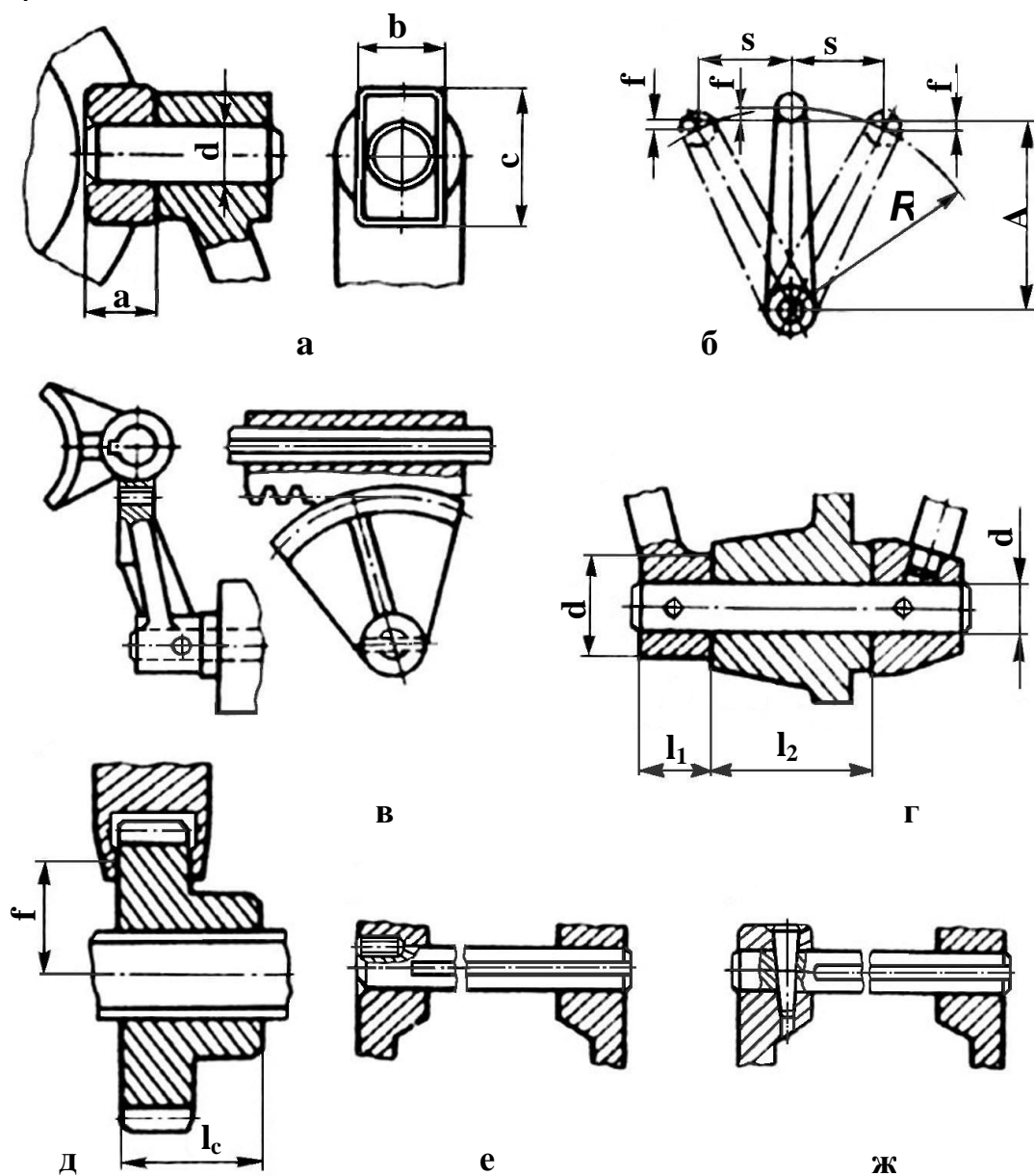


Рисунок 2 — Елементи механізмів перемикавання коробок швидкостей

Таблиця 1 – Розміри сухаря механізмів перемикання (мм)

b	10	12	16	20	25
a	5	6	8	10	13
c	18	22	28	36	45
d	5	6	8	10	13

Конструкція та розміри окремих елементів такого механізму зображені на рисунку 2. При проектуванні механізму керування з рукояткою та передаточним важелем розміри деталей визначають, виходячи з потрібних переміщень блока s , допустимих кутів повороту рукоятки та користуючись залежністю $A = R - f$ і припущенням $f \leq 0,3c$.

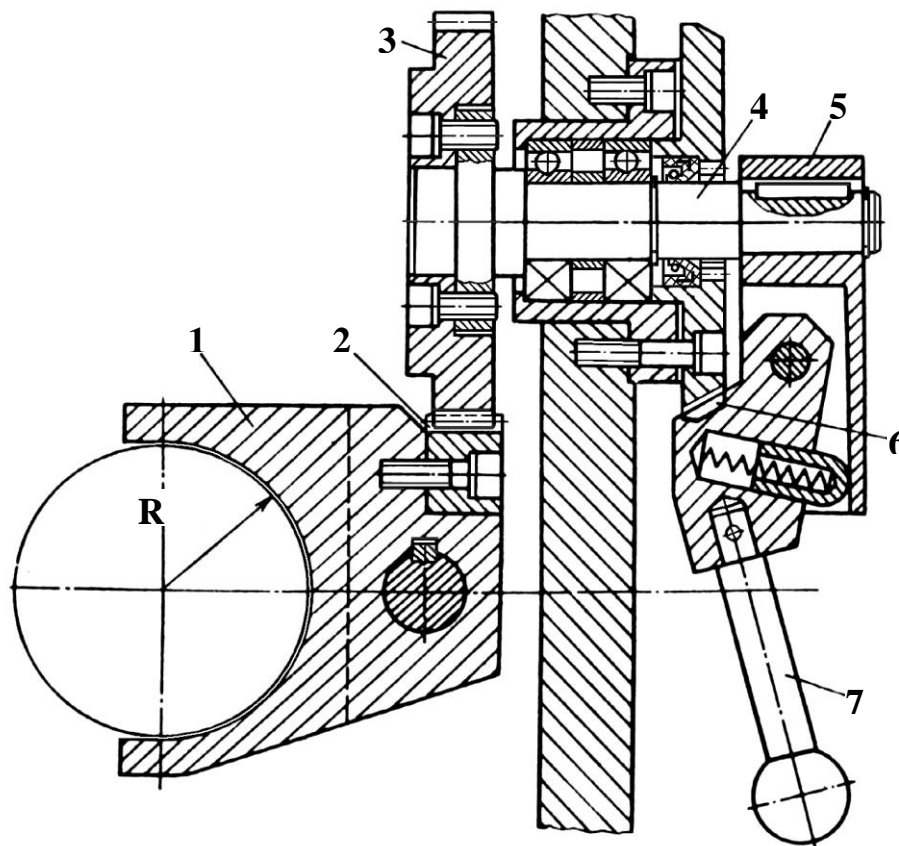


Рисунок 3 – Зубчато-важільний механізм перемикання швидкостей

При великих переміщеннях зубчастих блоків важільним механізмом значення f виходить за межі допустимих. В таких випадках необхідно застосовувати зубчато-важільну передачу (рисунок 2,в). Для переміщення зубчастого блока з колесами великого діаметра або з малою відстанню між ними застосовують охоплювальну вилку (рисунок 2,д). З метою зменшення зносу поверхонь тертя приймають $t = l_c$. Звичайно вилка переміщується по скалці (рисунок 2,е,ж). Співвідношення розмірів приймають такими (рисунок 2,г): $d_1 = (1,5...1,6)d$; $l_1 = (1,2...1,5)d$; $l_2 = (2,0...2,5)d$.

Конструкція зубчасто-важільного механізму наведена на рисунку 3. Від рукоятки 7 через маточину 5, вісь 4 та зубчасте колесо 3 рух передається повзунку 1, з'єднаному з рейкою 2. Рукоятка обладнана фіксатором 6.

Особливості розрахунку деталей. Вали звичайно розглядають як балки на шарнірних опорах. Діючі на них навантаження визначають з урахуванням розрахункової частоти обертання шпинделя та ККД передач. Сили проектують на дві перпендикулярні площини, що проходять через вісь вала. Потім визначають реакції опор, будують епюри моментів та виконують розрахунок валів на міцність та жорсткість. Якщо на валу знаходяться декілька зубчастих коліс, що почергово вмикаються, згинальні моменти визначають для кожного положення зчеплених коліс та знаходять найбільші напруження.

Вали, що входять до складу коробок швидкостей, можуть бути поділені на три групи. До першої групи відносять вали, які працюють при підвищених навантаженнях, що викликають згин та кручення. Основним фактором, що визначає їх працездатність, є втомлювана міцність. Матеріал для виготовлення вала вибирають в залежності від його діаметра, а твердість призначають, виходячи з умов роботи. Зміцнювальна обробка таких валів полягає у об'ємному гартуванні з наступним високим чи середнім відпуском. 40X, відповідальні – сталь 9XC, діаметром більше 80 – сталі 40XГТР, 50ХН. До другої групи відносять вали, для яких потрібно забезпечити високу зносостійкість та міцність шліців та опорних шийок. Такі вали виготовляють із сталі 45 з наступним гартуванням СВЧ до твердості 46...52 HRC. Третю групу складають найбільш навантажені вали, для яких потрібно забезпечити втомлювану міцність, підвищену зносостійкість поверхонь та опір зминанню. Потрібний опір зминанню створюють завдяки зміцненому шару завтовшки 1...1,2 мм. В залежності від діаметра вала призначають сталі марок 40X, 40XГР з об'ємним гартуванням до твердості 45...52 HRC. Якщо необхідно забезпечити твердість 56...60 HRC, застосовують сталі 20X, 18XГТ, 12ХНЗА з цементацією та об'ємним гартуванням.

Зубчасті передачі розраховують за методикою, передбаченою стандартом. Обчислені значення модуля округляють до стандартних: 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16 мм.

Підсумок

Після вивчення даної лекції студент повинен знати способи визначення навантаження на головні приводи верстатів різного типу, способи керування коробками передач та конструктивні особливості індивідуальних, групових, селективних механізмів перемикання, а також пристроїв дистанційного перемикання, а також параметри автоматичних коробок швидкостей на основі електромагнітних фрикційних муфт.

Контрольні питання

1. Обґрунтувати умови визначення навантаження на привод головного руху для проектних розрахунків.
2. Проаналізувати різні типи механізмів керування коробками передач.

3. Проаналізувати різні типи механізмів дистанційного перемикання передач.
4. Проаналізувати механізми дистанційного перемикання передач з дисковими кулачками.
5. Проаналізувати конструктивні особливості кулачкових механізмів ручного керування коробками передач верстатів.
6. Проаналізувати особливості конструкцій та переваги селективних механізмів перемикання передач у верстатах.

Джерела інформації

1. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов / Под ред. В. Э. Пуша, — М.: Машиностроение, 1985. — 256 с.
2. Кочергин А. И. Конструкция и расчёт металлорежущих станков и станочных комплексов. — Минск: Высшая школа, 1991. — 382 с.
3. Кузнецов Ю.Н. Станки с ЧПУ: Учеб. Пособие. — К.: Выща шк., 1991. — 278 с.
4. Малярчук А.О. Конструювання та розрахунок металорізальних верстатів. Курсове проектування. Частина 1. Навчальний посібник. — Вінниця: ВНТУ, 2004. — 119 с.
5. Харченко А.О. Станки с ЧПУ и оборудование гибких производственных систем: Учебное пособие/ МОН Украины. — К.: ИД "Профессионал", 2004. — 304 с.