

УНІВЕРСАЛЬНІ ШПИНДЕЛІ ХРЕСТОВИННОГО ТИПУ В ПОЛІМЕРНОМУ МАШИНОБУДУВАННІ

Наведено основні відомості про застосування універсальних шпинделів хрестовинного типу в полімерному машинобудуванні, зокрема у вальцях, каландрах та двороторних змішувачах закритого типу. Розроблено методику розрахунку зазначених шпинделів на міцність, яка містить розрахунки на міцність вилки та хрестовини, шпонкового з'єднання на валу редуктора і шліцьового з'єднання на проміжному валу шпинделя, а також розрахунок довговічності підшипників на цапфах хрестовин. Також наведено приклад розрахунку шпинделя. Зазначена методика може бути використана під час проектування обладнання для перероблення полімерів, пластмас і гумових сумішей.

Ключові слова: полімерне машинобудування; універсальний шпиндель хрестовинного типу; конструкція; методика розрахунку.

Постановка проблеми. Важливу роль у забезпеченні надійної роботи обладнання для перероблення полімерів, пластмас і гумових сумішей відіграють універсальні з'єднувальні шпинделі, які застосовуються для передачі крутного моменту від приводу до валків у вальцях і каландрах, а також роторів двороторних змішувачів закритого типу [1–4]. Вони забезпечують обертання робочих органів – валків і роторів – за умови значних значень крутного моменту (до 100 кН·м і вище). При цьому зміщення осей валів блок-редуктора й робочих органів машини допускає кут нахилу β лопаті або вала шпинделя відносно осей їх головок (шарнірних муфт) до $8 \dots 10^\circ$ для шпинделів лопатевого типу [1] і до $4 \dots 24^\circ$ для шпинделів хрестовинного типу [5] (залежно від типорозміру шпинделя).

Використання універсальних шпинделів обумовлене, в першу чергу, прагненням розвантажити станини машин і фундаментних болтів від перекидального моменту, спростити монтаж внаслідок можливої неспівісності валів приводного редуктора й робочих органів обладнання, а також забезпечити умови регулювання міжвалкових проміжків і перехресування валків для компенсації їхнього прогину під дією розпирних зусиль. Крім того, у разі застосування в каландрі індивідуального приводу для кожного валка, використання універсальних шпинделів забезпечує можливість регулювання фрикції в міжвалкових проміжках і підвищує к.к.д. приводу кожного валка.

Аналіз відомих досліджень. Якщо методику розрахунку більш поширених універсальних шпинделів лопатевого типу достатньо докладно розглянуто в працях [1, 6], то для шпинделів хрестовинного типу відповідна методика відсутня.

Метою статті є узагальнення відомостей щодо застосування в полімерному машинобудуванні універсальних шпинделів хрестовинного типу, а також розробка методики їх розрахунку на міцність.

Викладення основного матеріалу та результатів роботи. Розглянемо особливості конструкції універсального шпинделя хрестовинного типу. Місце розташування універсальних шпинделів у кінематичних схемах приводів валків каландра наведено на рисунку 1 [1], а схему самого універсального шпинделя хрестовинного типу – на рисунку 2 [5].

Передбачено чотири виконання шпинделя: $L = (5 \dots 12)D$; $L = (4 \dots 12)D$; $L = (3 \dots 4)D$; $L = (1,5 \dots 3)D$. У таблиці 1 наведено основні розміри й технічну характеристику шпинделя виконання $L = (5 \dots 12)D$.

На кінцях проміжного вала 11 розташовані шарнірні муфти 12, з'єднані з валом шліцами через стакани 13. Муфта (рис. 2) складається з вилки 9, з'єднаної з маточиною 1 закладними гвинтами 10 і торцевим замком, з вилки 2, з'єднаної зі стаканом 13 у такий самий спосіб, і хрестовини, утвореної чотирма осями 6, втулкою 4, гайкою 3, гвинтами 5, зовнішньою обоймою 7 і підшипниками 8. Підшипник 8 регулюється гвинтом 5, який стопориться кришкою із шестигранним отвором, яка кріпиться гвинтами до осі 6. Зміна довжини шпинделя забезпечується рухомих шліцьовим з'єднанням. Одна шарнірна муфта працює, якщо кут β від 2 до 12° (залежно від типорозміру шпинделя).

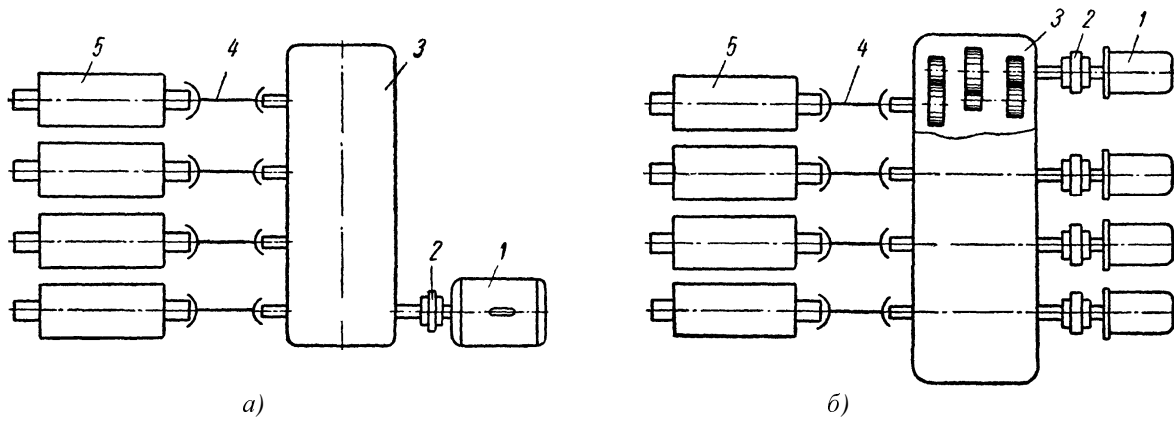


Рис. 1. Кінематична схема групового (а) та індивідуального (б) приводів валків каландра [1]:
1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – блок-редуктор; 4 – універсальний штиндель;
5 – валок каландра

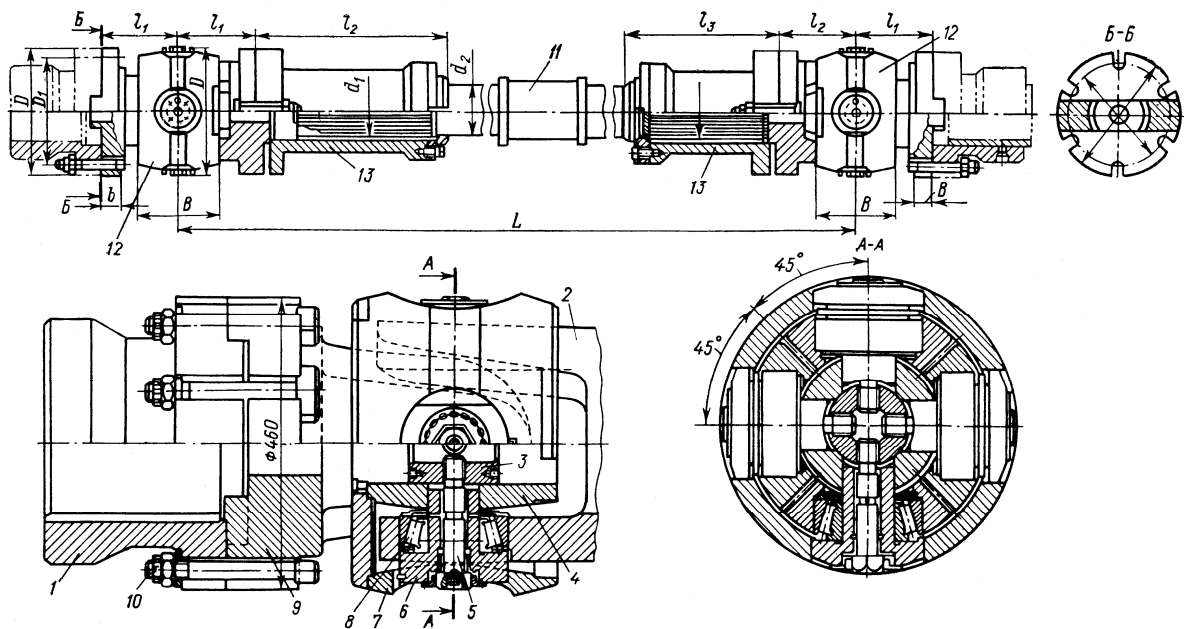


Рис. 2. Універсальний шарнірний штиндель хрестовинного типу [5]:
1 – маточина; 2 – вилка; 3 – гайка; 4 – втулка; 5 – гвинт; 6 – вісь; 7 – зовнішня обойма;
8 – підшипник; 9 – вилка; 10 – закладний гвинт; 11 – проміжний вал; 12 – шарнірна муфта; 13 – стакан

Таблиця 1

Основні розміри (мм) і технічна характеристика штинделів хрестовинного типу (позначення розмірів – рис. 2)

Типо-розмір шпинделя	M_{\max} , кН·м	D	B	D_1	d_1	d_2	l_1	l_2	l_3	b	Маса, кг (для $L = 8D$)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	3,6	140	100	118	60	50	90	215	152	20	60
2	3,8	160	110	135	70	60	105	250	176	25	98
3	6,3	180	120	155	80	70	115	270	196	30	140
4	8	210	140	180	100	90	130	325	236	30	225
5	10	235	150	200	110	95	145	345	263	35	310

Закінчення табл. 1

6	13	255	165	215	120	105	160	393	291	40	400
7	20	280	185	240	130	115	175	423	311	40	530
8	25	300	200	260	140	125	185	458	333	45	670
9	35	325	215	280	160	145	205	511	379	50	910
10	48	370	240	315	180	165	225	586	428	50	1250
11	60	390	260	330	190	175	240	610	448	55	1590
12	87	425	280	355	200	185	270	630	468	65	1970
13	114	470	310	400	220	195	295	701	515	70	2530
14	150	515	340	445	260	235	325	776	595	80	3600
15	180	560	360	480	280	255	345	826	640	85	4500
16	230	605	390	525	300	275	370	880	685	90	5100
17	300	650	420	570	320	295	400	930	725	100	6260
18	360	710	460	620	340	315	440	990	775	105	7800
19	450	755	490	665	360	335	470	1046	820	115	9530
20	610	800	520	695	400	375	500	1155	910	120	12270
21	800	890	570	785	440	415	545	1241	995	135	16650

Основними конструкційними матеріалами для виготовлення елементів шпинделя є сталі марок 25Л, 45Л (ГОСТ 977–88), сталь марок 45 (ГОСТ 1050–88) і 40Х (ГОСТ 4543–71). Термообробка для валів і вилок – нормалізація, для шліцевих елементів валів і хрестовин – поліпшення сталі. (У шпинделях, що використовуються у металургійній промисловості, вилки зазвичай виготовляють зі сталі 34ХН3М, проміжний вал – зі сталі 45, а осі – зі сталі 40ХМ).

Для перевірки працездатності проміжного (карданного) вала потрібно виконати розрахунки на міцність вилки та хрестовини, шпонкового з'єднання на валу редуктора і шліцевого з'єднання на проміжному валу шпинделя, а також розрахунок довговічності підшипників на цапфах хрестовин [7, 8].

Розрахунок вилки.

Розглянемо переріз вилки поблизу перехідної частини вушка в порожнистий вал (рис. 3).

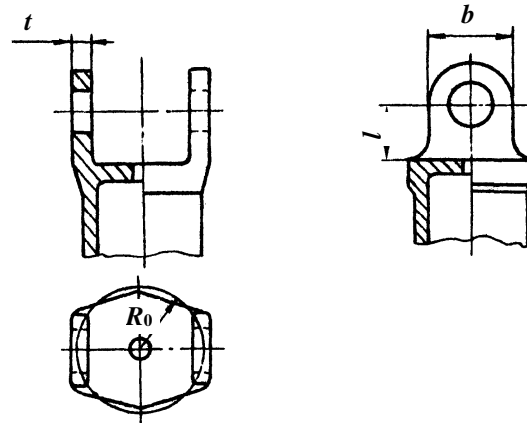


Рис. 3. Типова конструкція нерознімної вилки кардана

Нормальне максимальне напруження в цьому перерізі становитиме:

$$\sigma_{\max} = \sigma_3 + \sigma_{\text{кр}},$$

де σ_3 , $\sigma_{\text{кр}}$ – напруження згину й кручення, відповідно, МПа.

Напруження згину визначають за залежністю, Па:

$$\sigma_3 = 6Ql/(tb^2),$$

де Q – зусилля, що діє на вилку проміжного вала, Н:

$$Q = M_{\text{кр}}/[2(R_0 - \gamma)],$$

$M_{\text{кр}}$ – крутний момент, що сприймається вилкою, Н·м

$$M_{\text{кр}} = 9550 N/n_{\text{об}},$$

N – потужність, що підводиться до кардана, кВт; $n_{\text{об}}$ – частота обертання проміжного вала, об./хв.; R_0 – середній радіус перерізу вилки (рис. 3), м; γ – коефіцієнт, м:

$$\gamma = 0,514t^2l^3/[b^2R_0(l - 0,212b)],$$

t – товщина вушка вилки, м; b – ширина вушка вилки, м; l – відстань від центра закладення вушка до перерізу, що розглядається, м.

Напруження кручення в перерізі, що розглядається, становить:

$$\sigma_{кр} = 0,764M_{кр} (1 - 0,212b/l) / (br^2).$$

Після розрахунку величини максимального напруження потрібно порівняти його з допустимим розтягальним напруженням, тобто умова міцності вилки має вигляд:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]_p,$$

де $[\sigma]_p = 84$ МПа – допустиме розтягальне напруження для матеріалу вилки – сталі 45ЛП.

Нахил проміжного вала зумовлює згинальний момент, прикладений у площині вилки на ведучому валу:

$$M_{з1} = M_{кр} \operatorname{tg} \beta,$$

де β – кут нахилу осей.

Напруження згину в площині вилки на ведучому валу визначають за формулою:

$$\sigma_{з1} = M_{з1} / W_1,$$

де W_1 – момент опору згину, м³

$$W_1 = \pi(D^3 - d^3) / 32,$$

D і d – зовнішній і внутрішній діаметр проміжного вала, відповідно, м.

Напруження кручення в перерізі, що розглядається, Па:

$$\tau_{кр} = M_{кр} / W_p,$$

де W_p – полярний момент опору, м³

$$W_p = \pi(D^3 - d^3) / 16.$$

Еквівалентне напруження вала в площині вилки визначається за четвертою теорією міцності:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_{з1}^2 + 3\tau_{кр}^2}.$$

Здійснюють перевірку умови міцності хрестовини:

$$\sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma].$$

Розрахунок хрестовини.

Напруження на згин у перерізі шипа:

$$\sigma_3 = M_3 / W \leq [\sigma]_3,$$

де M_3 – згинальний момент у небезпечному перерізі шипа, Н·м:

$$M_3 = Ql,$$

Q – зусилля, що діє на хрестовину карданного вала, Н (1); l – плече згину, м; W – момент опору згину, м³:

$$W = \pi d^3 / 32,$$

d – діаметр шипа хрестовини, м.

Оскільки на шип хрестовини діє зусилля зрізу Q , то справедлива залежність:

$$\tau_{зр} = Q / F,$$

де F – площа зрізу, м²:

$$F = \pi l^2 / 4.$$

Здійснюють перевірку умови міцності хрестовини, порівнюючи величину визначених напружень з допустимими напруженнями згину і зрізу для матеріалу хрестовини

$$\sigma_3 \leq [\sigma]_3; \quad \tau_{зр} \leq [\tau]_{зр},$$

де $[\sigma]_3 = 190$ МПа – допустиме напруження згину і $[\tau]_{зр} = 52$ МПа – допустиме напруження зрізу для матеріалу хрестовини – сталі 45ХМ.

Розрахунок шліцьового з'єднання.

Проміжний вал із шарнірними муфтами з'єднується за допомогою шліцьового з'єднання, яке дає змогу змінювати довжину цього вала. Перевіримо міцність зазначеного з'єднання.

Шліці проміжного вала розраховуємо на зминання:

$$\sigma_{зм} = M_{кр} / (\psi z h l r_{\text{сер}}),$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на проміжному валу, Н·м; $\psi = 0,7 \dots 0,8$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність навантаження по зубах з'єднання; z – кількість зубів; l – робоча довжина зуба вздовж осі вала, м; h – робоча висота місця контакту зубів у радіальному напрямку, м; $r_{\text{сер}}$ – середній радіус шліцьового з'єднання, тобто відстань від осі обертання вала до середини висоти зуба, м:

$$r_{\text{сер}} = d_d / 2,$$

d_d – діаметр ділячного кола шліцьового з'єднання, м.

Для евольвентного зубчастого з'єднання з центруванням по бокових поверхнях зубів:

$$h = (D_b - d_a) / 2,$$

де D_b – діаметр вершин зубів проміжного вала, м; d_a – діаметр вершин зубів півмуфти, м.

Допустиме напруження змінання за умови нерухомого з'єднання «вал–півмуфта» зі сталі, чавунного або сталевих литва становить $[\sigma]_{\text{зм}} = 60$ МПа.

Здійснюють перевірку умови міцності шліцьового з'єднання:

$$\sigma_{\text{зм}} \leq [\sigma]_{\text{зм}}.$$

Розрахунок довговічності підшипників.

Хрестовина проміжного вала з'єднана з кінцями вилок шарнірно, при цьому в місцях з'єднання встановлено радіальні голчасті роликотидшипники.

Оскільки частота обертання радіального голчастого роликотидшипника не перевищує 1 об./хв., то розрахунок його довговічності здійснюємо за статичною вантажопідйомністю C_0 :

$$C_0 = 21,6izl_w \cos \alpha,$$

де i – кількість рядів тіл обертання в підшипнику; z – кількість тіл обертання в одному ряду підшипнику; l_w – довжина тіла обертання, м; α – номінальний кут контакту підшипника, ...° ($\alpha = 0$).

Тоді довговічність підшипника визначається за залежністю:

$$L = 10^6 (C_0/p)/(60n_n),$$

де n_n – частота обертання підшипника (беремо $n_n = 1$ об./хв.); p – динамічне еквівалентне радіальне навантаження, що діє на підшипник, за умови $\alpha = 0$, Н:

$$p = VF_2 K_6 K_T,$$

V – коефіцієнт обертання кілець підшипника відносно вектора навантаження; F_2 – радіальне навантаження, що діє на підшипник, Н; K_6 – динамічний коефіцієнт (коефіцієнт безпеки, що враховує вплив динамічних умов роботи, характерний для різних машин, на довговічність підшипників кочення); K_T – коефіцієнт, що враховує температуру режиму [8].

Здійснюють перевірку умови забезпечення потрібної довговічності підшипника:

$$C_0 \leq [C_0],$$

де $[C_0]$ – допустима довговічність підшипника, год.

Розрахунок шпонкового з'єднання.

Вилка проміжного вала з'єднується з валом редуктора за допомогою торцевої шпонки й чотирьох болтів (рис. 2).

Максимальний момент, що витримує торцева шпонка, визначають з умови на змінання по вузькій грані шпонки, Н·м:

$$M_1 = [\sigma]_{\text{зм}} hld(1-l/d)^2/4,$$

де h – висота шпонки, м; l – робоча довжина шпонки, м; d – діаметр вала, м; $[\sigma]_{\text{зм}}$ – допустиме напруження на змінання матеріалу шпонки за умови нерухомого з'єднання «вал–маточина», МПа.

Момент, який сприймають чотири болти шпонкового з'єднання, Н·м:

$$M_2 = M_{\text{кр}} - M_1.$$

Тоді зусилля, що діє на болти, Н:

$$Q = 2M_2/d.$$

Потрібне зусилля затягування болта, Н:

$$P = 1,2Q/(fz),$$

де z – кількість болтів; f – коефіцієнт тертя для стику (для сухих оброблених стиків сталевих або чавунних деталей $f = 0,10 \dots 0,15$; для тих самих стиків, але за наявності оливної плівки $f = 0,06$).

За визначеним зусиллям затягування болта розраховують болт на спільну дію розтягу й кручення.

Умова міцності має вигляд:

$$\sigma_{\text{екв}} = 1,3P/F \leq [\sigma]_{\text{р}},$$

де F – площа поперечного перерізу болта, м²;

$$F = \pi d_1^2/4,$$

d_1 – внутрішній діаметр різі болта, м;

$[\sigma]_{\text{р}}$ – допустиме розтягальне напруження, МПа:

$$[\sigma]_{\text{р}} = \sigma_{\text{т}}/n,$$

$\sigma_{\text{т}}$ – границя плинності матеріалу болта, МПа ($\sigma_{\text{т}} = 650$ МПа для сталі 40Х); n – потрібний коефіцієнт міцності:

а) за умови контрольованого затягування для болтів з вуглецевої сталі $n \approx 1,6$, а для болтів з легованої сталі – $n \approx 2,0$;

б) за умови неконтрольованого затягування коефіцієнт запасу міцності беруть залежно від діаметра різі:

- для болтів з вуглецевої сталі:
 - для $d = 6 \dots 16$ мм – $n = 5,0 \dots 4,0$;
 - для $d = 16 \dots 30$ мм – $n = 4,0 \dots 2,5$;
 - для $d = 30 \dots 60$ мм – $n = 2,5 \dots 1,7$;
- для болтів з легованої сталі:
 - для $d = 6 \dots 16$ мм – $n = 6,5 \dots 5,0$;
 - для $d = 16 \dots 30$ мм – $n = 5,0 \dots 3,3$;
 - для $d = 30 \dots 60$ мм – $n = 3,3 \dots 3,0$.

Далі наведено результати виконаного за допомогою розробленої комп'ютерної програми розрахунку універсального шпинделя хрестовинного типу.

Вихідні дані до розрахунку

Потужність, що підводиться до шпинделя, кВт	118
Частота обертання шпинделя, об./хв.	39
Середній радіус перерізу вилки, м	0,14
Товщина вушка вилки, м	0,04
Ширина вушка вилки, м	0,16
Відстань від центра вушка до перерізу, що розглядається, м	0,13
Діаметр шпинделя, м:	
– зовнішній	0,16
– внутрішній	0,08
Кут нахилу осей вала, рад.	0,25
Діаметр шипа хрестовини, м	0,10
Плече згину шипа хрестовини, м	0,09
Параметри шліцьового з'єднання:	
– діаметр вершин зубів вала, м	0,17
– діаметр вершин зубів півмуфти, м	0,18
– робоча довжина шліца вздовж осі вала, м	0,25
– кількість зубів зачеплення	34
Параметри підшипника:	
– статична вантажопідйомність, Н	159000
– радіальне навантаження, що діє на підшипник, Н	107225
– коефіцієнт обертання кілець підшипника відносно вектора навантаження	1
– динамічний коефіцієнт	1,1
– температурний коефіцієнт	1,1

Розрахунок хрестовини

Еквівалентне напруження вала в площині вилки, МПа	74
Нормальне максимальне напруження в перерізі поблизу перехідної частини вушка в порожнистий вал, МПа	145
Допустиме напруження матеріалу вилки, МПа	84
Напруження вгину в перерізі шипа, МПа	98
Допустиме напруження вгину в перерізі шипа, МПа	115
Напруження зрізу в перерізі шипа, МПа	13
Допустиме напруження зрізу в перерізі шипа, МПа	52
Напруження зминання в шліцьовому з'єднанні, МПа	50
Допустиме напруження зминання в шліцьовому з'єднанні, МПа	60
Розрахункова довговічність підшипника, год.	32805
Допустима довговічність підшипника, год.	40000
Еквівалентне напруження в болтах стику (на кожний болт), МПа	260
Допустиме напруження в болтах стику (на кожний болт), МПа	400

Висновок. Розроблена методика розрахунку універсальних шпинделів хрестовинного типу в обладнанні для перероблення полімерів, пластичних мас і гумових сумішей надасть можливість більш обґрунтовано підбирати типорозмір шпинделя для певної одиниці обладнання.

Список використаної літератури:

1. Лукач Ю.Е. Валковые машины для переработки пластмасс и резиновых смесей / Ю.Е. Лукач, Д.Д. Рябинин, Б.Н. Метлов. – М. : Машиностроение, 1967. – 296 с.
2. Рябинин Д.Д. Смесительные машины для пластмасс и резиновых смесей / Д.Д. Рябинин, Ю.Е. Лукач. – М. : Машиностроение, 1972. – 272 с.
3. Мікульонок І.О. Обладнання і процеси переробки термопластичних матеріалів з використанням вторинної сировини : монографія / І.О. Мікульонок. – К. : ІВЦ Вид-во «Політехніка», 2009. – 265 с.
4. Мікульонок І.О. Моделювання обладнання технологічних ліній для перероблення пластмас і гумових сумішей на базі валкових машин : монографія / І.О. Мікульонок. – К. : НТУУ «КПІ», 2013. – 244 с.
5. Поляков В.С. Справочник по муфтам / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский ; под ред. В.С. Полякова. – Л. : Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 352 с.
6. Рябинин Д.Д. Универсальные шпиндели в полимерном машиностроении и метод их расчёта / Д.Д. Рябинин // Химическое машиностроение : респ. межвед. научн.-техн. сб. – К. : Техніка, 1968. – Вып. 7. – С. 20–27.
7. Сухарев И.П. Прочность шарнирных узлов машин : справ. пособие / И.П. Сухарев. – М. : Машиностроение, 1977. – 168 с.
8. РТМ 0220612-021–88. Методика автоматизированного расчёта шпинделя универсального : руководящий технический материал / Ю.С. Зотов, Л.Р. Зейгермахер, С.А. Роцупкин и др. – К. : ПО «Большевик», 1988. – 20 с.

МІКУЛЬОНОК Ігор Олегович – доктор технічних наук, професор, заслужений винахідник України, професор кафедри хімічного, полімерного та силікатного машинобудування Національного технічного університету України «КПІ».

Наукові інтереси:

- процеси та обладнання перероблення полімерів і матеріалів з їх використанням;
- процеси та обладнання хімічної технології;
- історія науки, техніки й технології.

Тел.: (066)748–65–65.

E-mail: i.mikulionok@kpi.ua

Стаття надійшла до редакції 18.09.2014