

Є.П. Кобзар, к.т.н., доц.
В.В. Ковальов, ст. викл.

Житомирський державний технологічний університет

РОЗРАХУНКИ І ПРОЕКТУВАННЯ КІНЕМАТИКИ ПРИВОДУ ШПИНДЕЛЯ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА З БЕЗСТУПІНЧАСТИМ РЕГУЛЮВАННЯМ

Наведено приклад розрахунків і проектування приводу головного руху токарного верстата зі шпиндельним перебором.

Вступ. Ознакою сучасних металорізальних верстатів є безступінчасте (плавне) регулювання швидкості головного руху за рахунок використання багатшвидкісних електродвигунів як постійного, так і змінного струму.

Регулювання частоти обертання вала двигуна постійного струму відбувається зміною двох електричних параметрів – напруги на якорі U і потоку збудження Φ .

Залежність граничної потужності та граничного крутного моменту на валу двигуна від частоти його обертання при регулюванні напруги і потоку збудження представлено на рис. 1.

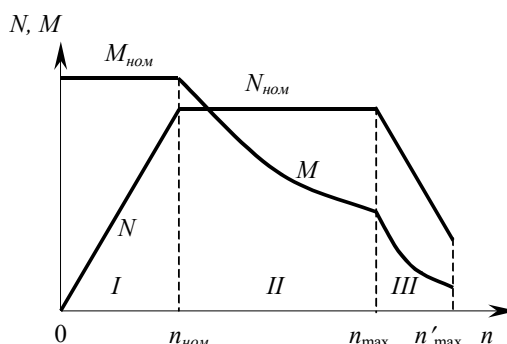


Рис. 1. Характеристики двигуна постійного струму

Весь діапазон регулювання обертів вала двигуна складається з трьох зон.

У зоні I частота обертання регулюється від 0 до $n_{ном}$ зміною напруги на якорі від 0 до $U_{ном}$ при постійному граничному моменті й підвищенні потужності пропорційно швидкості від 0 до $N_{ном}$. Потік збудження номінальний.

У зоні II частота обертання регулюється від $n_{ном}$ до n_{max} послабленням магнітного потоку від $\Phi_{ном}$ до Φ_{min} при постійній граничній потужності $N_{ном}$ і зменшенні крутного моменту з підвищенням швидкості. Напругення на якорі залишається майже постійним. У зонах I і II привід може працювати з номінальним струмом.

У зоні III відбувається подальше зниження як крутного моменту, так і потужності. Регулювання можливе при подальшому послабленні магнітного потоку й зниженні сили струму.

На практиці двигуни приводів головного руху переважно працюють на обертах зони регулювання II. Для можливості використання номінальної потужності двигуна на малих обертах шпинделя при різанні з ефективною потужністю в конструкції головного приводу використовуються так звані шпиндельні перебори – спрощені коробки швидкостей.

Алгоритм розрахунків вихідних параметрів приводу

Позначення:

$H_{ц}$ – висота центрів токарного верстата, мм; $L_{ц}$ – міжцентрова відстань, мм; D – діаметр заготовки або інструмента, мм; t_p – розрахункова глибина різання, мм; S_p – розрахункова подача, мм/об.; v_p – розрахункова швидкість різання, м/хв.; P_z – сила різання, Н; $N_e, N_{дв}$ – потужності ефективна та двигуна, кВт; $M_{шп}$ – момент на шпинделі, Нм; $M_{різ}$ – момент різання, Нм; η – коефіцієнт корисної дії приводу.

1. Визначаються вихідні параметри при точінні:

– діаметри обробки, мм:

$$D_{max} = (1,5 - 1,75) H_{ц}; D_{min} = (0,1 - 0,2) D_{max} \quad (1)$$

де $H_{ц}$ – висота центрів токарного верстата, мм;

– розрахункова глибина різання t_p , мм:

$$t_p = 0,7\sqrt[3]{D_{\max}}; \tag{2}$$

– розрахункова подача S_p , мм/об.:

$$S_p = 0,17\sqrt[3]{D_{\max}} + 0,0001L_y, \tag{3}$$

де L_y – міжосьова відстань токарного верстата, мм;

– граничні подачі, мм/об.:

$$S_{\max} = 0,5 \cdot \sqrt[3]{D_{\max}} + 0,35 \cdot (t_p - 2), \tag{4}$$

$$S_{\min} = \frac{0,008 \cdot R_a \cdot r^{0,7}}{\varphi^{1,4} \cdot \varphi_1^{0,35}}; (R_a = 0,02, r = 1,5). \tag{5}$$

2. Розраховуються:

– швидкість різання, м/хв.:

$$v = \frac{C_{v(1)} \cdot k_v}{T^m \cdot t_{p(1)}^{X_v} \cdot S_{p(1)}^{Y_v}}. \tag{6}$$

При чорновій обробці твердим сплавом (1), при чистовій обробці твердим сплавом (2), при чорновій обробці швидкорізальною сталлю (3), при чистовій обробці швидкорізальною сталлю (4);

– граничні оберти, хв⁻¹ .:

$$n_{\min} = \frac{1000 \cdot v_4}{\pi \cdot D_{\max}}; n_{\max} = \frac{1000 \cdot v_2}{\pi \cdot D_{\min}}; n_p = \frac{1000 \cdot v_1}{\pi \cdot D_{\max}}; \tag{7}$$

– сила різання, Н:

$$P_{Z(i)} = C_{(i)p} \cdot t_{(i)p}^{X_p} \cdot S_{(i)p}^{Y_p} \cdot v_{(i)}^{U_p}; \tag{8}$$

– ефективна потужність та потужність двигуна, Квт:

$$N_{e(i)} = \frac{P_{Z(i)} \cdot v_{(i)}}{61200}; N_{\text{дв}(i)} = 1,15 \cdot N_{e(i)}. \tag{9}$$

3. Розраховується діапазон регулювання обертів шпинделя при постійній потужності різання ($N_{\text{шт}} = \text{const}$):

$$R_n^i = \frac{n_{\text{шт}(\max)}}{n_{1p}}. \tag{10}$$

4. Визначається необхідна характеристика верхньої зони регулювання двигуна при його постійній потужності ($N_{\text{дв}} = \text{const}$):

– при використанні дво-, тришвидкісних переборів:

$$X_N = 5 \cdot \lg R_n^i; \tag{11}$$

– при використанні чотиришвидкісного перебору:

$$X_N = 5 \cdot \lg R_n^i - 3. \tag{12}$$

5. Обирається електродвигун постійного струму за умови

$$X_{N(\text{дв})} \geq X_N. \tag{13}$$

Проектування картини обертів шпинделя з дво-, тришвидкісними переборами графоаналітичним методом:

а) перевіряються гарантовані граничні оберти шпинделя при постійній потужності:

$$n_{\text{шт}(\min)}^* = n_{\text{дв}(\text{ном})} \cdot i_{\text{нас}(\min)} \cdot i_{\text{пер}(\min)} = n_{\text{дв}(\text{ном})} \cdot \varphi^{-3} \cdot \varphi^{-6} = n_{\text{дв}(\text{ном})} \cdot \varphi^{-9} \leq n_p, \tag{14}$$

$$n_{\text{шт}(\max)}^* = n_p \cdot 2 \cdot X_N \geq n_{\max}. \tag{15}$$

Якщо умови (14) та (15) не виконуються, треба обрати двигун з більшим діапазоном регулювання при постійній потужності ($N_{\text{дв}} = \text{const}$) або використовувати чотиришвидкісний перебор;

б) креслиться матриця “вали–частоти обертів”. Кількість вертикальних ліній дорівнює кількості валів (I – вал двигуна; II – вхідний вал перебору; вал III – шпиндель). Кількість горизонтальних ліній (обертів шпинделя) залежить від $n_{\text{шт}(\min)}$ та $n_{\text{дв}(\max)}$. При проектуванні картини використовують стандартний ряд зі знаменником $\varphi = 1,26$. На вихідному валу III (шпиндель) наноситься упорядкований ряд обертів у межах від $n_{\text{шт}(\min)}$ до $n_{\text{шт}(\max)}$, а на валу I (вал двигуна) – оберти $n_{\text{дв}(\max)}$ та $n_{\text{дв}(\text{ном})}$;

в) по картині визначають загальне передаточне відношення від точки n_{p1} до точки $n_{\text{дв}(\text{ном})}$, виражене через $\lg \varphi$ (загальну кількість сходинок);

г) загальне передаточне відношення (загальна кількість сходинок) розподіляється між пасовою передачею і нижньою передачею перебору так, щоб передаточне відношення пасової передачі було не

менше як φ^3 (три сходинки вниз), а передаточне відношення перебору – не менше φ^6 (шість сходинок вниз);

д) з'єднуються точки n_{p1} та $n_{\text{дв}(ном)}$ променями відповідно до розподілу загального передатного відношення, і ці промені утворюють нижню граничну лінію зони регулювання обертів шпинделя при $N_{\text{дв}} = \text{const}$;

е) з точки $n_{\text{дв}(\text{max})}$ дублюється нижня гранична лінія, ці промені створюють верхню граничну лінію зони регулювання обертів шпинделя при $N_{\text{дв}} = \text{const}$;

є) точка перетину верхньої граничної лінії з вхідним валом перебору (вал II) з'єднується з точкою максимальних проектних обертів шпинделя $n_{\text{шп}(\text{max})}$ на валу III;

ж) з точки перетину нижньої граничної лінії з вхідним валом перебору креслиться промінь передаточного відношення верхньої передачі, паралельний променю, одержаному в пункті “є”. Якщо між піддіапазонами утвориться розрив (“провал”) регулювання обертів шпинделя, проектується тришвидкісний перебор. Для цього з точки перетину нижньої граничної лінії з вхідним валом перебору проектується промінь третьої передачі таким чином, щоб відстань між обертами нижньої та верхньої передач на вихідному валу поділилась навпіл або близько до цього. Потім дублюють цей промінь з точки перетину верхньої обмежувальної лінії з вхідним валом перебору;

з) з точки $n_{\text{шп}(\text{min})}$ дублюється нижня гранична лінія зони при $N_{\text{дв}} = \text{const}$. При перетині з валом двигуна визначаються мінімальні оберти двигуна $n_{\text{дв}(\text{min})}$, які практично використовуються в приводі.

П е р е в і р к и:

– перевіряється потужності на шпинделі при чорновій обробці швидкоріжучою сталлю в нижній зоні регулювання при постійному крутному моменті двигуна ($M_{\text{дв}} = \text{const}$):

$$N_{\text{шп}(3)} = N_{\text{дв}(3)} \cdot \eta \geq N_{\text{е}(3)} ; \quad (16)$$

– крутного моменту на шпинделі при чистовій обробці твердим сплавом у зоні регулювання обертів з постійною потужністю ($N_{\text{дв}} = \text{const}$):

$$M_{\text{шп}} = \frac{10^4 \cdot N_{\text{дв}}}{n_2} \geq M_{\text{рв}} = P_{\text{з}(2)} \frac{D_{\text{min}}}{2} . \quad (17)$$

Якщо умови (16) та (17) не виконуються, слід обрати двигун з більшою потужністю або з тією ж потужністю, але з більшим діапазоном регулювання в зоні $N_{\text{дв}} = \text{const}$.

Проектування картини обертів шпинделя чотиришвидкісним перебором графоаналітичним методом:

а) розраховуються гарантовані граничні оберти шпинделя при регулюванні в зоні постійної потужності ($N_{\text{дв}} = \text{const}$):

$$n_{\text{шп}(\text{min})}^* = n_{\text{дв}(ном)} \cdot i_{\text{нас}(\text{min})} \cdot i_{\text{пер}1(\text{min})} \cdot i_{\text{пер}2(\text{min})} = n_{\text{дв}(ном)} \cdot \varphi^{-3} \cdot \varphi^{-6} \cdot \varphi^{-6} \leq n_{\text{з}(\text{min})} , \quad (18)$$

$$n_{\text{шп}(\text{max})}^* = n_p \cdot 4 \cdot X_N \geq n_{2\text{max}} . \quad (19)$$

Якщо умови (18) або (19) не виконуються, то необхідно обрати двигун такої ж потужності, але з більшим діапазоном регулювання зони $N_{\text{дв}} = \text{const}$ або знизити верхню межу обертів шпинделя;

б) креслиться матриця “вали (вертикальні лінії)–ступені обертів (горизонтальні лінії)”. Кількість вертикальних ліній – 4: вал двигуна – I; вхідний вал перебору – II; проміжний вал перебору – III та вихідний вал (шпиндель) – IV. При кресленні ступенів використовують геометричний ряд зі знаменником $\varphi = 1,26$. Кількість горизонтальних ліній залежить від $n_{\text{шп}(\text{min})}$, $n_{\text{дв}(\text{max})}$ та $n_{\text{шп}(\text{max})}$. На вихідному валу IV наноситься упорядкований геометричний ряд обертів (знаменник $\varphi = 1,26$) у межах від $n_{\text{шп}(\text{min})}$ до $n_{\text{шп}(\text{max})}$, а на вхідному валу I – оберти $n_{\text{дв}(\text{max})}$ і $n_{\text{дв}(ном)}$;

в) по картині визначається загальна кількість ступенів від точки n_p до точки $n_{\text{дв}(ном)}$ і розподіляється між їх пасовою передачею і передачами шпиндельного перебору так, щоб передаточне відношення пасової передачі було не менше ніж $\varphi^3 = 0,5$ (на долю пасової передачі повинно припадати не більше 3-х сходинок, а решта – на долю зубчастих передач перебору). Передаточні відношення кожної з передач перебору мають бути не менше за $\varphi^6 = 0,25$, тобто на долю кожної зубчастої передачі повинно припадати не більше 6 сходинок. При розподілі сумарного передаточного відношення між передачами перебору бажано, щоб передаточне відношення групи 1 було більшим за передаточне відношення групи 2;

д) з'єднуються точка n_p на вихідному валу (шпинделі) та $n_{\text{дв}(ном)}$ променями відповідно до розподілу загального передаточного відношення, ці промені створюють нижню граничну лінію 1-го (нижнього) піддіапазону регулювання обертів шпинделя при постійній потужності;

е) з точки $n_{\text{дв}(\text{max})}$ дублюється гранична лінія, одержана в пункті (д); промені цієї лінії представляють верхню граничну лінію 1-го (нижнього) піддіапазону зони регулювання обертів шпинделя при $N_{\text{дв}} = \text{const}$;

є) з точки перетину нижньої граничної лінії з вхідним валом перебору II креслиться промінь до перетину з серединою відстані між нижньою і верхньою обмежувальними лініями I-го (нижнього) піддіапазону;

жс) промінь, одержаний у пункті (є), дублюється з точки перетину верхньої граничної лінії з вхідним валом II, а точку перетину цього променя з валом III з'єднують з точкою максимальних проектних обертів вихідного вала IV (шпинделя) $n_{\text{min(max)}}$ і одержують верхню обмежувальну лінію картини обертів при постійній потужності на шпинделі;

з) з точок перетину вала III променями першої переборної групи кресляться ті промені верхньої та нижньої передач другої переборної групи, яких бракує.

П е р е в і р к и:

– потужності на шпинделі при чорновій обробці швидкоріжучою сталлю в нижній зоні регулювання при $M_{\text{об}} = \text{const}$ за формулою (16);

– крутного моменту на шпинделі при чистовій обробці твердим сплавом у зоні регулювання обертів при $N_{\text{дв}} = \text{const}$ за формулою (17).

Якщо умови не виконуються, слід обрати двигун з більшою потужністю або з тією ж потужністю, але з більшим діапазоном регулювання в зоні $N_{\text{об}} = \text{const}$.

На рис. 2 представлена комплексна характеристика приводу головного руху токарного верстата з безступінчастим регулюванням обертів шпинделя в складі багатошвидкісного двигуна постійного струму типу ПФ, пасової передачі (вали I-II) та чотиришвидкісного перебору (вали II-III-IV). Користуючись комплексною характеристикою, маємо можливість визначити межі піддіапазонів регулювання обертів, а в їх межах – крутні моменти та потужність на шпинделі. Використовуючи таку характеристику в комплексі з діаграмою залежності обертів шпинделя від діаметра обробки (рис. 2, в), можна графічно визначитись з налаштуванням передач перебору і обертів двигуна, а також перевірити достатність крутного моменту на шпинделі при регулюванні обертів двигуна у верхній зоні (при $N_{\text{дв}} = \text{const}$) або достатність потужності на шпинделі при регулюванні обертів двигуна в нижній зоні (при $M = \text{const}$), рис. 2, г. Наприклад, при чорновому точінні твердим сплавом заготовки діаметром 70 мм необхідно включити зубчасті передачі "i₂" та "i₃" і налаштувати оберти двигуна близько 2500 хв.⁻¹ (варіант 1) або включити зубчасті передачі "i₁" та "i₄" і налаштувати оберти двигуна близько 1600 хв.⁻¹ (варіант 2). При цьому в обох випадках шпиндель буде мати оберти близько 500 хв.⁻¹.

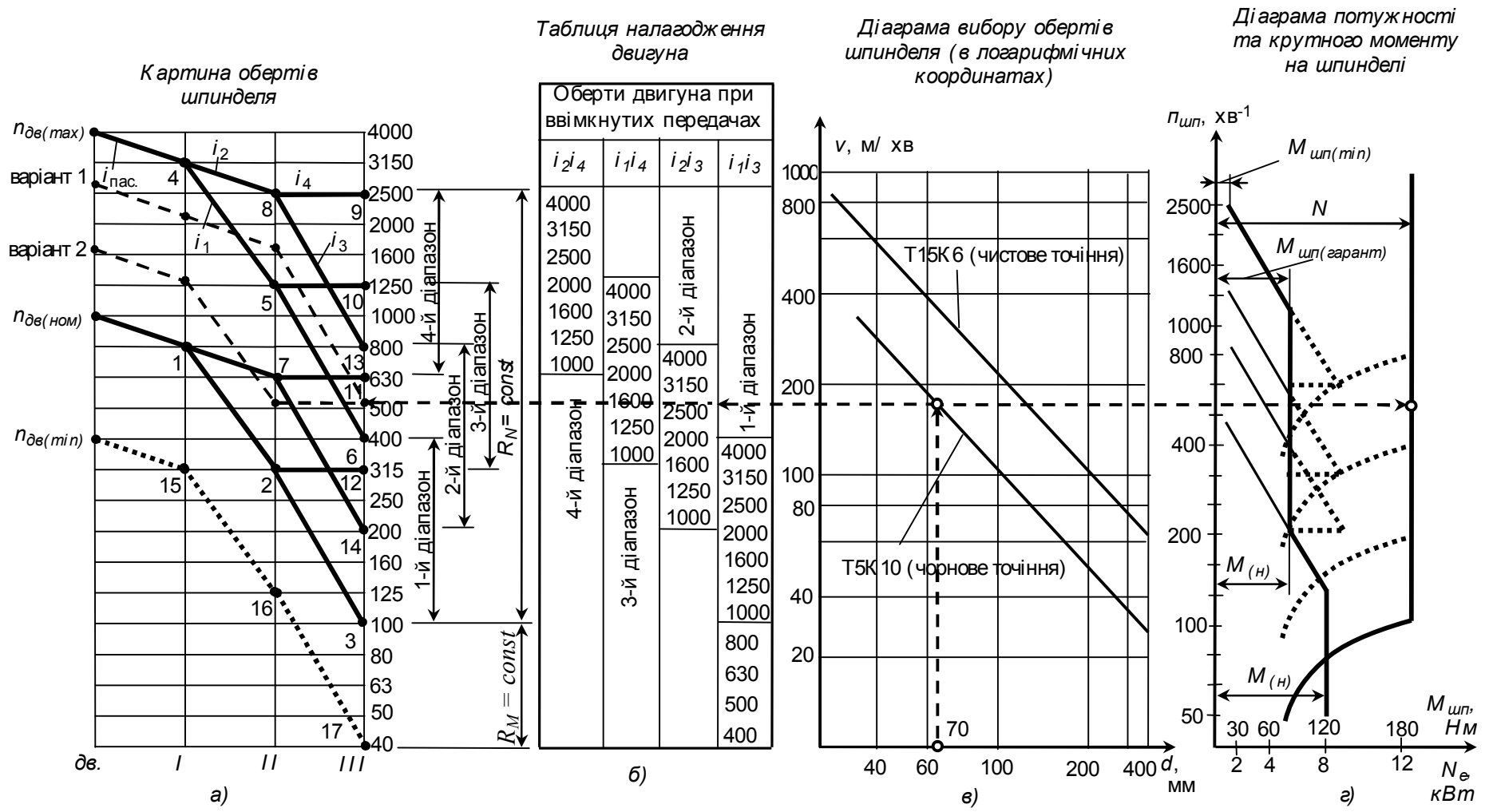


Рис. 2. Комплексна характеристика приводу шпинделя токарного верстата з чотиришвидкісним перебором. Двигун; ПФ132; $N_{дв} = 13,2$ кВт; $n_{двmax} = 4000$ хв.⁻¹; $n_{двном} = 1060$ хв.⁻¹ $X_N = 5,7$; $\eta = 80$ %

Висновки:

1. Запропонований підхід при проектуванні картини обертів з безступінчастим регулюванням обертів дає можливість чітко визначити межі піддіапазонів регулювання, а в їх межах визначати крутні моменти та потужність на шпинделі впродовж усього діапазону регулювання обертів шпинделя, а також перевірити достатність крутного моменту на шпинделі при регулюванні обертів двигуна у верхній зоні (при $N_{об} = \text{const}$) та достатність потужності на шпинделі при регулюванні обертів двигуна в нижній зоні (при $M = \text{const}$).

2. Системний підхід при проектуванні картини обертів приводу шпинделя дає можливість підвищити гарантований крутний момент на шпинделі в зоні $M = \text{const}$ майже на 50 відсотків, що особливо важливо при напівчистовому точінні твердим сплавом.

3. Алгоритм розрахунків комплексної характеристики дозволяє чітко обґрунтувати структуру приводу головного руху токарного верстата з безступінчастим регулюванням обертів шпинделя та необхідну потужність двигуна для виконання технологічних операцій впродовж усього діапазону регулювання.

4. Комплексна характеристика спрощує налаштування режиму роботи шпинделя при використанні верстата в одиничному виробництві.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Кобзар Е.П. Розрахунки і проектування вузлів та деталей верстатів і систем : навч. посіб. / Е.П. Кобзар, Л.С. Мельничук, О.А. Громовий. — Житомир : ЖІТІ, 2000. — 361 с.
2. Кобзарь Е.П. Проектирование приводов главного движения станков : методичні вказівки / Е.П. Кобзарь, В.Л. Андрейчиков. — К. : КПІ, 1988. — 44 с.
3. Михайлов О.П. Автоматизированный электропривод станков и промышленных роботов : учебник для вузов / О.П. Михайлов. — М. : Машиностроение, 1990.
4. Металлорежущие станки / под. ред. В.Э. Пуша. — М. : Машиностроение, 1986. — 588 с.

КОБЗАР Євген Порфирович – кандидат технічних наук, доцент кафедри технології машинобудування та конструювання технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

– конструювання металорізальних верстатів.

КОВАЛЬОВ Володимир Володимирович – старший викладач кафедри технології машинобудування та конструювання технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

– конструювання металорізальних верстатів.

Подано 12.01.2010

Кобзар Є.П., Ковальов В.В. Розрахунки і проектування кінематики приводу шпинделя токарного верстата з безступінчастим регулюванням

Кобзар Е.П., Ковалев В.В. Расчеты и проектирование кинематики привода шпинделя токарного станка с безступенчатой регулировкой

Kobzar E.P., Kovaliov V.V. Calculation and projecting of kinematics of a drive gear of a spindle of a lathe with stepless regulation

УДК 621.041.233

Расчеты и проектирование кинематики привода шпинделя токарного станка с безступенчатой регулировкой / **Е.П. Кобзар, В.В. Ковалев**

Приведен пример расчетов и проектирования привода головного движения токарного станка со шпиндельным перебором.

УДК 621.041.233

Calculation and projecting of kinematics of a drive gear of a spindle of a lathe with stepless regulation / E.P. Kobzar, V.V. Kovaliov

Examples of calculations and design of the main drive traffic lathe spindle with brute.