

Центральноукраїнський національний технічний університет

Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до виконання самостійної роботи

з початкової дисципліни

«Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання»

для здобувачів вищої освіти галузі знань

13 «Механічна інженерія»

Центральноукраїнський національний технічний університет

Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до виконання самостійної роботи

з початкової дисципліни

«Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання»

для здобувачів вищої освіти галузі знань

13 «Механічна інженерія»

Затверджено на засіданні кафедри
«Машинобудування, мехатроніки і
робототехніки» Протокол № 19 від
2.06.2025 р.

Кропивницький 2025

Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання: методичні рекомендації до виконання самостійної роботи здобувачами вищої освіти галузі знань 13 «Механічна інженерія» [уклад. : А.М. Артюхов, В.А. Мажара, В.М. Селехова]; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т, каф. машинобудування, мехатроніки і робототехніки, – Кропивницький: ЦНТУ, 2025. – 114 с.

Методичні рекомендації розроблено відповідно до начальних планів підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» за напрямком підготовки 131 – «Прикладна механіка» та 133 – «Галузеве машинобудування».

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 Розрахунок нерухомої посадки гладкого циліндричного з'єднання....	9
2 Розрахунок посадки для підшипника рідинного тертя.....	19
3 Розрахунок та проектування калібрів для контролю гладких циліндричних поверхонь.....	29
3.1 Розміри та допуски калібрів	30
3.2 Алгоритм розрахунку виконавчих розмірів гладких калібрів	31
4 Розрахунок посадок підшипників кочення.....	35
4.1 Загальна характеристика підшипників кочення.....	35
4.2 Допуски і посадки підшипників кочення.....	37
5 Вибір та розрахунок посадок для шпонкових з'єднань.....	45
5.1 Загальна характеристика шпонкових з'єднань.....	45
5.2 Допуски і посадки шпонкових з'єднань.....	45
6 Вибір та розрахунок посадок шліцьових з'єднань.....	53
6.1 Загальна характеристика шліцьових з'єднань.....	53
6.2 Допуски і посадки прямо бічних шліцьових з'єднань.....	56
7 Розрахунок посадок для кріпильних різьбових з'єднань	60
7.1 Загальна характеристика різьбових з'єднань.....	60
7.2 Допуски і посадки різьбового з'єднання.....	61
8 Розрахунок розмірних ланцюгів.....	65

8.1 Розв'язання прямої задачі.....	68
9 Вимоги до виконання робочих креслеників.....	75
9.1 Правила і рекомендації щодо призначення допусків та граничних відхилів.....	75
9.1.1 Граничні відхилення розмірів.....	75
9.1.2 Допуски форми та розташування.....	75
9.2 Технічні вимоги на креслениках.....	76
9.3 Призначення допусків форми, розташування та шорсткості поверхонь для виконання робочих креслеників валів.....	77
9.3.1 Загальні вимоги до вибору допусків форми та розташування.....	77
9.3.2 Призначення допусків форми та розташування поверхонь.....	77
9.3.3 Призначення параметрів шорсткості.....	78
10. Питання з дисципліни.....	80
11. Тестові питання.....	89
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	113

ВСТУП

Майбутні інженери машинобудівних підприємств вирішують одну з основних проблем машинобудування – підвищення якості машин. Розв’язання цієї проблеми значною мірою залежить від рівня підготовки фахівців щодо точності виготовлення машин, взаємозамінності, стандартизації та технічного вимірювання.

Вивчення допусків, посадок різних типів з’єднань, технічних вимірювань є основою, за допомогою якої принципи взаємозамінності здійснюються на практиці. Питання взаємозамінності, стандартизації і технічних вимірювань безпосередньо пов’язані з якістю машин, їх надійністю та довговічністю.

Тому спеціалістам, які працюють у машинобудівних галузях, ремонтних підприємствах, які експлуатують сучасну техніку, потрібно знати систему допусків й посадок, вміти її кваліфіковано застосовувати та провадити контроль параметрів точності й шорсткості деталей сучасними вимірювальними засобами.

Використання методичних рекомендацій має сприяти прищепленню навичок виконання необхідних розрахунків та використання довідкових матеріалів.

Самостійна робота здобувачів вищої освіти є основним засобом засвоєння навчального матеріалу. Метою самостійної роботи є:

- відпрацювання та засвоєння навчального матеріалу, визначеного тематичним планом для самостійних занять;
- закріплення та поглиблення знань, умінь та навичок;
- виконання індивідуальних завдань з навчальних дисциплін, підготовки до майбутніх занять та контрольних заходів;

- формування у студентів культури розумової праці, самостійності та ініціативи у пошуку та набутті знань.

Самостійне вивчення програмного матеріалу передбачає різні форми роботи, а саме:

- вивчення програмного матеріалу через класичні форми – бібліотеки, навчально-методичні класи, Інтернет;

- виконання самостійної розрахунково-графічної роботи;

- практичну роботу в лабораторіях, на об'єктах навчальної та виробничої практик.

Зміст самостійної роботи студентів з дисципліни "Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання" визначається навчальною програмою дисципліни та робочою навчальною програмою вивчення дисципліни.

На самостійну роботу виноситься:

- частина теоретичного матеріалу, менш складного за змістом;

- окремі практичні роботи, що не потребують безпосереднього керівництва викладача.

Самостійна робота студентів забезпечується системою навчально-методичних засобів, передбачених для вивчення даної навчальної дисципліни:

- основна література (підручник, конспект лекцій викладача, навчальні та методичні посібники);

- додаткова література (наукова, фахова монографічна, періодична);

- методичні матеріали (методичні рекомендації щодо виконання самостійної роботи студентами).

Види завдань до самостійної роботи з дисципліни визначає викладач.

1 Розрахунок нерухомої посадки гладкого циліндричного з'єднання

Нерухомі з'єднання призначені для передавання навантажень (осьових сил та їх моментів) між з'єднаними деталями в обох напрямках. Нерухомість з'єднань створюють різницею діаметрів вала та зовнішньої деталі (втулки), а з'єднують деталі силовим запресуванням, яке виконують іноді шляхом підігрівання зовнішньої чи охолодженням внутрішньої деталі (вала, осі).

Залежно від виду деформації застосовують різні методи розрахунків. Розглянемо один з прикладів розрахунку посадки з натягом.

Приклад. Розрахувати посадку нерухомого з'єднання за такими вихідними даними:

- нормальний діаметр спряження $d = 28$ мм;
- крутний момент на валу $M = 1000$ Н·м;
- осьова сила $Q = 100$ Н;
- внутрішній діаметр вала $d_1 = 0$;
- зовнішній діаметр втулки $d_2 = 61,25$ мм;
- довжина спряження $l = 34$ мм;
- матеріал деталей – Сталь 40Х;
- коефіцієнт тертя $f = 0,1$;
- шорсткість поверхні втулки $R_{aD} = 1,6$ мкм;
- шорсткість поверхні вала $R_{ad} = 3,2$ мкм;
- коефіцієнт Пуассона для втулки $\mu_D = 0,3$;
- коефіцієнт Пуассона для вала $\mu_d = 0,3$;
- модуль пружності втулки $E_D = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м²;
- модуль пружності вала $E_d = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м²;
- коефіцієнт, який враховує вплив температурних деформацій

$$K_2 = 1 \text{ мкм};$$

коефіцієнт, який враховує додаткову деформацію під дією відцентрових сил $K_3 = 1$ мкм.

Розрахунок: Згідно приведених вихідних даних визначаємо допоміжні величини і коефіцієнти:

$$\xi_1 = (d_1/d)^2 = (0/28)^2 = 0;$$

$$\xi_2 = (d/d_2)^2 = (28/61,25)^2 = 0,2;$$

$$C_1 = \frac{1 + \xi_1}{1 - \xi_1} = \frac{1 + 0}{1 - 0} = 1;$$

$$C_2 = \frac{1 + \xi_2}{1 - \xi_2} = \frac{1 + 0,2}{1 - 0,2} = 1,5;$$

$$C_D = C_1 + \mu_d = 1 + 0,3 = 1,3;$$

$$C_d = C_2 - \mu_d = 1,5 - 0,3 = 1,2;$$

$$a = \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} = \frac{1,3}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{1,2}{2 \cdot 10^{11}} = 1,25 \cdot 10^{-11}.$$

Визначаємо найменший тиск в зоні спряження

$$P_{\min} = \frac{\sqrt{Q^2 + \left(\frac{2 \cdot M}{d \cdot 10^{-3}}\right)^2}}{\pi \cdot d \cdot 10^{-3} \cdot l \cdot f \cdot 10^{-3}} = \frac{\sqrt{100^2 + \left(\frac{2 \cdot 1000}{28 \cdot 10^{-3}}\right)^2}}{3,14 \cdot 28 \cdot 10^{-3} \cdot 34 \cdot 0,1 \cdot 10^{-3}} = 239 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

Визначаємо коефіцієнт, який враховує змінання і руйнування мікронерівностей втулки і вала

$$K_l = 5(R_{aD} + R_{ad}) = 5(1,6 + 3,2) = 24 \text{ мкм.}$$

Розраховуємо мінімальне значення натягу

$$N_{\min} = P_{\min} \cdot d \cdot a = 239 \cdot 10^6 \cdot 28 \cdot 10^{-3} \cdot 1,25 \cdot 10^{-11} = 8365 \cdot 10^{-8} \text{ м} = 84 \text{ мкм.}$$

Визначаємо мінімально допустимий розрахунковий натяг

$$[N_P] = N_{\min} + K_1 + K_2 + K_3 = 84 + 24 + 1 + 1 = 110 \text{ мкм.}$$

Визначаємо нижній граничний відхил отвору по квалітетам згідно

ДСТУ ISO 286-2: 2002 :

Таблиця 1.1 – Граничні відхили в системі отвору(по СТ РЕВ 144-75)

Номінальні розміри, мм	Поля допусків основних отворів						
	<i>H6</i>	<i>H7</i>	<i>H8</i>	<i>H9</i>	<i>H10</i>	<i>H11</i>	<i>H12</i>
	Граничні відхили $\frac{ES}{EI}$, мкм						
До 1	+6 0	+10 0	+14 0	+25 0	+40 0	+60 0	-
Від 1 до 3	+6 0	+10 0	+14 0	+25 0	+40 0	+60 0	+100 0
Понад 3 до 6	+8 0	+12 0	+18 0	+30 0	+48 0	+75 0	+120 0
Понад 6 до 10	+9 0	+15 0	+22 0	+36 0	+58 0	+90 0	+150 0
Понад 10 до 18	+11 0	+18 0	+27 0	+43 0	+70 0	+110 0	+180 0
Понад 18 до 30	+13 0	+21 0	+33 0	+52 0	+84 0	+130 0	+210 0
Понад 30 до 50	+16 0	+25 0	+39 0	+62 0	+100 0	+160 0	+250 0
Понад 50 до 80	+19 0	+30 0	+46 0	+74 0	+120 0	+190 0	+300 0
Понад 80 до 120	+22 0	+35 0	+54 0	+87 0	+140 0	+220 0	+350 0
Понад 120 до 180	+25 0	+40 0	+63 0	+100 0	+160 0	+250 0	+400 0
Понад 180 до 250	+29 0	+46 0	+72 0	+115 0	+185 0	+290 0	+460 0
Понад 250 до 315	+32 0	+52 0	+81 0	+130 0	+210 0	+320 0	+520 0
Понад 315 до 400	+36 0	+57 0	+89 0	+140 0	+230 0	+360 0	+570 0
Понад 400 до 500	+40 0	+63 0	+97 0	+155 0	+250 0	+400 0	+630 0

6-й квалітет – $[ei] = N_p + ES = 110 + 13 = 123$ мкм;

7-й квалітет – $[ei] = N_p + ES = 110 + 21 = 131$ мкм;

8-й квалітет – $[ei] = N_p + ES = 110 + 33 = 143$ мкм;

9-й квалітет – $[ei] = N_p + ES = 110 + 52 = 162$ мкм;

Визначаємо максимальні значення граничних нижніх відхилів валів для посадок з натягом по СТ РЕВ 144-75:

Таблиця 1.2 – Граничні відхили валів для посадок з натягом

Номінальні розміри, мм	Квалітети							
	6		7			8		
	Поля допусків							
	<i>p6</i>	<i>r6</i>	<i>s6</i>	<i>s7</i>	<i>u7</i>	<i>u8</i>	<i>x8</i>	<i>z8</i>
	Граничні відхили $\frac{es}{ei}$, мкм							
До 1	+12	+16	+20	+24	-	-	+34	+40
	+6	+10	+14	+14			+20	+26
Від 1 до 3	+12	+16	+20	+24	+28	+32	+34	+40
	+6	+10	+14	+11	+18	+18	+20	+26
Понад 3 до 6	+20	+23	+27	+31	+35	+41	+46	+53
	+12	+15	+19	+19	+23	+23	+28	+35
Понад 6 до 10	+24	+28	+32	+38	+43	+50	+56	+64
	+15	+19	+23	+23	+28	+28	+34	+42
Понад 10 до 14	+29	+34	+39	+46	+51	+60	+67	+77
	+18	+23	+28	+28	+33	+33	+40	+50
Понад 14 до 18	+29	+34	+39	+46	+51	+60	+72	+87
	+18	+23	+28	+28	+33	+33	+45	+60
Понад 18 до 24	+35	+41	+48	+56	+62	+74	+87	+106
	+22	+28	+35	+35	+41	+41	+54	+73
Понад 24 до 30	+35	+41	+48	+56	+69	+81	+97	+121
	+22	+28	+35	+35	+48	+48	+64	+88
Понад 30 до 40	+42	+50	+59	+68	+85	+99	+119	+151
	+26	+34	+43	+43	+60	+60	+80	+112
Понад 40 до 50	+42	+50	+59	+68	+95	+109	+136	+175
	+26	+34	+43	+43	+70	+70	+97	+136
Понад 50 до 65	+51	+60	+72	+83	+117	+133	+168	+218
	+32	+41	+53	+53	+87	+87	+122	+172
Понад 65 до 80	+51	+60	+78	+89	+132	+148	+192	+256
	+32	+43	+59	+59	+102	+102	+146	+210
Понад 80 до 100	+59	+73	+93	+106	+159	+178	+232	+312
	+37	+51	+71	+71	+124	+124	+178	+258
Понад 100 до 120	+59	+76	+101	+114	+179	+198	+264	+364
	+37	+54	+79	+79	+144	+144	+210	+310
Понад 120 до 140	+68	+88	+117	+132	+210	+233	+311	+428
	+43	+63	+92	+92	+170	+170	+248	+365
Понад 140 до 160	+68	+90	+125	+140	+230	+253	+343	+478
	+43	+65	+100	+100	+190	+190	+280	+415

Продовження таблиці 1.2

Номінальні розміри, мм	Квалітети							
	6		7			8		
	Поля допусків							
	<i>p6</i>	<i>r6</i>	<i>s6</i>	<i>s7</i>	<i>u7</i>	<i>u8</i>	<i>x8</i>	<i>z8</i>
	Граничні відхили $\frac{es}{ei}$, мкм							
Понад 160 до 180	+68	+93	+133	+148	+250	+273	+373	+528
	+43	+68	+108	+108	+210	+210	+310	+465
Понад 180 до 200	+79	+106	+151	+168	+282	+308	+422	+592
	+50	+77	+122	+122	+236	+236	+350	+520
Понад 200 до 225	+70	+109	+159	+176	+304	+330	+457	+647
	+50	+80	+130	+130	+258	+258	+385	+575
Понад 225 до 250	+79	+113	+169	+186	+330	+356	+497	+712
	+50	+84	+140	+140	+284	+284	+425	+640
Понад 250 до 280	+88	+126	+190	+210	+367	+396	+556	+791
	+56	+94	+158	+158	+315	+315	+475	+710
Понад 280 до 315	+88	+130	+202	+222	+402	+431	+606	+871
	+56	+98	+170	+170	+350	+350	+525	+790
Понад 315 до 355	+98	+144	+226	+247	+447	+479	+679	+989
	+62	+108	+190	+190	+390	+390	+590	+900
Понад 355 до 400	+98	+150	+244	+265	+492	+524	+749	+1089
	+62	+114	+208	+208	+435	+435	+660	+1000
Понад 400 до 450	+108	+166	+272	+295	+553	+587	+837	+1197
	+68	+126	+232	+232	+490	+490	+740	+1100
Понад 450 до 500	+108	+172	+292	+315	+603	+637	+917	+1347
	+68	+132	+252	+252	+540	+540	+820	+1250

Посадки *p6*, *r6*, *s6* мають переважні поля допусків при розмірах від 1 до 500 мм.

6-й квалітет – $ei_{max} = 41$ мкм;

7-й квалітет – $ei_{max} = 48$ мкм;

8-й квалітет – $ei_{max} = 88$ мкм;

9-й квалітет – ei_{max} (значення відсутні).

Отже, найближче до розрахункового значення посадка 8 квалітету

$$\varnothing 28 \frac{H8(+0,033)}{z8(+0,088)}$$

Визначаємо максимальне значення натягу при прийнятій посадці

$$N_{max} = [es] = 121 \text{ мкм.}$$

Розраховуємо значення максимального тиску, який виникає при спряженні

$$P_{max} = \frac{(N_{max} - K_1) \cdot 10^{-6}}{d \cdot 10^{-3} \cdot a} = \frac{(121 - 24) \cdot 10^{-6}}{28 \cdot 10^{-3} \cdot 1,25 \cdot 10^{-11}} = 277 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

Визначаємо максимальне напруження в спряженні втулки σ_D і валу σ_d :

$$\sigma_D = C_1 \cdot P_{max} = 1 \cdot 277 \cdot 10^6 = 277 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

$$\sigma_d = C_2 \cdot P_{max} = 1,5 \cdot 277 \cdot 10^6 = 415,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

Порівняємо визначені параметри максимальних напружень втулки σ_D з допустимим значенням $[\sigma_T]$ для її матеріалу – сталь 40Х

$$\sigma_D < [\sigma_T];$$

$$[\sigma_T] = 785 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$$

$$277 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 < 785 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 \text{ – умова виконується.}$$

Порівняємо визначені параметри максимальних напружень вала σ_d з допустимим значенням $[\sigma_T]$ для його матеріалу – сталь 40Х

$$\sigma_d < [\sigma_T]; [\sigma_T] = 785 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$$

$$415 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 < 785 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 \text{ – умова виконується.}$$

Визначаємо зусилля напресування

$$P_H = \pi \cdot d \cdot 10^{-3} \cdot l \cdot 10^{-3} \cdot f \cdot P_{max} = 3,14 \cdot 28 \cdot 10^{-3} \cdot 34 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 \cdot 277 \cdot 10^6 = 82,8 \text{ кН/м}^2.$$

Перевіримо умови додержання мінімально-допустимого натягу

$$N_{min} = |e_i| - |ES| \geq [N_p]$$

$$N_{min} = 88 - 33 = 55 > 84 \text{ мкм – умова не виконується.}$$

Якщо умова не виконується потрібно зменшити шорсткість поверхні вала.

Таблиця 1.3 – Граничні натяги в посадках з натягом в системі отвору
(по СТ РЕВ 144-75)

Номинальні розміри, мм	$\frac{H5}{n4}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{s7}$
	Граничні натяги $\frac{N_{max}}{N_{min}}$, мкм							
Від 1 до 3	7 0	10 0	14 4	18 8	12 4	19 10	20 4	24 4
Понад 3 до 6	12 3	17 4	20 7	24 11	20 0	23 3	27 7	31 7
Понад 6 до 10	14 4	21 6	25 10	29 14	24 0	28 4	32 8	38 8
Понад 10 до 18	17 4	26 7	31 12	36 17	29 0	34 5	39 10	46 10
Понад 18 до 30	21 6	31 9	37 15	44 22	35 1	41 7	48 14	56 14
Понад 30 до 50	24 6	37 10	45 18	54 27	42 1	50 9	59 18	68 18
Понад 50 до 65	28 7	45 13	54 22	66 34	51 2	60 11	72 23	83 23
Понад 65 до 80	28 7	45 13	56 24	72 40	51 2	62 13	78 29	89 29
Понад 80 до 100	33 8	52 15	66 29	86 49	59 2	73 16	93 36	106 36
Понад 100 до 120	33 8	52 15	69 32	94 57	59 2	76 19	101 44	114 44
Понад 120 до 140	39 9	61 18	81 38	110 67	68 3	88 23	117 52	132 52
Понад 140 до 160	39 9	61 18	83 40	118 75	68 3	90 25	125 60	140 60
Понад 160 до 180	39 9	61 18	86 43	126 83	68 3	93 28	133 68	148 68
Понад 180 до 200	45 11	70 21	97 48	142 93	79 4	106 31	151 76	168 76
Понад 200 до 225	45 11	70 21	100 51	150 101	79 4	109 34	159 84	176 84
Понад 225 до 250	45 11	70 21	104 55	160 111	79 4	113 38	169 94	186 94
Понад 250 до 280	59 11	79 24	117 62	181 126	88 4	126 42	190 106	210 106
Понад 280 до 315	50 11	79 24	121 66	193 138	88 4	130 45	202 118	222 118

Продовження таблиці 1.3

Номинальні розміри, мм		$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{s7}$
	Граничні натяги $\frac{N_{max}}{N_{min}}$, мкм							
Понад 315 до 355	55 12	87 26	133 72	215 154	98 5	144 51	226 133	247 133
Понад 355 до 400	55 12	87 26	139 78	233 172	98 5	150 57	244 151	265 151
Понад 400 до 450	60 13	95 28	153 86	259 192	108 5	166 63	272 169	295 169
Понад 450 до 500	60 13	95 28	159 92	279 212	108 5	172 89	292 189	315 189

Продовження таблиці 1. 3

Номинальні розміри, мм	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u7}$	$\frac{H8}{s7}$	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$
	Граничні натяги $\frac{N_{max}}{N_{min}}$, мкм					
Від 1 до 3	-	28 8	24 0	32 4	34 6	40 12
Понад 3 до 6	-	35 11	31 1	41 5	46 10	53 17
Понад 6 до 10	-	43 12	38 1	50 6	56 12	64 20
Понад 10 до 14	-	51 15	46 1	60 6	67 13	77 23
Понад 14 до 18	-	51 15	46 1	60 6	72 18	87 33
Понад 18 до 24	-	65 20	56 2	74 8	87 21	106 40
Понад 24 до 30	54 20	69 27	56 2	81 15	97 31	121 55
Понад 30 до 40	64 23	85 35	68 4	99 21	119 41	151 73
Понад 40 до 50	70 29	95 45	68 4	109 31	136 58	175 97
Понад 50 до 65	85 36	117 87	83 7	133 41	168 76	218 126
Понад 65 до 80	94 45	132 72	89 13	148 56	192 100	256 164

Продовження таблиці 1.3

Номинальні розміри, мм	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u7}$	$\frac{H8}{s7}$	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$
	Граничні натяги $\frac{N_{max}}{N_{min}}$, мкм					
Понад 80 до 100	113 66	159 89	106 17	178 70	232 124	312 204
Понад 100 до 120	126 69	179 109	114 25	198 60	264 156	364 256
Понад 120 до 140	147 62	210 030	132 29	233 107	311 185	428 302
Понад 140 до 160	150 94	230 150	140 37	253 127	343 217	478 352
Понад 160 до 180	171 106	250 170	148 45	273 147	373 247	528 402
Понад 180 до 200	195 120	282 190	168 50	308 164	422 278	592 448
Понад 200 до 225	209 134	304 212	176 58	330 186	457 313	647 503
Понад 225 до 250	225 150	330 238	180 68	356 212	497 353	712 568
Понад 250 до 280	250 166	367 263	210 77	396 234	556 394	791 629
Понад 280 до 315	272 188	402 298	222 89	431 269	606 444	871 709
Понад 315 до 355	304 211	447 333	247 101	479 301	679 501	989 811
Понад 355 до 400	330 237	492 378	265 119	524 346	749 571	1089 911
Понад 400 до 450	370 267	553 427	295 135	587 303	837 643	1197 1003
Понад 450 до 500	400 297	603 477	315 155	637 443	917 723	1347 1158

У випадках , коли розрахунок посадок виконується в системі валу , то використовується інформація, яка представлена в таблицях 1.4 .

Таблиця 1.4 – Граничні відхили в системі валу(по СТ РЕВ 144-75)

Номінальні розміри, мм	Поля допусків основних валів						
	<i>h6</i>	<i>h7</i>	<i>h8</i>	<i>h9</i>	<i>h10</i>	<i>h11</i>	<i>h12</i>
	Граничні відхили $\frac{es}{ei}$, мкм						
До 1	0	0	0	0	0	0	-
	-6	-10	-14	-25	-40	-60	
Від 1 до 3	0	0	0	0	0	0	0
	-6	-10	-14	-25	-40	-60	-100
Понад 3 до 6	0	0	0	0	0	0	0
	-8	-12	-18	-30	-48	-75	-120
Понад 6 до 10	0	0	0	0	0	0	0
	-9	-15	-22	-36	-58	-90	-150
Понад 10 до 18	0	0	0	0	0	0	0
	-11	-18	-27	-43	-70	-110	-180
Понад 18 до 30	0	0	0	0	0	0	0
	-13	-21	-33	-52	-84	-130	-210
Понад 30 до 50	0	0	0	0	0	0	0
	-16	-25	-39	-62	-100	-160	-250
Понад 50 до 80	0	0	0	0	0	0	0
	-19	-30	-46	-74	-120	-190	-300
Понад 80 до 120	0	0	0	0	0	0	0
	-22	-35	-54	-87	-140	-220	-350
Понад 120 до 180	0	0	0	0	0	0	0
	-25	-40	-63	-100	-160	-250	-400
Понад 180 до 250	0	0	0	0	0	0	0
	-29	-46	-72	-115	-185	-290	-460
Понад 250 до 315	0	0	0	0	0	0	0
	-32	-52	-81	-130	-210	-320	-520
Понад 315 до 400	0	0	0	0	0	0	0
	-36	-57	-89	-140	-230	-360	-570
Понад 400 до 500	0	0	0	0	0	0	0
	-40	-63	-97	-155	-250	-400	-630
<i>h6, h7, h8, h9, h11</i> – Переважні поля допусків при розмірах від 1 до 500мм.							

2 Розрахунок посадки для підшипника рідинного тертя

В рухомих з'єднаннях зазор необхідний для забезпечення вільності переміщення, розміщення шару мастильної рідини, компенсування відхилень форми і розміщення поверхонь, похибок складання та інше.

Для найбільш відповідальних з'єднань, котрі працюють в умовах рідинного тертя зазори підраховуються на базі гідродинамічної теорії мащення.

Приклад. Розглянемо спрощений метод розрахунку зазорів і вибору посадок для підшипників рідинного тертя з гідродинамічних режимів роботи.

Вихідними даними для розрахунку посадки із зазором є:

- діаметр підшипника $d = 2$ см;
- довжина підшипника $l = 6$ см;
- частота обертання $n = 2000$ об/хв.;
- навантаження на підшипник $R = 2000$ Н;
- шорсткість поверхні втулки $R_{aD} = 1,6$ мкм;
- шорсткість поверхні вала $R_{ad} = 3,2$ мкм;
- динамічна в'язкість $\mu = 20$ Н·с/м² ;
- коефіцієнт запасу $K = 2$;
- компенсування на відхилення режиму роботи температури вузла, впливу механічних включень $h_g = 0,2$ мкм;
- змащувальна рідина – олива марки И-20.

Розв'язування: Відповідно до приведених вихідних даних визначаємо і розраховуємо параметри для посадки рідинного тертя:

Найменша товщина шару рідини, при якому можливо появлення рідинного тертя

$$h_{p.m.} = K(R_{ad} + R_{aD} + h_g) = 2(3,2 + 1,6 + 0,2) = 10 \text{ мкм.}$$

Визначаємо найменший граничний зазор в посадці

$$[S_{\min}] = 4 h_{p.m.} = 4 \cdot 10 = 10 \text{ мкм.}$$

Розраховуємо найбільший граничний зазор в посадці

$$[S_{\max}] = \frac{0,5564 \cdot 10^{-9} \cdot \mu \cdot n \cdot l \cdot d^3}{R \cdot [S_{\min}]} = \frac{0,5564 \cdot 10^{-9} \cdot 20 \cdot 2000 \cdot 6,0 \cdot (2)^3}{2000 \cdot 0,040 \cdot 10^{-3}} = 134 \text{ мкм.}$$

Встановлюємо умови вибору посадок

$$S_{\min \text{вибр.}} > [S_{\min}] = 40 \text{ мкм};$$

$$S_{\max \text{вибр.}} < [S_{\max}] = 134 \text{ мкм.}$$

Визначаємо верхнє граничне відхилення отвору по квалітетах 6,7,8,9,10 по табл. 1.1.

$$|ES| = 13, (6 \text{ квалітет});$$

$$|ES| = 21, (7 \text{ квалітет});$$

$$|ES| = 33, (8 \text{ квалітет});$$

$$|ES| = 52, (9 \text{ квалітет});$$

$$|ES| = 84, (10 \text{ квалітет}).$$

Визначаємо нижнє граничне відхилення вала по квалітетах 6,7,8,9,10 по табл. 1.2 за формулою $|ei| = [S_{\max}] - ES$:

$$|ei| = 134 - 13 = 121 (33) f6;$$

$$|ei| = 134 - 21 = 113 (61) f7;$$

$$|ei| = 134 - 33 = 101 (89) e8.$$

Приймаємо посадку з урахуванням найближчого значення до розрахункового мінімального зазору – посадка 8 квалітету $\text{Ø}20 \frac{H8^{(+0,033)}}{e8^{(-0,040/-0,073)}}$.

Проводимо перевірку прийнятої посадки за умовами:

$$S_{\min}^{\text{вибране}} = es > [S_{\min}] = 40 \text{ мкм} > [S_{\min}] = 12 \text{ мкм} - \text{умова дотримана};$$

$S_{\max}^{\text{вибране}} = ES + ei < [S_{\max}] = 33 + 73 = 106 \text{ мкм} < [S_{\max}] = 134 \text{ мкм} - \text{умова дотримана.}$

Таблиця 2.1 – Граничні зазори в посадках з зазором (по СТ РЕВ 144-75)

Номинальні розміри, мм	Посадки в системі отвору					
	$\frac{H5}{g4}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{H6}{f6}$	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H7}{d8}$
	Граничні зазори $\frac{S_{max}}{S_{min}}$, мкм					
Від 1 до 3	9	7	18	12	10	44
	2	0	6	2	0	20
Понад 3 до 6	13	9	26	17	13	60
	4	0	10	4	0	30
Понад 6 до 10	15	10	31	20	15	77
	5	0	13	5	0	40
Понад 10 до 18	19	13	38	25	19	95
	0	0	16	6	0	50
Понад 18 до 30	22	15	46	29	22	119
	7	0	20	7	0	65
Понад 30 до 50	27	18	57	36	27	144
	9	0	25	9	0	80
Понад 50 до 80	31	21	68	42	32	176
	10	0	30	10	0	100
Понад 80 до 120	37	25	80	49	37	209
	12	0	36	12	0	120
Понад 120 до 180	44	30	93	57	43	248
	14	0	43	14	0	145
Понад 180 до 250	49	34	108	64	49	288
	15	0	50	15	0	170
Понад 250 до 315	56	39	120	72	55	323
	17	0	56	17	0	190
Понад 315 до 400	61	43	134	79	61	356
	18	0	62	18	0	210
Понад 400 до 500	67	47	148	87	67	390
	20	0	68	20	0	230

В таблиці 2.1 приведені значення граничних зазорів в системі отвору, які розраховані методом максимуму – мінімуму. В таблиці для кожного інтервалу розмірів найбільші зазори розміщені над найменшими.

Продовження таблиці 2.1

Номинальні розміри, мм	Посадки в системі отвору					
	$\frac{H7}{e7}$	$\frac{H7}{e8}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H8}{d8}$
	Граничні зазори $\frac{S_{max}}{S_{min}}$, мкм					
Від 1 до 3	34 14	38 14	26 6	18 2	16 0	48 20
Понад 3 до 6	44 20	50 20	34 10	24 4	20 0	66 30
Понад 6 до 10	55 25	62 25	43 13	29 5	24 0	84 40
Понад 10 до 18	68 32	77 32	52 16	35 8	29 0	104 50
Понад 18 до 30	82 40	94 40	62 20	41 7	34 0	131 65
Понад 30 до 50	100 50	144 50	75 25	50 9	41 0	158 80
Понад 50 до 80	120 60	136 80	90 30	59 10	49 0	192 100
Понад 80 до 120	142 72	161 72	106 36	69 12	57 0	228 120
Понад 120 до 180	165 85	188 85	123 43	79 14	65 0	271 145
Понад 180 до 250	192 100	218 100	142 50	90 15	75 0	314 170
Понад 250 до 315	214 110	243 110	160 56	101 17	84 0	352 190
Понад 315 до 400	239 125	271 125	176 62	111 18	93 0	388 210
Понад 400 до 500	261 135	295 135	194 68	123 20	103 0	424 230

$\frac{H7}{e8}$, $\frac{H7}{f7}$, $\frac{H7}{h6}$, $\frac{H8}{d8}$ — переважні посадки

Продовження таблиці 2.1

Номинальні розміри, мм	Посадки в системі отвору							
	$\frac{H8}{d9}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{e9};$ $\frac{H9}{e8}$	$\frac{H8}{f7}$	$\frac{H8}{f8}$	$\frac{H8}{f9};$ $\frac{H9}{f8}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H8}{h8}$
	Граничні зазори $\frac{S_{max}}{S_{min}}$, мкм							
Від 1 до 3	59 20	42 14	53 14	30 6	34 6	45 6	24 0	28 0
Понад 3 до 6	78 30	56 20	68 20	40 10	46 10	56 10	30 0	36 0
Понад 6 до 10	98 40	69 25	83 25	50 13	57 13	71 13	37 0	44 0
Понад 10 до 18	120 50	86 32	102 32	61 16	70 16	86 16	45 0	54 0
Понад 18 до 30	150 65	106 40	125 40	74 20	86 20	105 20	54 0	66 0
Понад 30 до 50	181 80	128 50	151 50	89 25	103 25	126 25	64 0	78 0
Понад 50 до 80	220 100	152 60	180 60	106 30	122 30	150 30	76 0	92 0
Понад 80 до 120	261 120	180 72	213 72	125 38	144 36	177 36	89 0	108 0
Понад 120 до 180	308 145	211 85	248 85	146 43	169 43	206 43	103 0	126 0
Понад 180 до 250	357 170	244 100	287 100	168 50	194 50	237 50	118 0	144 0
Понад 250 до 315	401 190	272 110	321 110	189 56	218 56	267 56	133 0	162 0
Понад 315 до 400	439 210	303 125	354 125	208 62	240 62	291 62	146 0	178 0
Понад 400 до 500	462 230	329 135	387 135	228 68	262 68	320 68	130 0	194 0
$\frac{H8}{d9}, \frac{H8}{e8}, \frac{H8}{h7}, \frac{H8}{h8}$ — переважні посадки								

Продовження таблиці 2.1

Номінальні розміри, мм	Посадки в системі отвору							
	$\frac{H8}{d9}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{e9}$; $\frac{H9}{e8}$	$\frac{H8}{f7}$	$\frac{H8}{f8}$	$\frac{H8}{f9}$; $\frac{H9}{f8}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H8}{h8}$
	Граничні зазори $\frac{S_{max}}{S_{min}}$, мкм							
Від 1 до 3	59 20	42 14	53 14	30 6	34 6	45 6	24 0	28 0
Понад 3 до 6	78 30	56 20	68 20	40 10	46 10	56 10	30 0	36 0
Понад 6 до 10	98 40	69 25	83 25	50 13	57 13	71 13	37 0	44 0
Понад 10 до 18	120 50	86 32	102 32	61 16	70 16	86 16	45 0	54 0
Понад 18 до 30	150 65	106 40	125 40	74 20	86 20	105 20	54 0	66 0
Понад 30 до 50	181 80	128 50	151 50	89 25	103 25	126 25	64 0	78 0
Понад 50 до 80	220 100	152 60	180 60	106 30	122 30	150 30	76 0	92 0
Понад 80 до 120	261 120	180 72	213 72	125 36	144 36	177 36	89 0	108 0
Понад 120 до 180	308 145	211 85	248 85	146 43	169 43	206 43	103 0	126 0
Понад 180 до 250	357 170	244 100	287 100	168 50	194 50	237 50	118 0	144 0
Понад 250 до 315	401 190	272 110	321 110	189 56	218 56	267 56	133 0	162 0
Понад 315 до 400	439 210	303 125	354 125	208 62	240 62	291 62	146 0	178 0
Понад 400 до 500	462 230	329 135	387 135	228 68	262 68	320 68	130 0	194 0

Продовження таблиці 2.1

Номінальні розміри, мм	Посадки в системі отвору							
	$\frac{H8}{h9}$; $\frac{H9}{h8}$	$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H9}{e9}$	$\frac{H9}{f9}$	$\frac{H9}{h9}$	$\frac{H10}{d10}$	$\frac{H10}{h9}$	$\frac{H8}{h10}$
	Граничні зазори $\frac{S_{max}}{S_{min}}$, мкм							
Від 1 до 3	39 0	70 20	64 14	56 6	50 0	100 20	65 0	80 0
Понад 3 до 6	48 0	90 30	80 20	70 10	60 0	126 30	78 0	96 0
Понад 6 до 10	58 0	112 40	97 25	85 13	72 0	156 40	92 0	116 0
Понад 10 до 18	70 0	136 50	118 32	102 16	86 0	190 50	113 0	140 0
Понад 18 до 30	85 0	169 65	144 40	124 20	104 0	233 65	136 0	168 0
Понад 30 до 50	101 0	204 80	174 50	149 25	124 0	280 80	162 0	200 0
Понад 50 до 80	120 0	248 100	208 60	178 30	148 0	340 100	194 0	240 0
Понад 80 до 120	141 0	294 120	246 72	210 36	174 0	400 120	227 0	280 0
Понад 120 до 180	163 0	345 145	285 85	243 43	200 0	465 145	260 0	320 0
Понад 180 до 250	187 0	400 170	330 100	280 50	230 0	540 170	300 0	370 0
Понад 250 до 315	211 0	450 190	370 110	316 56	260 0	610 190	340 0	420 0
Понад 315 до 400	229 0	490 210	405 125	342 62	280 0	670 210	370 0	460 0
Понад 400 до 500	252 0	540 230	445 135	378 68	310 0	730 230	405 0	500 0

У випадках , коли розрахунок посадок виконується в системі валу , то використовується інформація, яка представлена в таблицях 2.2 та 2.3.

Таблиця 2.2 – Граничні відхили для посадок із зазором в системі валу

Номінальні розміри, мм	Квалітети						
	6		7				
	Поля допусків отворів						
	<i>G6</i>	<i>H6</i>	<i>CD7</i>	<i>F7</i>	<i>PG7</i>	<i>G7</i>	<i>H7</i>
	Граничні відхили $\frac{ES}{EI}$, мкм						
1	2	3	4	5	6	7	8
Від 1 до 3	+8 +2	+6 0	-	+16 +6	-	+12 +	+10 0
Понад 3 до 6	+12 +4	+8 0	-	+22 10	-	+16 +4	+12 0
Понад 6 до 10	+14 +5	+9 0	-	+28 +13	-	+20 +5	+15 0
Понад 10 до 18	+17 +6	+11 0	-	+34 +10	-	+24 +6	+18 0
Понад 18 до 30	+20 +7	+13 0	-	+41 +20	-	+28 +7	+21 0
Понад 30 до 50	+25 +9	+16 0	-	+50 +25	-	+34 9	+25 0
Понад 50 до 80	+29 +10	+19 0	-	+60 +30	-	+40 +10	+30 0
Понад 80 до 120	+34 +12	+22 0	-	+71 +36	-	+47 +12	+35 0
Понад 120 до 180	+39 +14	+25 0	-	+83 +43	-	+54 14	+40 0
Понад 180 до 250	+44 +15	+29 0	-	+96 +50	-	+61 +15	+46 0
Понад 250 до 315	+49 +17	+32 0	-	+108 +56	-	+69 +17	+52 0
Понад 315 до 400	54 +18	+36 0	-	+119 +62	-	+75 +18	+57 0

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8
Понад 400 до 500	+60 +20	+40 0	-	+131 +68	-	+83 +20	+63 0
<i>H7</i> – переважні поля допусків для розмірів від 1 до 500 мм.							

Таблиця 2.3 – Граничні відхили для посадок із зазором в системі валу

Номінальні розміри, мм	Квалітети					
	8					9
	Поля допусків					
	<i>CD8</i>	<i>D8</i>	<i>E8</i>	<i>F8</i>	<i>H8</i>	<i>D9</i>
	Граничні відхили $\frac{ES}{EI}$, мкм					
1	2	3	4	5	6	7
Від 1 до 3	-	+34 +20	+28 +14	+20 +6	+14 0	+45 +20
Понад 3 до 6	-	+48 30	+38 +20	+28 +10	+18 0	+60 +30
Понад 6 до 10	-	+62 +40	+47 +25	+35 +13	+22 0	+76 +40
Понад 10 до 18	-	+77 50	+59 +32	+43 +16	+27 0	+93 +50
Понад 18 до 30	-	+98 +65	+73 +40	+53 +20	+33 0	+117 +65
Понад 30 до 40	-	+119 +80	+89 +50	+64 +25	+39 0	+142 +80
Понад 40 до 50	-	+119 +80	+89 +50	+64 +25	+39 0	+142 +80
Понад 50 до 65	-	+146 +100	+106 +60	+76 +30	+46 0	+174 +100
Понад 65 до 80	-	+146 +100	+106 +60	+76 +30	+46 0	+174 100

Продовження таблиці 2.3

1	2	3	4	5	6	7
Понад 80 до 100	-	+174 +120	+126 +72	+90 +36	+54 0	+207 +120
Понад 100 до 120	-	+174 +120	+126 +72	+90 +36	+54 0	+207 +120
Понад 120 до 140	-	+208 +145	+178 +85	+106 +43	+63 0	+245 +145
Понад 140 до 160	-	+208 +145	+148 +85	+106 +43	+63 0	+245 +145
Понад 160 до 180	-	+208 +145	+148 +85	+106 +43	+63 0	+245 +145
Понад 180 до 200	-	+242 +170	+172 +100	+122 +50	+72 0	+285 +170
Понад 200 до 225	-	+242 +170	+172 +100	+122 +50	+72 0	+285 +170
Понад 225 до 250	-	+242 +170	+172 +100	+122 +50	+72 0	+285 +170
Понад 250 до 280	-	+271 +190	+191 +110	+137 +56	+81 0	+320 +190
Понад 280 до 315	-	+271 +190	+191 +110	+137 +56	+81 0	+320 +190
Понад 315 до 355	-	+299 +210	+214 +125	+151 +62	+89 0	+350 +210
Понад 355 до 400	-	+299 +210	+214 +125	+151 +62	+89 0	+350 +210
Понад 400 до 450	-	+327 +230	+232 +135	+165 +68	+97 0	+385 +230
Понад 450 до 500	-	+327 +230	+232 +135	+165 +68	+97 0	+385 +230

3 Розрахунок та проектування калібрів для контролю гладких циліндричних поверхонь.

Калібрами (gauges) називають засоби контролювання, які відтворюють геометричні параметри виробів та призначені для встановлення придатності деталі, яка контролюється. Залежно від способу контролювання придатності деталей, калібри поділяються на нормальні та граничні.

Нормальний калібр (normal gauge), це калібр, який відтворює заданий лінійний чи кутовий розмір. Ними користуються тоді, коли потрібно перевірити відповідність дійсного розміру виготовленої деталі її номінальному розміру. В наш час для контролювання лінійних розмірів нормальні калібри практично не застосовуються, а контролювання деталей здійснюється граничними калібрами.

Граничний калібр (limit gauge) – калібр, який відтворює прохідну та непрохідну межі геометричних параметрів елементів виробу. При контролюванні розмірів граничними калібрами дійсні розміри деталей безпосередньо не визначаються, а лише встановлюється факт знаходження їх в заданих межах (в межах зносу). Граничними калібрами контролюють граничні (максимальний й мінімальний) розміри деталей.

За конструктивними ознаками калібри поділяються на пробки (калібри для контролювання внутрішніх розмірів) та скоби (калібри для контролювання зовнішніх розмірів).

Залежно від граничного розміру деталі, що контролюється калібром, калібри поділяються на прохідні – *ПП* (калібри для контролювання найменших граничних значень внутрішніх розмірів та найбільших граничних значень зовнішніх розмірів) і непрохідні – *НЕ* (калібри для контролювання найбільших граничних значень внутрішніх розмірів та найменших граничних значень зовнішніх розмірів). За призначенням калібри поділяються на робочі, приймальні та контрольні.

Робочі калібри (working gauges), позначаються: $P-PP$ – прохідні та $P-HE$ – необхідні, призначені для контролювання оброблених деталей робітниками та заводськими контролерами на робочих місцях.

3.1 Розміри та допуски калібрів

Номинальними розмірами прохідних та непрохідних частин калібрів є відповідні граничні розміри контрольованих деталей, а саме: – номінальний розмір прохідної пробки дорівнює найменшому діаметру контрольованого отвору, тобто $PP = D_{min}$; – номінальний розмір непрохідної пробки дорівнює найбільшому діаметру контрольованого отвору, тобто $HE = D_{max}$; – номінальний розмір непрохідної скоби дорівнює найбільшому діаметру контрольованого вала, тобто $PP = d_{max}$; – номінальний розмір непрохідної скоби дорівнює найменшому діаметру контрольованого вала, тобто $HE = d_{min}$. Система допусків на гладкі калібри для контролювання отворів та валів розмірами до 500 мм встановлена за ДСТУ 2234-93.

На виготовлення калібрів передбачені такі допуски: H – на прохідні та непрохідні розміри робочих калібрів-пробок; HS – те саме, але із сферичними вимірювальними поверхнями; HI – на прохідні та непрохідні розміри калібрів-скоб; HP – на контрольні калібри, призначені для контролювання калібрів-скоб. Виконавчими називаються розміри прохідних й непрохідних сторін калібрів пробок та скоб, проставлені на їх робочих кресленнях таким чином, щоб допуски на їх виготовлення були спрямовані в «тіло» калібру. Таким чином, виконавчими розмірами прохідної та непрохідної сторін калібру пробки будуть найбільші граничні розміри цих сторін з від'ємними нижніми відхилами ($e_i < 0$); верхні відхили $es = 0,43$. Виконавчими розмірами прохідної та непрохідної сторін калібру-скоби будуть найменші граничні розміри цих сторін з додатними верхніми відхилами ($ES > 0$); нижніми відхилами $EI = 0$.

3.2 Алгоритм розрахунку виконавчих розмірів гладких калібрів

Для контролю заданого з'єднання граничними калібрами, необхідно розрахувати виконавчі розміри калібру-скоби та калібру-пробки і виконати їх робочі креслення.

1. Вибирають схему розташування полів допусків калібрів. Розташування полів допусків та відхилень відносно меж полів допусків виробів має відповідати схемам.

2. Визначають граничні розміри отвору (D_{max} , D_{min}) та вала (d_{max} , d_{min}) для заданого з'єднання, мм.

3. Для калібрів вибирають значення допусків та відхилень .

Прийняті позначення:

IT – допуски виробів;

H , (H_S) – допуски на виготовлення калібрів для отворів (HS – для калібрів зі сферичними вимірювальними поверхнями), мкм;

H_I – допуски на виготовлення калібрів для валів, мкм;

H_P – допуски на виготовлення контрольних калібрів для скоби, мкм;

Z , Z_I – відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру: для отворів – Z та вала – Z_I відносно граничного розміру виробу, мкм;

Y , Y_I – допустимий вихід розміру спрацьованого прохідного калібру: для отворів – Y та валів – Y_I за межу поля допуску виробів, мкм;

α , α_I – величини для компенсації похибки контролю калібрами: α – отворів та α_I – валів з розмірами більшими 100 мм, мкм.

Відхил (додатний для скоби та від'ємний для пробки), за яким виготовляють новий калібр, проставляють «в метал». Це забезпечує велику ймовірність виготовлення придатних калібрів.

4. Відповідно до вибраної схеми полів допусків калібрів розраховують номінальні розміри:

Калібрів-пробок для отворів

$$PP = D + Z, HE = D_{max}.$$

Калібрів-скоб для валів

$$PP = d_{max} - Z_1, HE = d_{min}.$$

5. Визначають граничні розміри:

Калібрів-пробок для отворів

$$PP_{max} = D_{min} + Z + (H / 2), PP_{min} = D_{min} + Z - (H / 2),$$

$$HE_{max} = D_{max} + (H / 2), HE_{min} = D_{max} - (H / 2).$$

Калібрів-скоб для валів

$$PP_{max} = d_{max} - Z_1 + (H_1 / 2), PP_{min} = d_{max} - Z_1 - (H_1 / 2)$$

$$HE_{max} = d_{min} + (H_1 / 2), HE_{min} = d_{min} - (H_1 / 2).$$

Для контролювання заданого з'єднання граничними калібрами необхідно розрахувати виконавчі розміри калібру-пробки та калібру-скоби для виконання робочих креслень. Вибираємо схему розташування полів допусків калібрів. Розташування полів допусків та відхилень відносно меж полів допусків виробів має відповідати схемам.

Основні параметри для розрахунку виконавчих розмірів гладеньких калібрів викладені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Основні параметри для розрахунку виконавчих розмірів гладеньких калібрів

Квалітет	Позначення параметрів	Значення параметрів для інтервалів розмірів, мм							Допуск на форму калібру
		10	18	30	50	80	120	180	
		18	30	50	80	120	180	250	
6	Z	2	2	2,5	2,5	3	4	5	
	Y	1,5	1,5	2	2	3	3	4	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	2	
	Z_1	2,5	3	3,5	4	5	6	7	
	Y_1	2	3	3	3	4	4	5	IT1
	H, H_S	2	2,5	2,5	3	4	5	7	IT2
	H_1	4	4	4	5	6	8	10	IT1
	H_P	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4	
7	Z, Z_1	2,5	3	3,5	4	5	6	7	
	Y, Y_1	2	3	3	3	4	4	6	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	3	IT2
	H, H_1	3	4	4	5	6	8	10	IT1
	H_S	2	2,5	2,5	3	4	5	7	IT1
		H_P	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5
8	Z, Z_1	4	4	6	7	8	9	12	
	Y, Y_1	4	4	5	5	6	6	7	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	4	IT2
	H	3	4	4	5	6	8	10	IT3
	H_1	5	6	7	8	10	12	14	IT1
		H_S, H_P	2	2,5	2,5	3	4	5	7
9	Z, Z_1	8	9	11	13	15	18	21	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	4	IT2
	H	3	4	4	5	6	8	10	IT3
	H_1	5	6	7	8	10	12	14	IT1
		H_S, H_P	2	2,5	3	4	5	7	8

Приклад. Розрахувати виконавчі розміри калібрів для з'єднання

$$\text{Ø } 28 \frac{H8(+0,033)}{z8(+0,088)}.$$

Розв'язування: Вибираємо схему полів допусків калібрів і розраховуємо наступні параметри:

1. Найбільший граничний розмір отвору

$$D_{max} = D + ES = 28 + 0,033 = 28,033 \text{ мм};$$

2. Найменший граничний розмір отвору

$$D_{min} = D + EI = 28 + 0 = 28 \text{ мм};$$

3. Найбільший граничний розмір нової прохідної пробки

$$PP_{max} = D_{min} + Z + H/2 = 28 + 0,005 + 0,004/2 = 28,007 \text{ мм};$$

4. Виконавчий розмір нової прохідної пробки

$$PP_{вук} = PP_{max} - H = 28,007 - 0,004 \text{ мм};$$

5. Найменший розмір спрацьованої прохідної калібр-пробки

$$PP_{спрац} = D_{min} - Y = 28,0 - 0,004 = 27,996 \text{ мм};$$

6. Найбільший розмір непрохідної нової пробки

$$HE_{max} = D_{max} + H/2 = 28,033 + (0,004/2) = 28,035 \text{ мм};$$

7. Виконавчий розмір непрохідної пробки

$$HE_{вук} = HE_{max} - H = 28,035 - 0,004 \text{ мм};$$

8. Найбільший граничний розмір валу

$$d_{max} = d + es = 28 + 0,121 = 28,121 \text{ мм};$$

9. Найменший граничний розмір валу

$$d_{min} = d + ei = 28 + 0,088 = 28,088 \text{ мм};$$

10. Найменший граничний розмір нової прохідної калібр-скоби

$$PP_{min} = d_{max} - Z_1 + H_1/2 = 28,121 - 0,005 + 0,006/2 = 28,119 \text{ мм};$$

11. Виконавчий розмір спрацьованої прохідної калібр-скоби

$$PP_{вик.} = PP_{max} + H_1 = 28,119 + 0,006 \text{ мм};$$

12. Найбільший розмір непрохідної калібр-скоби

$$PP_{спрац.} = d_{max} + Y_1 = 28,121 + 0,004 = 28,125 \text{ мм};$$

13. Найменший розмір непрохідної калібр-скоби

$$HE_{min} = d_{min} - H_1/2 = 28,088 - 0,006/2 = 28,085 \text{ мм};$$

14. Виконавчий розмір непрохідної калібр-скоби

$$HE_{вик.} = HE_{min} + H_1 = 28,085 + 0,006 \text{ мм};$$

15. Допуск на спрацьовування калібр-пробок

$$\delta_{спрац.} = Z - H/2 + Y = 5 - 4/2 + 4 = 7 \text{ мкм};$$

16. Допуск на спрацьовування калібр-скоб

$$\delta_{спрац.} = Z_1 - H_1/2 + Y_1 = 5 - 6/2 + 4 = 6 \text{ мкм}.$$

4 Розрахунок посадок підшипників кочення

4.1 Загальна характеристика підшипників кочення

З'єднання підшипників кочення з валами і корпусами виконується згідно зі стандартом. Діаметр зовнішнього кільця підшипника і діаметр внутрішнього кільця прийняті відповідно за діаметри основного валу і основного отвору. З урахуванням чого посадки зовнішнього кільця з корпусом виконується в системі валу, а посадка внутрішнього кільця з валом – в системі отвору.

Підшипники кочення класифікуються за такими ознаками: за формою тіл кочення – кулькові, роликові (циліндричними, конічними, голчастими та інші); за напрямком зусилля – радіальні, радіально-упорні, упорні; за кількістю рядів обертання – однорядні, дворядні та багаторядні.

Розміри підшипників кочення стандартизовані – ДСТУ ГОСТ 8338:2008. Параметри підшипників кочення і параметри їх елементів регламентує ДСТУ ГОСТ 520:2014. Габаритні розміри радіальних однорядних підшипників кочення та їх вантажопідйомність визначають за стандартом.

Залежно від кількісного значення показників точності для підшипників кочення встановлено класи точності (ДСТУ 3012-95). Основних класів точності п'ять – 0, 6, 5, 4, 2. Посадки кілець підшипників на вал і в корпус призначають залежно від типорозміру підшипника, умов його роботи, величини, напрямку та характеру навантаження, що діє на підшипник, а також виду навантаження кілець підшипника.

При виборі посадок підшипників кочення розрізняють три основних різновиди навантаження кілець: місцеве, циркуляційне та коливальне.

Місьцеве навантаження характеризується постійним за величиною та напрямком радіальним навантаженням, що передається нерухомому кільцю. Отже, під навантаженням знаходиться обмежена ділянка поверхні кільця. Місьцеве навантаження мають кільця підшипників, які в процесі роботи не обертаються, наприклад, зовнішні кільця підшипників, які є опорами валів коробок передач тракторів та автомобілів, редукторів, внутрішні кільця підшипників коліс тракторів й автомобілів.

При циркуляційному навантаженні постійне за величиною та напрямком навантаження передається кільцю, що обертається або обертове навантаження сприймається нерухомим кільцем. В цьому випадку послідовно буде навантажена вся поверхня кільця.

Коливальне навантаження відбувається, коли на кільце діє постійне по величині й напрямку навантаження в поєднанні з обертовим навантаженням. Отже, виникає обертове знакозмінне навантаження, що сприймається певною ділянкою поверхні кільця. В окремих випадках при певному співвідношенні обертового навантаження та постійного можуть виникнути умови, що відповідають місцевому або циркуляційному навантаженню. Прикладом коливального навантаження є навантаження кілець підшипників колінчастих валів пускових двигунів тракторів.

4.2 Допуски і посадки підшипників кочення

Система допусків та посадок, прийнята для підшипників кочення, забезпечує взаємозамінність підшипників кочення за їх монтажними (приєднувальними) розмірами D та d , а також передбачає необхідну різноманітність посадок. Для забезпечення необхідних посадок підшипників кочення для валів та корпусів передбачено такі поля допусків: $f, g, h, js, k, m, n, p, z, E, G, Js, K, M, N, P$. Допуски й відхилення розмірів та форми поверхонь валів та корпусу регламентовані ДСТУ 9078:2021. Граничні відхилення зовнішнього та внутрішнього кілець підшипників регламентовані ДСТУ 520-2014.

Вихідними даними для розрахунку та вибору посадки в підшипниках кочення є такі параметри:

- клас точності підшипника;
- радіальне навантаження R , кН ;
- характер навантаження.

Основні та допоміжні параметри для розрахунку посадок підшипників кочення наведені у відповідних таблицях, які регламентовані методиками та стандартами СТ РЕВ (табл.4.1 – 4.7).

Таблиця 4.1 – Поля допусків валів та отворів для підшипників кочення згідно з СТ РЕВ 773 – 77

Клас точності	Посадочна поверхня	Система посадок	Поля допусків	Квалітети
2	вал	система отвору	<i>h3, js3</i>	3
2, 4, 5			<i>g4, h4, js4, k4, m4, n4</i>	4
4, 5			<i>f5, g5, js5 (j5), k5, m5, n5</i>	5
6			<i>f6, g6, h6, js6 (j6), k6, m6, n6, p6, r6</i>	6
			<i>h7*, r7</i>	7
			<i>h8*, h9*, h10*, h11*</i>	8-11
2			отвір	система валу
2, 4, 5	<i>H5, Js5, K5, M5</i>	5		
4, 5	<i>G6, H6, Js6 (J6), K6, M6, N6, P6</i>	6		
6	<i>G7, H7, Js7 (J7), K7, M7, N7, P7</i>	7		
	<i>E8, H8</i>	8		
	<i>H9</i>	9		

Примітки:

1. В дужках вказані поля допусків обмеженого використання.
2. * – як правило для підшипників на закріпних та на стяжних втулках.

Таблиця 4.2 – Значення коефіцієнта F , що враховує ступінь послаблення посадочного натягу при порожнистому валу або тонкостінному корпусі

$d/d_{отв}$ або $D/D_{корп}$		Для вала			Для корпусу
від	до	$D/d \leq 5$	$1,5 \leq D/d \leq 2,0$	$1,5 \leq D/d \leq 2,0$	Для всіх підшипників
-	0,4	1	1	1	1
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1,6
0,7	0,8	1,5	1,7	2	1,4
0,8	-	2	2,3	3	1,8

Примітка.

d та D – відповідно діаметри отвору та зовнішньої поверхні підшипника;

$d_{отв}$ – діаметр отвору порожнистого вала;

$D_{корп}$ – діаметр зовнішньої поверхні тонкостінного корпусу.

Таблиця 4.3 – Значення коефіцієнта F_A нерівномірності розподілу радіального навантаження R між рядками роликів в дворядних конічних

роликотідшипниках або між здвоєними підшипниками за наявності осьового навантаження A на опорі

$A/R \operatorname{ctg} \beta$		F_A
від	до	
–	0,2	1
0,2	0,4	1,2
0,4	0,6	1,4
0,6	1	1,6

Примітка.

β – кут контакту тіл кочення з доріжкою кочення зовнішнього кільця, залежить від конструкції підшипника.

Таблиця 4.4 – Допустимі інтенсивності навантажень P_R на посадочних поверхнях валів та корпусів

Діаметр отвору внутрішнього кільця підшипника, мм	Допустимі значення P_R , кН/м			
	Поля допусків для валів			
	$js6$	$k6$	$m6$	$n6$
18–80	до 300	300...1400	1400...1600	1600...3000
80–180	до 600	600...2000	2000...2500	2500...4000
180–360	до 700	700...3000	3000...3500	3500...6000
360–630	до 900	900...3500	3500...5400	5400...8000
Діаметр зовнішнього кільця, мм	Поля допусків для отворів			
	$K7$	$M7$	$H7$	$P7$
	50–180	до 800	800...1000	1000...1300
180–360	до 1000	1000...1500	1500...2000	2000...3300
360–630	до 1200	1200...2000	2000...2600	2600...4000
630–1600	до 1600	1600...2500	2500...3500	3500...5500

Таблиця 4.5 – Нормальні габаритні розміри шарикотідшипників

Умовне позначення підшипників	Габаритні розміри, мм			Радіус заокруглення фаски, мм
	Внутрішній діаметр	Зовнішній діаметр	Ширина (для конічних роликотпідшипників)	
1	2	3	4	5
Легка серія				
201	12	32	10(11)	1
202	15	35	11(12)	1
203	17	40	12(13,5)	1,5
204	20	47	14	1,5
205	25	52	15(16,5)	1,5
206	30	62	16(17,5)	1,5
207	35	72	17(18,5)	2
208	40	80	18(20)	2
209	45	85	19(21)	2
210	50	90	20(22)	2
211	55	100	21(23)	2,5
212	60	110	22(24)	2,5
213	65	120	23(25)	2,5
214	70	125	24(26,5)	2,5
215	75	130	25(27,5)	2,5
216	80	140	26(28,5)	3
217	85	150	28(31)	3
218	90	160	30(33)	3
219	95	170	32(35)	3,5
220	100	180	34(37,5)	3,5
Середня серія				
301	12	37	12	1,5
302	15	42	13(14,5)	2
303	17	47	14(15,5)	2
304	20	52	15(16,5)	2
305	25	62	17(18,5)	2,5
306	30	72	19(21)	2,5
307	35	80	21(23)	2,5
308	40	90	23(25,5)	3
309	45	100	25(27,5)	3
310	50	110	27(29,5)	3,5
311	55	120	29(32)	3,5
312	60	130	31(34)	3,5
313	65	140	33(36,5)	3,5
314	70	150	35(38,5)	4
315	75	160	37(40,5)	4

Продовження таблиці 4.5

1	2	3	4	5
316	80	170	39(43)	4
317	85	180	41(45)	5
318	90	190	43(47)	5
319	95	200	45(50)	5
320	100	215	47(52)	5

Таблиця 4.6 – Точність розмірів поверхонь. Підшипники шарикові, роликові радіальні та шарикові радіально-упорні. Кільця зовнішні (за СТ РЕВ 774 – 77)

Номинальний зовнішній діаметр D , мм	Допустимі відхилення зовнішнього діаметра кільця, мкм										
	D_m			D				D_m та D			
	Класи точності										
	0, 6	0	6	0		6		5,4,2	5	4	6
	верхній	нижній		верхній	нижній	верхній	нижній	верхній	нижній		
2,5 – 6	0	-8	-7	+1	-9	+1	-8	0	-5	-4	-2,5
6 – 18	0	-8	-7	+2	-10	+1	-8	0	-5	-4	-25
18 – 30	0	-9	-8	+2	-11	+1	-9	0	-6	-5	-4
30 – 50	0	-11	-9	+3	-14	+2	-11	0	-7	-6	-4
50 – 80	0	-13	-11	+4	-17	+2	-13	0	-9	-7	-4
80 – 120	0	-15	-13	+5	-20	+2	-15	0	-10	-8	-5
120 – 150	0	-18	-15	+6	-24	+3	-18	0	-11	-9	-5
150 – 180	0	-25	-18	+7	-32	+3	-21	0	-13	-10	-7
180 – 250	0	-30	-20	+8	-38	+4	-24	0	-15	-11	-8
250 – 325	0	-35	-25	+9	-44	+4	-29	0	-18	-13	-9

Примітки:

1. Граничні відхилення ширини зовнішніх кілець відповідають практичним відхиленням ширини внутрішніх кілець (див. табл. 5.7).

2. Середня конусоподібність зовнішньої циліндричної поверхні класів точності 6, 5, 4, 2 та непостійність діаметра зовнішньої циліндричної поверхні підшипників класів точності 5, 4 та 2 – не більше 50 % допуску на D_m .

3. Діаметри D_m та D – відповідно середній та номінальний діаметри зовнішніх кілець підшипників. D_m визначається як середнє арифметичне найбільшого та найменшого значень діаметрів, що виміряні в різних перерізах кільця.

Таблиця 4.7 – Точність розмірів, форми та взаємного розташування поверхонь. Підшипники шарикові, роликові радіальні та шарикові радіально-упорні. Кільця внутрішні (згідно СТ РЕВ 774 – 77)

Номінальний діаметр отвору d , мм	Отвір циліндричний				Ширина кільця B		U_p	R_i
	d_m		d					
	Відхили, мкм							
	верхній	нижній	верхній	нижній	верхній	нижній	не більше	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Клас точності P0								
2,5–10	0	-8	+2	-10	0	-120	15	10
10–18	0	-8	+3	-11	0	-120	20	10
18–30	0	-10	+3	-13	0	-120	20	13
30–50	0	-12	+3	-15	0	-120	20	15
50–80	0	-15	+4	-19	0	-150	25	20
80–120	0	-20	+5	-25	0	-200	25	25
120–180	0	-25	+6	-31	0	-250	30	30
180–250	0	-30	+8	-38	0	-300	35	35
Клас точності P6								
2,5–10	0	-7	+1	-8	0	-120	15	6
10–18	0	-7	+1	-8	0	-120	20	7
18–30	0	-8	+1	-9	0	-120	20	8
30–50	0	-10	+1	-11	0	-120	20	10
50–80	0	-12	+2	-14	0	-150	25	10
80–120	0	-15	+3	-18	0	-200	25	13
120–180	0	-18	+3	-21	0	-250	30	18
180–250	0	-22	+4	-56	0	-300	30	20

Примітка.

d_m , d – відповідно середній та номінальний діаметри внутрішніх підшипників;

d_m визначається як середнє арифметичне найбільшого та найменшого значень діаметрів, що виміряні в різних перерізах кільця.

Приклад:

Для підшипника кочення № 205, встановленого на опорі вала редуктора, підібрати поля допусків для спряження кілець підшипника з валом та корпусом. Радіальне навантаження — $R = 3$ кН, навантаження поштовхове, перевантаження 200%.

Розрахунок:

1. Вибираємо розміри підшипника залежно від діаметра вала (табл.4.5):

$$d_H = 25 \text{ мм};$$

$$d = 25 \text{ мм};$$

$$D = 52 \text{ мм};$$

$$B = 15 \text{ мм}; r = 2,5 \text{ мм}.$$

2. Підбираємо поле допуску отвору корпусу. Зовнішнє кільце підшипника знаходиться під дією місцевого навантаження. Заданим умовам (табл.4.1) відповідає поле допуску Js7.

3. Для вибору поля допуску внутрішнього та зовнішнього кільця підшипника спочатку потрібно розрахувати величину циркуляційного навантаження:

$$P_R = \frac{R}{b} \cdot K_n \cdot F \cdot F_A = 3000/12 \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 450 \text{ Н/мм},$$

де R – розрахункова радіальна реакція опори, Н;

$$b = B - 2 \cdot r = 15 - 2 \cdot 1,5 = 12 \text{ мм} - \text{робоча ширина посадочного місця};$$

$$K_n = 1,8 - \text{динамічний коефіцієнт посадки};$$

$F = 1$ – коефіцієнт враховує ступінь послаблення посадочного натягу у порожнистому валу або корпусі [1];

$F_A = 1$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу радіального навантаження R між рядами роликів в дворядних конічних роликоті підшипниках або між здвоєними шарикоті підшипниками за наявності осьового навантаження [1].

За величиною P_R та розміром кільця підшипника (табл.4.4) знаходять рекомендоване поле допуску посадкової поверхні валу або отвору корпусу.

Такій інтенсивності навантаження для внутрішнього кільця підшипника відповідає поле допуску $k6$, для зовнішнього кільця – $P7$ [1].

3. За СТ РЕВ 774-77 знаходимо відхили середніх діаметрів кілець (таблиця 4.6), [1]:

для зовнішнього кільця D_m : верхній $es = 0$; нижній $ei = -8$ мкм;

для внутрішнього d_m : верхній $ES = 0$; нижній $EI = -11$ мкм.

4. За СТ РЕВ 144-75 знаходимо граничні відхилення: для поля допуску $Js7$:

$$ES = 15 \text{ мкм};$$

$$EI = -15 \text{ мкм};$$

для поля допуску $k6$:

$$es = +15 \text{ мкм};$$

$$ei = +2 \text{ мкм}.$$

5. Розраховуємо параметри кілець підшипника № 205:

$$\text{для зовнішнього кільця: } \varnothing 52 \frac{Js7 \begin{matrix} +0,015 \\ -0,015 \end{matrix}}{l6 \begin{matrix} 0 \\ -0,011 \end{matrix}}$$

$$S_{max} = ES - ei = 15 - (-11) = 26 \text{ мкм};$$

$$N_{max} = es - EI = 0 - (-15) = 15 \text{ мкм};$$

$$\text{для внутрішнього кільця: } \varnothing 25 \frac{L6 \begin{matrix} 0 \\ -0,011 \end{matrix}}{k6 \begin{matrix} +0,015 \\ +0,002 \end{matrix}}$$

$$N_{max} = es - EI = 15 - (-8) = 23 \text{ мкм};$$

$$N_{min} = ei - ES = 2 - 0 = 2 \text{ мкм}.$$

5 Вибір та розрахунок посадок для шпонкових з'єднань

5.1 Загальна характеристика шпонкових з'єднань

Шпонкові з'єднання (keyed joint) призначені для передачі обертових моментів між валами та втулками (такими як: шківни, муфти, зірочки, зубчасті колеса та інші деталі машин). Шпонкові з'єднання застосовують, коли до точності центрування деталей, що з'єднуються, не висувають певних вимог.

Найбільшого поширення набули шпонкові з'єднання з призматичними, сегментними та клиновими шпонками. Шпонкові з'єднання поділяються на два типи: ненапружені – з призматичними та сегментними шпонками, й напружені – з клиновими шпонками.

Основними параметрами шпонкового з'єднання з призматичними або сегментними шпонками є: b – ширина шпонки та ширина пазів вала й втулки; h – висота шпонки; t_1, t_2 – глибина паза відповідно вала й втулки; d – діаметр сегментної шпонки; $l_{ш}$ – довжина шпонки; $l_{паз}$ – довжина шпонкового паза.

Номінальні значення параметрів приймаються за ДСТУ 2500:94 для призматичних шпонок (табл.5.1) та за ДСТУ 2407:2005 для сегментних шпонок (табл.5.2) залежно від діаметра вала. Довжини шпонок мають вибиратись з ряду: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200 мм.

5.2 Допуски і посадки шпонкових з'єднань

У шпонкових з'єднаннях з'єднуваними (посадковими) розмірами є діаметр шпонкового з'єднання d , розмір b (ширина шпонки, ширина паза вала та паза втулки). Інші розміри елементів шпонкових з'єднань є вільними (не посадковими). Тому, допуски й посадки для шпонкових з'єднань потрібно призначати в такій послідовності: на з'єднання вал – втулка; на з'єднання шпонка – паз вала та шпонка – паз втулки; на вільні розміри.

Для з'єднання вал – втулка по діаметру d залежно від умов його роботи рекомендуються поля допусків, наведені в таблиці 5.2

Таблиця 5.1 – Основні розміри з'єднань з призматичними шпонками, мм (ДСТУ 2407:2005, скорочено)

Діаметр вала d , мм	Номінальні розміри шпонки, мм		Номінальні розміри паза, мм		
	$b \times h$	Інтервали довжин		Глибина	
		від	до	на валу t_1	у втулці t_2
Більше 12 до 17	5×5	10	56	3	2,3
від 22 до 30	6×6	14	70	3,5	2,8
від 30 до 38	8×7	18	90	4,4	3,3
від 30 до 38	10×8	22	110	5	3,3
від 38 до 44	12×8	28	140	5	3,3
від 44 до 50	14×9	36	160	5,5	3,8
від 50 до 58	16×10	45	180	6	4,3
від 58 до 65	18×11	50	200	7	4,4
від 65 до 75	20×12	56	220	7,5	4,9
від 75 до 85	22×14	63	250	9	5,4
від 85 до 95	25×14	70	280	9	5,4
від 95 до 110	28×16	80	320	10	6,4
від 110 до 150	32×18	90	360	11	7,4

Таблиця 5.2 – Шпонкові з'єднання з призматичними шпонками

Умови роботи з'єднання	Умови роботи з'єднання		Посадки
	отвору	вала	
При точному центруванні	$H6$	$js6, k6, m6, n6$	Перехідні
При великих динамічних навантаженнях	$H7, H8$	$s7, x8, u8, s8$	З натягом
При осьовому переміщенні втулки на валу	$H6, H7$	$h6, h7$	Із зазором

За шириною шпонки (за розміром b) можуть мати місце три різновиди з'єднань: вільне, нормальне та щільне. Залежно від цього, для з'єднань шпонка – паз вала та шпонка – паз втулки за DIN 6885 встановлені поля допусків для розмірів цих елементів (таблиця 5.3).

Таблиця 5.3 – Рекомендовані поля допусків для призматичних шпонкових з'єднань

Тип з'єднання	Рекомендовані поля допусків для ширини		
	шпонки	паза вала	паза втулки
Вільне	$h9$	$P9$	$D10$
Нормальне		$N9$	$Js9$
Щільне		$N9$	$P9$

Вільне з'єднання забезпечує посадку шпонки із втулкою з гарантованим зазором, а посадку шпонки з валом – по ковзній посадці.

У нормальному з'єднанні посадки шпонки із втулкою та з валом – перехідні, причому ймовірність натягу в з'єднанні шпонка – паз втулки мала.

Щільне з'єднання забезпечує посадку шпонки із втулкою з натягом та шпонки з валом з великою ймовірністю натягу.

Поля допусків та граничні відхилення вільних розмірів з'єднань з призматичними шпонками наведені в таблиці 5.4 (ДСТУ 2407:2005).

Таблиця 5.4 – Поля допусків та граничні відхилення розмірів з'єднання з призматичними шпонками

Елемент з'єднання	Поля допусків та граничні відхилення розмірів				
	Висота h	Довжина l	Глибина на валу t_1 (або розмір $d - t_1$) * та на втулці t_2 (або розмір $d + t_2$)		
			При висоті шпонки h , мм		
Шпонка	$h11; h9^{**}$	$h14$	-	-	-
Паз	-	$H15$	+0,1 0	+0,2 0	+0,3 0

* Для вказаного розміру верхні граничні відхилення рівні нулю, а нижні граничні відхилення мають ті ж самі числові, але від'ємні значення.

** Застосовується при висоті шпонок $h = 2 \dots 6$ мм.

Приклад: Розрахувати параметри шпонкового з'єднання за умовою: номінальний діаметр з'єднання $d_H = D_H = 76$ мм; тип шпонки – призматична; вид з'єднання – щільне.

Розрахунок:

1. Призначаємо параметри шпонки згідно із заданими умовами. Згідно із заданим діаметром вала $D_H = d_H = 76$ мм призначаємо шпонку перерізом $b \times h = 22 \times 14$, де $b = 22$ мм – ширина шпонки; $h = 14$ мм – висота шпонки (табл.5.1).

Довжина шпонки $l = 4b = 4 \cdot 22 = 88$ мм ($56 < l < 220$).

Отже приймаємо $b \times h \times l = 22 \times 14 \times 88$.

2. Розшифровуємо умовне позначення шпонки:

$b = 22$ мм – ширина шпонки, а значить ширина втулки та вала;

$h = 14$ мм – висота шпонки, для якої глибина паза вала $t_1 = 9$ мм; глибина паза втулки $t_2 = 5,4$ мм;

$l = 88$ мм – довжина шпонки і паза вала.

3. Вибираємо посадки для шпонкового з'єднання.

Враховуючи, що тип шпонки – призматичний, вид шпонкового з'єднання – щільне, а діаметр вала – $d = 76$ мм знаходимо поля допусків [1] на:

ширину шпонки – $h9$, тобто $22h9$;

ширину паза вала – $P9$, тобто $22P9$;

ширину паза втулки – $P9$, тобто $22P9$;

висоту шпонки – $h11$, тобто $14h11$;

довжину шпонки – $h14$, тобто $88h14$;

довжину паза вала – $H15$, тобто $88H15$;

глибину паза вала – $9^{+0,2}$, втулки – $5,4^{+0,2}$.

4. Визначаємо відхилення розмірів всіх спряжених поверхонь [1]:

Для ширини шпонки 22h9:

$$t_d = 52 \text{ мкм} = 0,052 \text{ мм};$$

$$es = 0; ei = -52 \text{ мкм} = -0,052 \text{ мм}.$$

Для ширини паза вала 22P9:

$$TD = 52 \text{ мкм} = 0,052 \text{ мм};$$

$$ES = -22 \text{ мкм} = -0,022 \text{ мм};$$

$$EI = -74 \text{ мкм} = -0,074 \text{ мм}.$$

Для ширини паза втулки 22P9:

$$TD = 52 \text{ мкм} = 0,052 \text{ мм};$$

$$ES = -22 \text{ мкм} = -0,022 \text{ мм};$$

$$EI = -74 \text{ мкм} = -0,074 \text{ мм}.$$

Для висоти шпонки 14h11:

$$t_d = 110 \text{ мкм} = 0,11 \text{ мм};$$

$$es = 0; ei = -110 \text{ мкм} = -0,11 \text{ мм}.$$

Для довжини шпонки 88h14:

$$t_d = 870 \text{ мкм} = 0,87 \text{ мм};$$

$$es = 0; ei = -870 \text{ мкм} = -0,87 \text{ мм}.$$

Для довжини паза вала 88H15:

$$TD = 1400 \text{ мкм} = 1,4 \text{ мм};$$

$$ES = +1400 \text{ мкм} = +1,4 \text{ мм}; EI = 0.$$

Для глибини паза вала

$$t_l = 7,5^{+0,2};$$

$$d - t_l = 76 - 7,5 = 68,5_{-0,2}.$$

За характером, з'єднання сегментними шпонками поділяються на щільні та нормальні. ДСТУ 24071:2005 передбачає два призначення сегментних шпонок: для передачі обертових моментів та для кутової орієнтації і фіксації деталей. У залежності від цього і призначаються види з'єднань сегментними шпонками за бічною поверхнею.

Таблиця 5.5 – Основні розміри з'єднань з сегментними шпонками, мм

Діаметр валу D		Розміри шпонок			Розміри шпонкового пазу			
Назва шпонки *		$b \times h \times d$	Фаска		Глибина		Радіус закруглення r_1 або фаска $s_1 \times 45^\circ$	
I	II		max	min	на валу	у втулці	max	min
1	2	3	4	5	6	7	8	9
від 3 до 4	від 3 до 4	1×1,4×4	0,25	0,16	1,0	0,6	0,16	0,08
4 до 5	4 до 6	1,5×2,6×7			2,0	0,8		
5 до 6	6 до 8	2×2,6×7			1,8	1,0		
6 до 7	8 до 10	2×3,7×10			2,9	1,0		
7 до 8	10 до 12	2,5×3,7×10			2,7	1,2		
8 до 10	12 до 15	3×5×13			3,8	1,4		
10 до 12	15 до 18	3×6,5×16			5,3	1,4		
12 до 14	18 до 20	4×6,5×16	0,40	0,25	5,0	1,8		
14 до 16	20 до 22	4×7,5×19			6,0	1,8		
16 до 18	22 до 25	5×6,5×16			4,5	2,3		
18 до 20	25 до 28	5×7,5×19			5,5	2,3		
20 до 22	28 до 32	5×9×22			7,0	2,3		
22 до 25	32 до 36	6×9×22			6,5	2,8		
25 до 28	36 до 40	6×10×25			7,5	2,8		

Продовження таблиці 5.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
28 до 32	Більше	8×11×28	0,60	0,40	8,0	3,3	0,40	0,25
32 до 38	40	10×13×32			10,0	3,3		

П р и м і т к а: 1. На робочому кресленнику проставляється один розмір для валу t_1 (переважний варіант) або $D - t_1$ а для втулки $D + t_2$.
2. Шпонка варіанту I використовується тільки за згодою замовника
* Призначення передбачає випадок передачі крутного моменту, призначення за варіантом II – коли шпонка використовується тільки для фіксації.

Таблиця 5.6 – Граничні відхилення розмірів з'єднань з сегментними шпонками

Елемент з'єднання	Граничні відхилення розміру при з'єднанні				
	любому	нормальному		щільному	
		на валу	у втулці	на валу	у втулці
Шпонка	$h9$	-	-	$P9$	
Паз	-	$N9$	J_s9		

Таблиця 5.7 – Граничні відхилення не спряжувальних розмірів

Елемент з'єднання	Висота h	Діаметр d	Глибина (або проставлений на кресленнику розмір)				
			на валу t_1 (або $D - t_1$)*			у втулці t_2 (або $D + t_2$)	
			при h ,мм				
			від 4 до 3,7	більше 3,7 до 7,5	більше 7,5	від 1,4 до 10	більше 10
Шпонка	$h11$	$h12$	-	-	-	-	-
Паз	-	-	+0,1 0	+0,2 0	+0,3 0	+0,1 0	+0,2 0

П р и м і т к а: Для термооброблених деталей допускаються граничні відхилення розмірів ширина паза $H11$ і розміри ширини пазу втулки $D10$

Приклад: Розрахувати параметри шпонкового з'єднання за умовою: номінальний діаметр з'єднання $d_H = D_H = 36$ мм; тип шпонки – сегментна; вид з'єднання – нормальне.

Розрахунок:

1. Призначаємо параметри шпонки згідно із заданими умовами. Згідно із заданим діаметром вала $D_H = d_H = 36$ мм призначаємо шпонку перерізом $b \times h = 10 \times 32$, де $b = 10$ мм – ширина шпонки.

Приймаємо параметри з'єднання $10 \times 32 \times 32$

Розміри шпонкового пазу:

глибина на валу $t_1 = 10$ мм;

Глибина в отворі $t_2 = 3,3$ мм.

2. Визначаємо граничні відхилення по розміру b при нормальному характері з'єднання, мм:

шпонка $h - 10h9_{(-0,036)}$;

паз валу $N9 - 10N9_{(-0,036)}$;

паз отвору – $10Js9_{(-0,018}^{+0,018})}$.

3. Визначаємо граничні відхилення вільних розмірів, мм:

висота шпонки $h - 13h11_{(-0,11)}$

діаметр шпонки $d_{ш} - 32h12_{(-0,25)}$

глибина в пазу валу $t_1 - 10^{+0,3}$

глибина в пазу отвору $t_2 - 3,3^{+0,1}$

6 Вибір та розрахунок посадок шліцьових з'єднань

6.1 Загальна характеристика шліцьових з'єднань

Шліцьові з'єднання (splined joint) мають таке ж призначення як й шпонкові. Перевагою цих з'єднань є не тільки їх здатність передавати великі обертові моменти, але й можливість здійснювати відносне переміщення з'єднаних деталей уздовж осі, легкість складання та розбирання під час ремонту.

Найважливішою перевагою шліцьових з'єднань порівняно з шпонковими є можливість передавати великі обертові моменти, висока міцність та надійність з'єднання, підвищена точність центрування валів та втулок. У машинобудуванні найчастіше застосовуються три різновиди шліцьових з'єднань: з прямобічним, евольвентним та трикутним профілем шліців.

Серед шліцьових з'єднань найбільшого поширення набули прямобічні шліцьові з'єднання, які застосовуються як для рухомих, так й для нерухомих з'єднань.

Залежно від величини обертового моменту, що передають шліцьові з'єднання, вони поділяються на три типи: легкої, середньої та важкої серії. Основні розміри та числа зубців прямобічних шліцьових з'єднань встановлені ДСТУ ГОСТ 24071 й наведено в табл.6.1.

Залежно від експлуатаційних та технологічних вимог центрування вала й втулки виконується одним з трьох методів: за зовнішнім діаметром D , за внутрішнім діаметром d та боковими сторонами b шліців.

Центрування за зовнішнім діаметром D рекомендується здійснювати, коли високі вимоги до збігу осей (співвісності) шліцьових деталей й твердість втулки не надто висока та її можна обробляти протягуванням, а вал обробляється фрезеруванням та остаточним шліфуванням по зовнішньому діаметру D . Цей спосіб найбільш простий й економічний.

Центрування за внутрішнім діаметром d здійснюється у випадку підвищених вимог до збігу осей шліцьових деталей, якщо втулка має високу твердість, що не дозволить обробити її протягуванням та точний розмір можна дістати при шліфуванні діаметра d . Цей спосіб центрування значно дорожчий, однак забезпечує високу точність центрування й застосовується у більшості випадків для рухомих з'єднань.

Центрування за боковими сторонами b шліців застосовується у тих випадках, якщо не ставляться підвищені вимоги до точності збігу осей шліцьових деталей, при передачі значних навантажень та обертових моментів (у карданних валах тракторів та редукторів). Цей спосіб центрування сприяє рівномірному розподіленню навантажень між зубцями, але через невисоку точність центрування застосовується рідко.

Таблиця 6.1 – Основні розміри та сила зубців прямобічних шліцьових з'єднань (за ДСТУ ГОСТ 24071, скорочено)

$z \times d \times D$	z	d	D	b	d_1
1	2	3	4	5	6
	Легка серія				
$6 \times 23 \times 26$	6	23	26	6	22,1
$6 \times 26 \times 30$	6	26	30	6	24,6
$6 \times 28 \times 32$	6	28	32	7	26,7
$8 \times 32 \times 36$	8	32	36	6	30,4
$8 \times 36 \times 40$	8	36	40	7	34,5
$8 \times 42 \times 46$	8	42	46	8	40,4
$8 \times 46 \times 50$	8	46	50	9	44,6
$8 \times 52 \times 58$	8	52	58	10	49,7
$8 \times 56 \times 62$	8	56	62	10	53,6
$8 \times 62 \times 68$	8	62	68	12	59,8
$10 \times 72 \times 78$	10	72	78	12	69,6
$10 \times 82 \times 88$	10	82	88	12	79,3
$10 \times 92 \times 98$	10	92	98	14	89,4
$10 \times 102 \times 108$	10	102	108	16	99,9
$10 \times 112 \times 120$	10	112	120	18	108,8

Продовження таблиці 6.1

1	2	3	4	5	6
Середня серія					
6 × 11 × 14	6	11	14	3	9,9
6 × 13 × 16	6	13	16	3,5	12
6 × 16 × 20	6	16	20	4	14,5
6 × 18 × 22	6	18	22	5	16,7
6 × 21 × 25	6	21	25	5	19,5
6 × 23 × 28	6	23	28	6	21,3
6 × 26 × 32	6	26	32	6	23,4
6 × 28 × 34	6	28	34	7	25,9
8 × 32 × 38	8	32	38	6	29,4
8 × 36 × 42	8	36	42	7	33,5
8 × 42 × 48	8	42	48	8	39,5
8 × 46 × 54	8	46	54	9	42,7
8 × 52 × 60	8	52	60	10	48,7
8 × 56 × 65	8	56	65	10	52,2
8 × 62 × 72	8	62	72	12	57,8
10 × 72 × 82	10	72	82	12	67,4
10 × 82 × 92	10	82	92	12	71,1
10 × 92 × 102	10	92	102	14	87,3
10 × 102 × 112	10	102	112	16	97,7
Важка серія					
10 × 16 × 20	10	16	20	2,5	
10 × 18 × 23	10	18	23	3	
10 × 21 × 26	10	21	26	3	
10 × 23 × 29	10	23	29	4	
10 × 26 × 32	10	26	32	4	
10 × 28 × 35	10	28	35	4	
10 × 32 × 40	10	32	40	5	
10 × 36 × 45	10	36	45	5	
10 × 42 × 52	10	42	52	6	
10 × 46 × 56	10	46	56	7	
16 × 52 × 60	16	52	60	5	
16 × 56 × 65	16	56	65	5	
16 × 62 × 72	16	62	72	6	
16 × 72 × 82	16	72	82	7	
20 × 82 × 92	20	82	92	6	
20 × 92 × 102	20	92	102	7	

6.2 Допуски і посадки прямобічних шліцьових з'єднань

Поля допусків та посадки для розмірів елементів прямобічних шліцьових з'єднань встановлені СТ РЕВ 187-75. Рекомендовані цим стандартом переважного застосування поля допусків та посадки залежно від способу центрування шліцьових деталей наведені в таблицях 6.2–6.4.

Таблиця 6.2 – Рекомендовані переважні поля допусків та посадки для розмірів D та b при центруванні за D (за СТ РЕВ 187-75, скорочено)

Поля допусків		Посадки
Втулки	Вала	
Для розміру D		
$H7$	$f7; js6$	$H7/f7; H7/js6$
Для розміру b		
$F8$	$f7; f8; js7$	$F8/f7; F8/f8; F8/js7$

Таблиця 6.3 – Рекомендовані переважні поля допусків та посадки для розмірів d та b при центруванні за d (за СТ РЕВ 187-75, скорочено)

Поля допусків		Посадки
Втулки	Вала	
Для розміру D		
$H7$	$f7; g6$	$H7/f7; H7/g6$
Для розміру b		
$D9; F10$	$h9; k7; js7$	$D9/h9; D9/k7; F10/js7$

Таблиця 6.4 – Рекомендовані переважні поля допусків та посадки для розмірів b при центруванні за b (за СТ РЕВ 187-75, скорочено)

Поля допусків		Посадки
Втулки	Вала	
$F8; D9; F10$	$js7; e8; f8; d9$	$F8/js7; D9/e8; D9/f8; F10/d9; F10/f8$

Якщо центрування шліцьових деталей здійснюється за одним з параметрів, то інші параметри є не центруючими, поля допусків для яких: для вала – $a11$, для втулки – $H12$. Допускається не позначати поля допусків нецентрувальних діаметрів. Граничні відхилення розмірів елементів шліцьових деталей залежно від їх номінальних розмірів та полів допусків визначаються за ГОСТ 25347-89.

Приклад умовного позначення прямобічного шліцьового з'єднання з параметрами $z = 8$, $d = 32$, $D = 36$, $b = 6$ мм з центруванням за D :

з'єднання $D - 8 \times 32H12/a11 \times 36 H7/f7 \times 6 F8/f8$;

втулка $D - 8 \times 32H12 \times 36 H7 \times 6F8$;

вал $D - 8 \times 32a11 \times 36 f7 \times 6 f8$.

Квалітети центрувальних поверхонь 5...10; шорсткість $R_a = 0,32...2$ мкм.

Квалітети нецентрувальних поверхонь 11...12; шорсткість $R_a = 5...20$ мкм.

Приклад : Розрахувати шліцьове з'єднання за умовним позначенням $b - z \times d \times D \times b F8/f9$; $D = 72$ (мм); $d = 62$ (мм). Згідно з умовами роботи вибираємо серію. У нашому випадку серія середня. Необхідно розрахувати всі параметри заданого з'єднання.

1. Знаючи зовнішній та внутрішній діаметри, вибираємо параметри для шліцьового з'єднання (табл.6.1).

Отже, маємо: $b - 8 \times 62 \times 72 \times 12 F8/f9$.

2. Розшифровка позначень посадки

Умовне позначення шліцьового з'єднання:

$$b - 8 \times 62 \times 72 \times 12 F8/f9.$$

Умовне позначення шліцьової втулки:

$$b - 8 \times 62 \times 72 \times 12 F8.$$

Умовне позначення шліцьового вала:

$$b - 8 \times 62 \times 72 \times 12 f9,$$

де b – позначення центрувального елемента шліцьового з'єднання, а саме ширини паза, який виконується з підвищеною точністю;

8 – кількість шліців;

62 – номінальний внутрішній діаметр шліцьового з'єднання;

72 – внутрішній діаметр шліцьової втулки та зовнішній шліцьового вала.

Оскільки в позначенні немає позначення поля допуску для зовнішнього та внутрішнього діаметрів шліцьового з'єднання, то вони виконуються з посадкою, що гарантує значний зазор, а саме $72H12/a11$ та $62H12/f6$;

12 $F8$ – ширина шліцьового паза;

$F8$ – поле допуску шліцьового паза з основним відхиленням F та квалітетом 8;

12 $f9$ – ширина шліца;

$f9$ – поле допуску шліца з основним відхиленням f та квалітетом 9.

3. Знаходимо значення відхилень для посадки з таблиць для гладких з'єднань (по СТ РЕВ 144-75).

4. Знаходимо параметри посадки по зовнішньому діаметру $72H12/a11$

$$D_{max} = D_H + ES = 72 + 0,3 = 72,3 \text{ мм};$$

$$D_{min} = D_H + EI = 72 + 0 = 72 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d_H + es = 72 + (-0,36) = 71,64 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d_H + ei = 72 + (-0,55) = 71,45 \text{ мм};$$

$$S_{max} = ES - ei = +0,3 - (-0,55) = 0,85 \text{ мм};$$

$$S_{min} = EI - es = 0 - (-0,36) = 0,36 \text{ мм}.$$

5. Знаходимо параметри посадки по внутрішньому діаметру $62H12/f6$

$$D_{max} = D_H + ES = 62 + 0,3 = 62,3 \text{ мм};$$

$$D_{min} = D_H + EI = 62 + 0 = 62 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d_H + es = 62 + (-0,36) = 61,64 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d_H + ei = 62 + (-0,55) = 61,45 \text{ мм};$$

$$S_{max} = ES - ei = +0,3 - (-0,55) = 0,85 \text{ мм};$$

$$S_{min} = EI - es = 0 - (-0,36) = 0,36 \text{ мм}.$$

6. Знаходимо посадку ширини шліца: 12F8/f9

$$D_{max} = D_H + ES = 12 + 0,043 = 12,043 \text{ мм};$$

$$D_{min} = D_H + EI = 12 + 0,016 = 12,016 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d_H + es = 12 + (-0,016) = 11,984 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d_H + ei = 12 + (-0,059) = 11,941 \text{ мм};$$

$$S_{max} = ES - ei = +0,043 - (-0,059) = 0,102 \text{ мм};$$

$$S_{min} = EI - es = +0,016 - (-0,016) = 0,032 \text{ мм}.$$

Таблиця 6.5 – Значення допусків, мкм (СТ РЕВ 145-88)

Інтервал розмірів, мм	Значення допусків IT, мкм, для квалітетів									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Більше 3 до 6	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120
від 6 до 10	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150
від 10 до 18	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180
від 18 до 30	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210
від 30 до 50	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250
від 50 до 80	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300
від 80 до 120	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350
від 120 до 180	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400
від 180 до 250	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460
від 250 до 315	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520
від 315 до 400	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570
від 400 до 500	15	20	27	40	63	97	155	350	400	630

7. Розрахунок посадок для кріпильних різьбових з'єднань

7.1 Загальна характеристика різьбових з'єднань

Різьбова поверхня (threaded surface) утворюється при гвинтовому переміщенні плоского контуру певної форми по циліндричній або конічній поверхнях.

Всі різьби можна класифікувати за призначенням, формою деталі, профілем витків, кількістю заходів, напрямом, одиницею вимірювання. Залежно від прийнятих одиниць вимірювання лінійних розмірів різьби поділяються на метричні та дюймові.

Відповідно до ДСТУ 2497-94 для метричних кріпильних різьб передбачені діаметри від 0,25 до 600 мм з кроком від 0,075 до 6 мм (ДСТУ ГОСТ 24705-2004) з відповідним профілем.

Терміни та визначення щодо різьб та різьбових з'єднань встановлені ДСТУ 2497-94. До основних параметрів метричних кріпильних різьб відносяться: d_2 (D_2) – середній діаметр різьби відповідно болта та гайки; d (D) – зовнішній діаметр різьби відповідно болта та гайки; d_1 (D_1) – внутрішній діаметр різьби відповідно болта та гайки; P – крок різьби; α – кут профілю різьби, для метричних різьб $\alpha = 60^\circ$.

Точність виготовлення (величина допуску) для діаметрів різьб визначається ступенем точності різьби. Відповідно до ДСТУ 2497-94 для діаметрів зовнішньої та внутрішньої різьб передбачено 9 ступенів точності 2, 3, 4, ..., 10 в порядку зменшення точності різьб.

Розподіл ступенів точності за діаметрами різьб:

діаметр болта: зовнішній (d) – 4, 6, 8;

діаметр болта: середній (d_2) – 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10;

діаметр гайки: внутрішній (D_1) – 4, 5, 6, 7, 8;

діаметр гайки: середній (D_2) – 4, 5, 6, 7, 8, 9.

Для врахування впливу довжини згвинчування на вибір полів допусків та посадок ДСТУ 2497-94 встановлені три групи довжин згвинчування: малі (S), нормальні (N) й великі (L).

7.2 Допуски і посадки різьбового з'єднання

Для метричної різьби задаються допуски на такі елементи: зовнішній діаметр болта Td , внутрішній діаметр гайки TD , середній діаметр болта Td_2 та гайки TD_2 .

Допуски на зовнішній діаметр гайки та внутрішній діаметр болта не нормуються й обмежуються розмірами різьбонарізного інструмента.

Поля допусків діаметрів різьби утворюються поєднанням ступеня точності (допуску) та основного відхилення, наприклад, $6H$, $6g$.

Залежно від експлуатаційних вимог до ступеня рухомості для різьбових з'єднань стандартами встановлені три групи посадок: із зазором, перехідні та з натягом.

Поля допусків болтів й гайок встановлені в трьох класах точності: точному, середньому та грубому. У загальному машинобудуванні найпоширенішими є різьби середнього класу точності.

Різьбові з'єднання із зазором ДСТУ ГОСТ 16093:2018 застосовують у випадках, якщо з'єднання працює при високих температурах, якщо потрібно швидко та легко згвинчувати деталі, якщо на різьбові деталі наносять захисне покриття.

Перехідні посадки різьбових з'єднань за ДСТУ ГОСТ 16093:2018 застосовують у тих випадках, коли в процесі роботи потрібно забезпечити нерухомість з'єднання, але утворення великого натягу може призвести до руйнування деталей.

Посадки з натягом для різьбових з'єднань використовуються в основному для з'єднання шпильок з корпусними деталями, якщо не можна застосовувати з'єднання типу болт-гайка. Ці посадки застосовують у з'єднаннях, які працюють при навантаженнях з ударами, вібрацією, при коливаннях температури з метою запобігання можливості самовідгвинчування тільки за рахунок натягу без застосування додаткових елементів заклинювання.

Вибір полів допусків для деталей різьбових метричних з'єднань відбувається залежно від їх призначення та класу точності.

Для заданого різьбового з'єднання необхідно:

1. Визначити крок різьби P , мм.

Якщо в позначенні різьби крок не вказаний, то це означає, що задана різьба має основний (великий) крок вказаний в ДСТУ ISO 898-2:2004 або таблиці 7.1 залежно від номінального (зовнішнього) діаметра різьби.

Таблиця 7.1 – Різьба метрична з великим (основним) кроком. Діаметри та кроки, мм (за ДСТУ ISO 898-2:2004)

Зовнішній діаметр різьби d для ряду		Крок різьби, P	Зовнішній діаметр різьби d для ряду			Крок різьби, P	Зовнішній діаметр різьби d для ряду		Крок різьби, P
1	2		1	2	3		1	2	
0,25	-	0,075	1,6	1,8	-	0,35	12	-	1,75
0,3	-	0,08	2	-	-	0,4	16	14	2
-	0,35	0,09	2,5	2,2	-	0,45	20	18;22	2,5
0,4	0,45	0,1	3	-	-	0,5	24	27	3
0,5	0,55	0,125	-	3,5	-	(0,6)	30	33	3,5
0,6	-	0,15	4	-	-	0,7	36	39	4
-	0,7	0,175	-	4,5	-	(0,75)	42	45	4,5
0,8	-	0,2	5	-	-	0,8	48	52	5
-	0,9	0,225	6	-	7	1	56	(60)	5,5
1; 1,2	1,1	0,25	8	-	(9)	1,25	64	68	6
-	1,4	0,3	10	-	(11)	1,5	-	-	-

2. Визначити номінальні значення зовнішнього (D та d), внутрішнього (D_1 та d_1) й середнього (D_2 та d_2) діаметрів гайки й болта. Номінальні значення діаметрів внутрішнього різьби (гайки) D та зовнішньої різьби (болта) d

відповідають позначенню різьби. За визначеним кроком різьби за ДСТУ ISO 1502:2006 або таблицею 7.2 вибирають формули, за якими визначають номінальні значення середнього та внутрішнього діаметрів для гайки й болта.

Таблиця 7.2 – Номінальні значення середнього та внутрішнього діаметрів метричних різьб, мм (за ДСТУ ISO 1502:2006, скорочено).

Крок різьби, P	Діаметри різьби (болт, гайка)	
	Середній діаметр d_2, D_2	Внутрішній діаметр d_1, D_1
1	2	3
0,2	$d - 1 + 0,870$	$d - 1 + 0,783$
0,25	$d - 1 + 0,838$	$d - 1 + 0,730$
0,3	$d - 1 + 0,805$	$d - 1 + 0,675$
0,35	$d - 1 + 0,773$	$d - 1 + 0,621$
0,4	$d - 1 + 0,740$	$d - 1 + 0,567$
0,45	$d - 1 + 0,708$	$d - 1 + 0,513$
0,5	$d - 1 + 0,675$	$d - 1 + 0,459$
0,6	$d - 1 + 0,610$	$d - 1 + 0,350$
0,7	$d - 1 + 0,546$	$d - 1 + 0,242$
0,75	$d - 1 + 0,513$	$d - 1 + 0,188$
0,8	$d - 1 + 0,480$	$d - 1 + 0,134$
1,0	$d - 1 + 0,350$	$d - 2 + 0,918$
1,25	$D - 1 + 0,188$	$D - 2 + 0,647$
1,5	$D - 1 + 0,026$	$D - 2 + 0,376$
1,75	$D - 2 + 0,863$	$D - 2 + 0,106$

Продовження таблиці 7.2

1	2	3
---	---	---

2,0	$D - 2 + 0,701$	$D - 3 + 0,835$
2,5	$D - 2 + 0,376$	$D - 3 + 0,284$
3,0	$D - 2 + 0,051$	$D - 4 + 0,752$
3,5	$D - 3 + 0,727$	$D - 4 + 0,211$
4,0	$D - 3 + 0,402$	$D - 5 + 0,670$
4,5	$D - 3 + 0,077$	$D - 5 + 0,129$
5,0	$D - 4 + 0,752$	$D - 6 + 0,587$
5,5	$D - 4 + 0,428$	$D - 6 + 0,046$
6,0	$D - 4 + 0,103$	$D - 7 + 0,505$
Приклад розрахунку: Різьба M16, крок $P = 2$ мм, $d(D) = 16$ мм, $d_2(D_2) = 14,701$ мм, $D_1(D_1) = 13,835$ мм.		

3. Призначити поля допусків для діаметрів гайки й болта, та визначити їх граничні відхилення. Якщо в умовному позначенні різьби вказано по одному полю допуску для гайки й для болта, то ці поля допусків належать до всіх діаметрів гайки й болта. Граничні відхилення для зовнішнього, внутрішнього та середнього діаметрів з'єднання визначають за ДСТУ ISO 1502:2006.

4. Визначити граничні розміри зовнішнього (D та d), внутрішнього (D_1 та d_1) й середнього (D_2 та d_2) діаметрів гайки й болта.

5. Побудувати схему розташування полів допусків для різьбового з'єднання. Для вибраної посадки будують схеми полів допусків з позначенням основних характеристик.

Приклад: Визначаємо номінальні та граничні діаметри деталей різьбового з'єднання: $M10 \frac{6H}{6g}$.

Крок метричної різьби з [3] $P = 1,5$ мм.

1. Визначаємо номінальні діаметри з'єднання:

– зовнішній діаметр d , $D = 10$ мм.

Розміри середнього та внутрішнього діаметрів метричної різьби, визначаємо за ДСТУ ISO 1502:2006:

– середній діаметр, d_2, D_2 :

$$d_2 (D_2) = d - 1 + 0,026 = 9,026 \text{ мм};$$

– внутрішній діаметр, d_1, D_1 :

$$d_1 (D_1) = d - 2 + 0,376 = 8,376 \text{ мм}.$$

2. Граничні відхилення для зовнішнього, внутрішнього та середнього діаметрів з'єднання визначаємо за ДСТУ ISO 1502:2006.

Для болта $M 10 - 6g$

$$d: es = -32 \text{ мкм}; ei = -268 \text{ мкм};$$

$$d_2: es_2 = -32 \text{ мкм}; ei_2 = -164 \text{ мкм};$$

$$d_1 - -32 \text{ мкм}.$$

Для гайки $M10 - 6H$:

D – не нормується;

$$D_2: ES = +180 \text{ мкм}; EI = 0;$$

$$D_1: ES = +300 \text{ мкм}; EI = 0.$$

3. Визначаємо граничні розміри зовнішнього (D та d), внутрішнього (D_1 та d_1) й середнього (D_2 та d_2) діаметрів гайки й болта.

Граничні діаметри болта:

$$d_{2max} = d_2 + es = 9,026 - 0,032 = 8,994 \text{ мм};$$

$$d_{2min} = d_2 + ei = 9,026 - 0,164 = 8,862 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d + es = 10 - 0,032 = 9,968 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d + ei = 10 - 0,268 = 9,732 \text{ мм};$$

$$d_{1max} = 8,376 - 0,032 = 8,344 \text{ мм}.$$

Граничні діаметри гайки:

$$D_{2max} = D_2 + ES = 9,026 + 0,180 = 9,206 \text{ (мм)};$$

$$D_{2min} = D_2 + EI = 9,026 + 0 = 9,026 \text{ (мм)};$$

$$D_{1max} = D_1 + ES = 8,376 + 0,300 = 8,676 \text{ (мм)};$$

$$D_{1min} = D_1 + EI = 8,376 + 0 = 8,376 \text{ (мм)};$$

D_{max} , D_{min} – не нормується.

Таблиця 7.3 – Розміри внутрішнього діаметра болтів d_3 при розрахунках на міцність.

Крок різьби P	Внутрішній діаметр болта по дну западини d_3	Крок різьби P	Внутрішній діаметр болта по дну западини d_3
0,2	$d - 1 + 0,7546$	1	$d - 2 + 0,7731$
0,225	$d - 1 + 0,7241$	1,25	$d - 2 + 0,4664$
0,25	$d - 1 + 0,6933$	1,5	$d - 2 + 0,1596$
0,3	$d - 1 + 0,6319$	1,75	$d - 3 + 0,8529$
0,35	$d - 1 + 0,5705$	2	$d - 3 + 0,5462$
0,4	$d - 1 + 0,5092$	2,5	$d - 4 + 0,9327$
0,45	$d - 1 + 0,4479$	3	$d - 4 + 0,3193$
0,5	$d - 1 + 0,3865$	3,5	$d - 5 + 0,7058$
0,6	$d - 1 + 0,2639$	4	$d - 5 + 0,0925$
0,7	$d - 1 + 0,1412$	4,5	$d - 6 + 0,4789$
0,75	$d - 1 + 0,0798$	5	$d - 7 + 0,8655$
0,8	$d - 1 + 0,0185$	5,5	$d - 7 + 0,2520$
		6	$d - 8 + 0,6386$

Приклад розрахунку: Різьба M16, крок $P=2$ мм, $d_3 = 13,5462$ мм

8. Розрахунок розмірних ланцюгів

В будь-якій конструкції машини або механізму окремі деталі пов'язані між собою їх взаємним розміщенням, розмірами та допусками на них. Вказаний взаємозв'язок регламентується розмірними ланцюгами.

Розмірним ланцюгом (dimension chain) називається сукупність взаємопов'язаних розмірів, які утворюють замкнутий контур та визначають взаємне розміщення поверхонь (осей) однієї або декількох деталей.

Однією з основних властивостей розмірного ланцюга є його замкнутість, яка й визначає взаємозв'язок розмірів деталей, які входять в розмірний ланцюг. Кожний із розмірів, які утворюють розмірний ланцюг, називається ланкою. Серед ланок розмірного ланцюга розрізняють одну замикальну ланку, а інші – складові. Замикальна ланка (closing link) розмірного ланцюга $A\Sigma$ безпосередньо не виконується, а утворюється автоматично в результаті виконання всіх інших (складових) ланок.

При аналізі розмірних ланцюгів вводять також поняття вихідної ланки.

Вихідною називається ланка, до якої висувається основна вимога точності і яка визначає якість виробу згідно з технічними умовами його експлуатації. В процесі обробки або складання виробу вихідна ланка може виконуватись останньою, замикаючи розмірний ланцюг. В цьому разі вона виконує роль замикальної ланки.

Відносно замикальної ланки складові ланки поділяються на збільшувальні, із збільшенням яких замикальна ланка збільшується, та зменшувальні, при збільшенні яких замикальна ланка зменшується.

Вид ланки (збільшувальна або зменшувальна) можна встановити, використовуючи правило обходу по контуру. Для цього на схемі розмірного ланцюга замикальній ланці надають певне направлення, яке позначається стрілкою над буквеним позначенням ланки. Всі складові ланки також позначаються стрілками, починаючи від ланки сусідньої з вихідною. Стрілки мають складати один замкнутий контур. Всі складові ланки, які мають в даному

випадку направлення стрілок однакове із замикальною, будуть зменшувальними, а інші ланки – збільшувальними.

Розрахунок та аналіз розмірних ланцюгів дозволяє:

- уточнити номінальні розміри деталей, які входять в розмірний ланцюг, визначити на них допуски та граничні відхилення;
- досягти раціонального постановки розмірів на робочих кресленнях;
- визначити операційні допуски та перерахувати конструкторські та технологічні розміри (у разі незбігу технологічних та конструкторських баз);
- обґрунтувати послідовність технологічних операцій при виготовленні та складанні; - одержати вихідні дані для розрахунку на точність пристроїв;
- вибрати засоби та методи вимірювань.

Пряма задача. За заданим номінальним розміром, допуском та граничним відхиленням вихідної ланки визначити номінальні розміри, допуски та граничні відхилення всіх складових ланок розмірного ланцюга. Задача цього типу є найбільш важливою й вирішується при проектному розрахунку розмірного ланцюга.

Обернена задача. За встановленими номінальними розмірами, допусками та граничними відхиленнями складових ланок визначити номінальний розмір, допуск та граничне відхилення замикальної ланки. Таку задачу розв'язують при перевірному розрахунку.

8.1 Розв'язання прямої задачі

Як було відзначено вище, для розв'язання прямої задачі мають бути відомі номінальне значення, допуски та граничні відхилення вихідної ланки. В процесі розв'язання прямої задачі визначаються номінальні розміри, допуски та граничні відхилення всіх складових ланок. Таким чином задача розв'язується в три етапи:

1. Визначення номінальних розмірів.

2. Визначення допусків.
3. Визначення граничних відхилень всіх складових ланок.

Перший етап, а саме визначення номінальних розмірів складових ланок, як правило, труднощів не викликає. Наведемо послідовність визначення розмірів ланок ланцюга методом максимуму-мінімуму.

1. Формулювання задачі. Необхідно визначити вихідну ланку розмірного ланцюга та її вплив на роботу механізму.

2. Аналіз конструкції. На основі аналізу конструкції механізму, в якому знаходиться задана вихідна ланка вказують які конкретно ланки впливають на зміну розміру вихідної ланки. Для цього будують схему розмірного ланцюга, яка складається з фрагмента механізму із схематично позначеними ланками розмірного ланцюга. Ланкам розмірного ланцюга присвоюють номери.

3. Визначають зменшувальні й збільшувальні ланки. Згідно зі схемою розмірного ланцюга, яка наведена в попередньому пункті, окремо креслять тільки схематичне зображення розмірного ланцюга без фрагмента механізму. Користуючись правилом обходу по контуру визначають збільшувальні та зменшувальні ланки.

4. Визначають допуск на розмір вихідної ланки. Згідно із заданими технічними умовами, а саме: значеннями номінального розміру та граничних відхилень вихідної ланки, визначають допуск на розмір вихідної ланки.

$$T_{\Sigma} = A_{\Sigma\max} - A_{\Sigma\min}$$

5. Розраховують основне рівняння розмірного ланцюга. Користуючись схематичним зображенням розмірного ланцюга, складають основне рівняння розмірного ланцюга. Із конструктивних міркувань призначають (вимірюють) розміри всіх складових ланок, що входять в розмірний ланцюг. Підставляють прийняті значення розмірів в основне рівняння, перевіряють виконання вимоги до основного рівняння. Вимога основного рівняння розмірного ланцюга має виконуватись. На цьому перший етап розв'язання задачі завершений.

На другому етапі визначають допуски всіх складових ланок. Приймають, що допуск вихідної ланки буде розподілятися між складовими ланками, користуючись методом рівного ступеня точності. Одиниці допуску вибирають залежно від значення номінальних розмірів всіх складових ланок.

Для цього виконують такі розрахунки:

1) визначають число одиниць допуску;

Допуск вихідної ланки визначений вище. Одиниці допуску вибирають за залежно від значення номінальних розмірів всіх складових ланок(табл.7.1).

Таблиця 8.1 – Визначення одиниць допуску

Інтервали розмірів, мм	В межах від 3 до 6	В межах від 6 до 10	В межах від 10 до 18	В межах від 18 до 30	В межах від 30 до 50
i , мкм	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56
Інтервали розмірів, мм	В межах від 50 до 80	В межах від 80 до 120	В межах від 120 до 180	В межах від 180 до 250	В межах від 250 до 315
i , мкм	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22

Після визначення значення a за таблицею 7.2 вибирають найближче менше число одиниць допуску яке відповідає певному квалітету. За ДСТУ 2500-94 призначають допуски на всі складові ланки відповідно до вибраного квалітету.

Таблиця 8.3 – Залежність кількості одиниць допуску від квалітету

Квалітет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Кількість одиниць допуску, a	7	10	16	25	40	54	100	160	200	400

2) перевіряють правильність призначення допусків;

Всі необхідні дані визначені в попередніх розділах. Якщо умова не виконується, перевіряють правильність призначення квалітету та допусків. На третьому етапу визначають граничні відхилення всіх складових ланок в такій послідовності:

1. Призначають відхилення на всі складові розміри: на ступінчасті розміри відхилення будуть симетричними, наприклад $A_6 = 136 \pm 0,050$; на розміри типу «вал» як на основний вал, наприклад $A_2 = 150_{-0,043}$; а на розміри типу «отвір» як на основний отвір, наприклад $A_1 = 100^{+0,043}$;

2. Розраховують середні значення відхилень полів допусків замикальної та всіх складових ланок;

3. Перевіряють правильність призначення граничних відхилень;

Перевіряють виконання умови, якщо умова не виконується, то доцільно ввести залежну ланку.

4. Розраховують відхили залежної ланки. Зберігають прийняті вище відхилення для всіх ланок крім залежної ланки. Визначають середнє відхилення залежної ланки, враховуючи збільшувальна вона чи зменшувальна.

5. Визначають граничні відхилення залежної ланки;

Перевіряють ще раз правильність призначення граничних відхилень.

Якщо всі базові умови виконуються, то задача розв'язана правильно.

6. Перевіряють правильність призначення допусків. Потрібно відзначити, якщо сума допусків на складові ланки значно менша, ніж допуск на замикальну ланку T_Σ , це значить, що вимоги щодо точності конструкції, яка розглядається, виявились завищеними. Причиною цього є те, що ми з самого початку наших розрахунків прийняли умову, при якій всі складові ланки мають бути виконані в одному ступені точності. Усвідомлюючи це, можна запропонувати, по можливості, розширити допуски на найбільш трудомісткі в технологічному відношенні деталі (ланки). При цьому, звичайно, умова не має порушуватись.

Приклад: Встановити допуски і допустимі відхилення лінійних розмірів деталей частини роз'ємного корпусу зубчатої передачі (рис.7.1), за умови забезпечення зазору A_0 в межах від 1,0 до 1,75 мм. Лінійні розміри, згідно позначень на кресленні, наступні: $A_1 = 140$ мм; $A_2 = 5$ мм; $A_3 = 101$ мм; $A_4 = 50$ мм; $A_5 = 5$ мм.

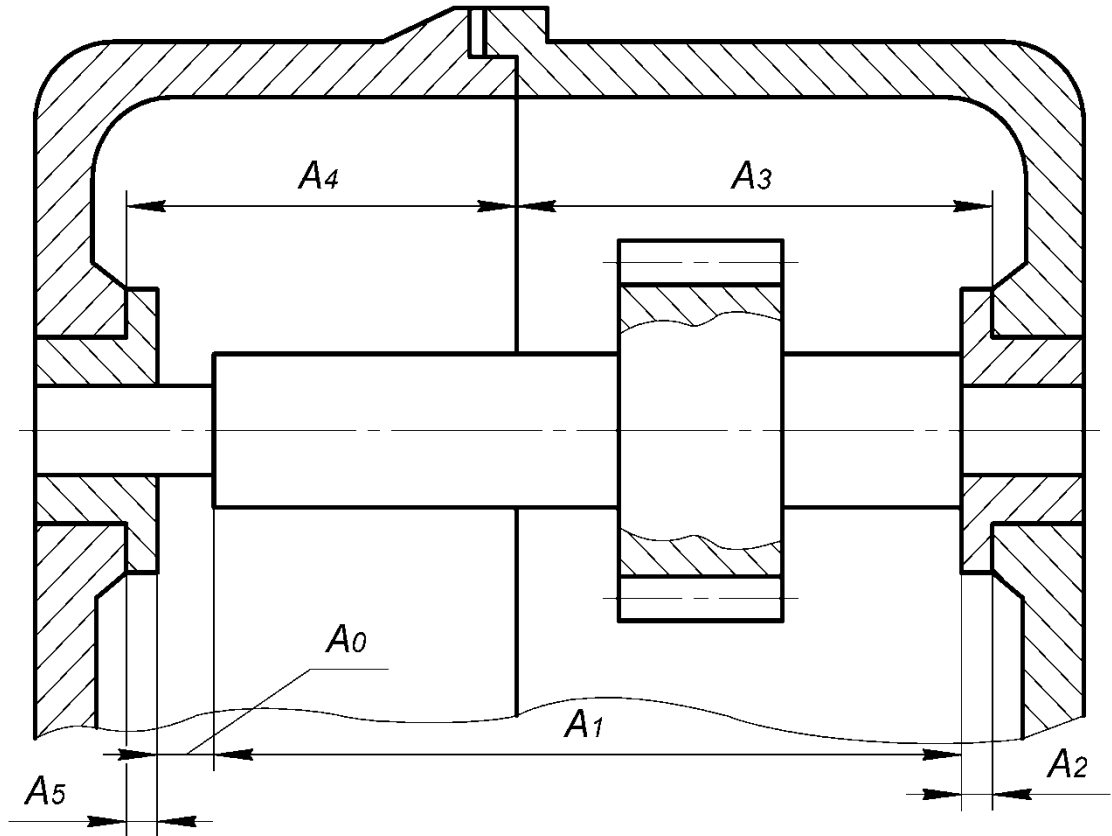


Рисунок 8.1 – Лінійні розміри вузла

Розрахунок: Згідно даних креслення і умови задачі будуюмо розмірний ланцюг (рис. 8.2). Замикаючою ланкою розмірного ланцюга є зазор із наступними розмірами:

$$A_0 = 1+0,75 \text{ мм}; TA_0 = 0,75 \text{ мм}; EIA_0 = 0; ESA_0 = +0,75 \text{ мм}; EсA_0 = +0,375 \text{ мм}.$$

Величина середнього допуску рівна:

$$T_{ср} = TA_0 / (m - 1),$$

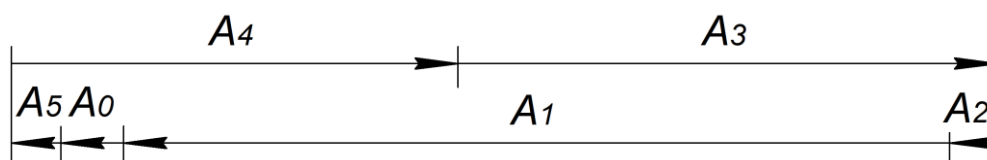
де m – кількість ланок розмірного ланцюга.

$$\text{Відповідно } T_{ср} = 0,75 / (6-1) = 0,15 \text{ мм}.$$

Дана величина середнього допуску для деталей корпусу відповідає допускам 11-го квалітету точності, дотримання яких не викликає технологічних труднощів. У зв'язку з цим на всі розміри ланок розмірного ланцюга призначаємо допуски по $h11$ і $H11$, тобто: ω

$$A_1 = 140_{-0,22} \text{ мм}; A_2 = 5_{-0,075} \text{ мм}; A_3 = 101^{+0,22} \text{ мм}; A_4 = 50^{+0,16} \text{ мм}; A_5 = 5_{-0,075} \text{ мм}.$$

Рисунок 8.2 – Розмірний ланцюг вузла



Як показує проведена перевірка, що в даному випадку ω_0 вихідного розміру A_0 перевищують величину встановленого допуску $TA_0 = 0,75$ мм, оскільки

$$\omega_0 = 0,25 + 0,075 + 0,22 + 0,16 + 0,075 = 0,78 \text{ мм}.$$

Відповідно задана умова розрахунку не виконується. Отже, необхідно підібрати регулюючу ланку, розмір якої повинен бути оброблений точніше 11-го квалітету. В якості регулюючої ланки вибираємо розмір $A_1 = 140$ мм; виконання і вимірювання якого не викликає труднощів, а абсолютна величина допуску якого більша, ніж у інших розмірів, а отже може бути зменшена без ускладнень.

Допуск регулюючої ланки A_1 визначається за формулою:

$$TA_p = TA_0 - \sum_{i=1}^{m-2} TA_i.$$

Після підстановки даних отримаємо

$$TA_1 = 0,75 - (0,075 + 0,75 + 0,22 + 0,16 + 0,075) = 0,22 \text{ мм}.$$

Координата середини поля допуску для збільшеної ланки рівна

$$E_{cA_p} = E_{cA_0} - \sum_{i=1}^{n-1} E_{cA_i} + \sum_{n+1}^{m-1} E_{cA_i}$$

а для зменшувальної

$$E_{cA_p} = - \sum_{i=1}^n E_{cA_i} + \sum_{n+1}^{m-2} E_{cA_i} - E_{cA_0}.$$

Ланка A_l є зменшувальною, тому

$$E_{cA_l} = (0,11 \div 0,08) - (-0,0375 - 0,0375) = -0,11 \text{ мм.}$$

$$ES A_l = -0,11 + \frac{0,22}{2} = 0; \quad EI A_l = -0,11 - \frac{0,22}{2} = -0,22 \text{ мм.}$$

Розмір регулюючої ланки: $A_l = 140_{-0,22} \text{ мм.}$

Проводимо перевірку :

$$A_0^{max} = (A_3^{max} + A_4^{max}) - (A_1^{min} + A_2^{min} + A_5^{min}) = (101,22 + 50,16) - (139,78 + 4,925 + 4,925) = 1,75 \text{ мм.}$$

$$A_0^{min} = (A_3^{min} + A_4^{min}) - (A_1^{max} + A_2^{max} + A_5^{max}) = (101 + 50) - (140 + 5 + 5) = 1,0 \text{ мм.}$$

Задача розв'язана правильно.

Отже, виконані розрахунки дозволили уточнити номінальні значення всіх розмірів, які входять в розмірний ланцюг та обґрунтовано призначити на них допуски та граничні відхилення.

9. Вимоги до виконання робочих креслеників

9.1 Правила і рекомендації щодо призначення допусків та граничних відхилів

Геометрична точність деталей оцінюється:

- точністю розмірів елементів деталей; - точністю їх взаємного розташування;

- точністю форми поверхонь елементів (макрогеометрією поверхонь);

- шорсткістю поверхонь (мікрогеометрією).

При проектуванні деталей задають не тільки розміри елементів, але й їх граничні відхилення за всіма чотирма геометричними параметрами.

9.1.1 Граничні відхилення розмірів

Для всіх розмірів, які нанесені на креслені, вказуються граничні відхилення. Граничні відхилення спряжених розмірів відповідають посадкам, які вказані на складальних кресленнях. Їх наносять на креслені одним з трьох способів, встановленим СТ РЕВ 145-88:

- умовним позначенням полів допусків – $30f6, 70H8$;

- числовими значеннями граничних відхилень – 30, 70;

- умовними позначеннями полів допусків з вказуванням в дужках числових значень граничних відхилень – $30f6\left(\begin{smallmatrix} -0,02 \\ -0,03 \end{smallmatrix}\right)$.

Граничні відхилення розмірів, які входять в розмірний ланцюг, вказуються відповідно до результатів розрахунків розмірних ланцюгів. Числові значення відхилень визначаються за таблицями ДСТУ ГОСТ 30893-2002 залежно від класу точності, вказаному в загальному записі.

9.1.2 Допуски форми та розташування

Вибір допусків залежить від конструктивних та технологічних вимог до елементів деталей.

На креслениках безпосередньо вказуються лише ті допуски форми та розташування, які через конструктивні й технологічні причини мають бути меншими, а в окремих випадках – більшими, чим вказані.

Всі допуски форми та розташування поділяють на дві групи:

- обмежені полем допуску розміру;
- безпосередньо не обмежені полем допуску розміру.

До першої групи відносяться допуски циліндричності, круглості, профілю повздовжнього перерізу, площинності, прямолінійності та паралельності. На дані допуски розповсюджується правило, якщо допуски форми та розташування не вказані, то вони мають бути обмежені полем допуску розміру.

Відхилення форми та розташування другої групи не входять складовою частиною в похибку розміру відповідних елементів й не виявляються при контролі розмірів. Тому ці відхилення завжди мають бути обмеженими граничними допусками. Допуски форми та розташування поверхонь вказуються на кресленнях відповідно до ДСТУ ISO 7083:2009.

9.2 Технічні вимоги на креслениках

Текстову частину вимог розміщують на полі креслення над основним написом в такому порядку:

- вимоги до матеріалу, заготовки, термічної обробки;
- розміри (формувальні та штампувальні радіуси, ухили);
- граничні відхилення розмірів, форми та розташування поверхонь, дисбаланс;
- вимоги до якості поверхонь (шорсткість, покриття).

9.3 Призначення допусків форми, розташування та шорсткості поверхонь для виконання робочих креслеників валів

9.3.1 Загальні вимоги до вибору допусків форми та розташування

При виборі допусків форми та розташування на деталі форми й розташування на деталі типу вали всі вимоги можна розділити на три групи.

Перша група пов'язана з установленням підшипників кочення, або із створенням необхідних умов для роботи цих підшипників.

Друга група забезпечує точність зачеплення в зубчатих та черв'ячних передачах.

Третя група обмежує неврівноваженість деталей.

Під час призначення допусків взаємного розташування різних елементів валів, насамперед необхідно вибрати бази, відносно яких вони будуть задаватися. За базову поверхню, зазвичай, вибирають поверхні цапф, тобто ті поверхні, які визначають положення вала в механізмі.

9.3.2 Призначення допусків форми та розташування поверхонь

Для підшипників кочення призначають допуск радіального биття посадочної поверхні відносно загальної осі.

Допуск радіального биття рекомендується призначати замість співвісності, оскільки полегшується контроль даного параметра.

Для забезпечення якості роботи підшипника кочення, крім радіального биття, призначають допуск торцьового биття запличика вала.

Для забезпечення норм контакту зубців в передачі – призначають допуск торцьового биття, буртика вала.

Для забезпечення виконання норм кінематичної точності передачі – призначають допуск радіального биття посадочної поверхні для зубчатого колеса.

Для обмеження можливого дисбалансу як самого вала, так й вала в механізмі призначають допуск радіального биття, а для зірочок, залежно від частоти обертання.

Для забезпечення якісної роботи підшипників кочення призначають допуски круглості та профілю повздовжнього перерізу.

Допуск симетричності розташування бокових сторін шліців – для забезпечення рівномірності контакту бокових поверхонь шліців в спряжені.

Допуск симетричності та допуск паралельності на розташування шпонкового (шліцьового) паза відносно осі циліндричної поверхні для спрощення складання-розбирання з'єднання.

9.3.3 Призначення параметрів шорсткості

Значення параметра Ra шорсткості поверхонь в шпонковому з'єднанні згідно з рекомендаціями потрібно вибирати не більше:

- для робочих поверхонь пазів та шпонок – 1,6 ... 3,2 мкм;
- для неробочих поверхонь – 6,3 ... 12,5 мкм.

Значення параметра шорсткості посадочних поверхонь під підшипники кочення вибирають за таблицею 9.1.

Таблиця 9.1 – Параметри шорсткості посадочних поверхонь під підшипники кочення

Посадочна поверхня	Номінальний розмір, мм	Значення параметра Ra , мкм		
		Клас точності підшипника		
		0	6 та 5	4
Валів	до 80	1,25	0,63	0,32
	вище 80 до 500	2,5	1,25	0,63
Отворів корпусів	до 80	1,25	0,63	0,63
	вище 80 до 500	2,5	1,25	1,25
Опорних торців заплечиків валів та корпусів	до 80	2,5	1,25	1,25
	вище 80 до 500	2,5	2,5	2,5

Значення параметра Ra шорсткості поверхонь зубчастих (шліцьових) з'єднань потрібно вибирати за таблицею 8.2. Шорсткість поверхонь під

манжетні ущільнення вибирають відповідно до таблиці 8.3. Також необхідно призначати шорсткість поверхонь запличика вала та під зубчате колесо.

Таблиця 9.2 – Параметри шорсткості посадочних поверхонь зубчастих (шліцьових) з'єднань

З'єднання	Значення параметрів Ra , мкм не більше					
	Впадина отвору	Зуб вала	Центруючі поверхні		Нецентруючі поверхні	
			Отвір	Вал	Отвір	Вал
Нерухоме	1,6...3,2	1,6...3,2	0,8...1,6	0,4...0,8	3,2...6,3	1,6...6,3
Рухоме	0,8...1,6	0,4...0,8	0,8...1,6	0,4...0,6	3,2	1,6...3,2

Таблиця 8.3 – Шорсткість поверхонь під манжетні ущільнення

Характеристика поверхні	Значення параметра Ra , мкм
Посадочні поверхні підшипників ковзання	0,4...0,8
Поверхні деталей в посадках з натягом	0,8...1,6
Поверхні валів під ущільнення	0,2...0,4, полірувати

10 Питання з дисципліни

1. Повна та неповна взаємозамінність, їх сутність, різновиди та умови застосування. 2. Поняття розміру. Які розміри називають номінальними, дійсними, граничними і як їх визначають? В яких межах повинні знаходитись дійсні розміри?

3. Які розміри називають дійсними? В яких межах повинні знаходитись їх числові значення і як ці межі задаються?

4. Що називається відхилом розміру? Граничні і дійсні відхили. Якими параметрами існуючої системи допусків і посадок задаються граничні відхили?

5. Що таке граничний розмір? Різновиди цих розмірів. Як задаються граничні розміри гладкої поверхні?

6. Основні відхили гладких поверхонь. Як вони позначаються і що задають при позначенні поля допуску. Як залежить основний відхил від номінального розміру поверхні та від квалітету?

7. Квалітети – що задають, як позначаються, галузі їх застосування. Як по номеру квалітету визначається допуск гладких поверхонь?

8. Нормування точності гладких поверхонь. Як будується система допусків для гладких поверхонь?

9. Що таке одиниця допуску? Що вона задає і як її вираховують? Від чого залежить та для чого використовується ця величина?

10. Що таке коефіцієнт кількості одиниць допуску в формулі визначення допуску гладкої поверхні? Від чого він залежить та як змінюється?

11. Що називають допуском на розмір поверхні? Яким параметром існуючої системи задається допуск поверхні. Наведіть формули для розрахунку допусків через граничні розміри та граничні відхили отвору і вала.

12. Що таке поле допуску гладкої поверхні? Що воно задає і як позначається на кресленику?

13. Правила позначення полів допусків гладких (циліндричних) поверхонь на креслениках деталей. Наведіть приклади графічного зображення полів допусків для валів та отворів.

14. Що називається посадкою? Якими параметрами вона характеризується? Типи посадок та їх призначення. Правила позначення посадок в існуючій системі допусків та посадок.

15. Системні посадки гладких з'єднань. Правила утворення та позначення на кресленику посадок в системі отвору та в системі вала. Наведіть приклади.

16. Що називають допуском посадки? Запишіть формули для обчислення допуску посадки через граничні: а) зазори; б) натяги. Як вираховують допуск перехідних посадок.

17. Наведіть визначення посадок в системі отвору і в системі вала. Чому посадки в системі отвору мають перевагу при використанні? В яких випадках застосовують посадки в системі вала?

18. Що називають зазором? Призначення та застосування посадок с зазором. Запишіть формули для обчислення зазорів через граничні розміри і граничні відхили.

19. Що таке перехідні посадки? Призначення та застосування перехідних посадок. Наведіть приклади. Як вираховують граничні зазори та граничні натяги в перехідних посадках?

20. Що називають натягом? Призначення та застосування посадок з натягом. Запишіть формули для обчислення натягів через граничні розміри і граничні відхили.

21. Загальна характеристика конструкції штангенциркуля. Контроль деталі за допомогою штангенциркуля.

22. Загальна характеристика конструкції мікрометра. Контроль деталі за допомогою мікрометра.

23. Вибір метрологічних властивостей вимірювального приладу. Прямі та відносні вимірювання. Наведіть приклади.

24.Призначення підшипників кочення. Позначення полів допусків приєднувальних поверхонь підшипників кочення.

25.Нормування точності підшипників кочення. Галузі використання підшипників різних класів точності. Позначення посадок для підшипників кочення.

26.Особливості полів допусків приєднувальних поверхонь підшипників кочення. Позначення посадок для підшипників кочення.

27.Види навантаження кілець підшипників. Методика призначення посадок підшипників кочення. Наведіть приклади позначення посадок.

28.Методика призначення посадки для кільця підшипника кочення, яке має циркуляційне навантаження. Наведіть приклади позначення посадок для внутрішнього та зовнішнього кілець з таким навантаженням.

29.Призначення шпонкових з'єднань. Система допусків і посадок цих з'єднань. Приклади позначення шпонкових з'єднань.

30.Умови роботи шпонки в з'єднанні і які пов'язані з цим особливості нормування точності спряжень по різних розмірах шпонки. Записати посадки для шпонкового з'єднання.

31. Види шпонкових з'єднань за характером посадки по ширині шпонки. Для яких навантажень використовуються ці види з'єднань. Наведіть приклади позначення цих посадок.

32.Призначення шліцьових з'єднань та їх види. Основні розмірні параметри шліцьових поверхонь різних видів. Призначення посадок для центруючих та нецентруючих поверхонь. Наведіть приклади позначення посадок.

33.Система допусків і посадок шліцьових прямобічних з'єднань. Способи центрування та приклади позначення посадок в таких з'єднаннях. Правила позначення на кресленіку шліцьових прямобічних з'єднань та окремих шліцьових поверхонь.

34. Призначення різьбових з'єднань та їх види. Основні розмірні параметри різьбових з'єднань. Наведіть приклади позначення посадок таких з'єднань.

35. Система допусків і посадок метричних кріпильних різьбових з'єднань. Наведіть приклади позначення посадок різьбових з'єднань.

36. Які параметри різьбової поверхні болта та гайки нормуються їх полями допусків? Наведіть приклади позначення різьбового з'єднання та окремо болта і гайки.

37. В яких випадках при позначенні різі вказується її крок та напрямок? Наведіть приклади позначення посадок різьбових з'єднань.

38. В яких випадках при позначенні поля допуску різі болта і гайки вказується подвійне позначення (4g5g; 6h7h, 4G5G; 6H7H)? Що це означає? Наведіть приклади позначення посадок різьбових з'єднань.

39. Запишіть позначення посадки різьбового з'єднання для метричної різі з мілким кроком та лівим напрямком. Запишіть позначення окремо для зовнішньої та внутрішньої різьбової поверхні. Розшифруйте наведені позначення.

40. Що таке профіль поверхні при нормуванні похибки форми поверхні? Наведіть приклади реального та прилягаючого профілю поверхні.

41. Що таке прилягаюча поверхня при нормуванні похибки форми поверхні? Наведіть приклади прилягаючої поверхні.

42. Що таке номінальний профіль поверхні при нормуванні похибки розташування поверхні? Наведіть приклади номінального профілю поверхні.

43. Що таке номінальна поверхня при нормуванні похибки розташування поверхні? Наведіть приклади номінальної поверхні.

44. Дайте характеристику похибки форми "відхилення від прямолінійності". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.

45. Дайте характеристику похибки форми "відхилення від круглості". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.

46. Дайте характеристику похибки форми "відхилення від циліндричності". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.
47. Дайте характеристику похибки форми "відхилення від площинності". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.
48. Дайте характеристику параметра шорсткості R_a . Наведіть приклад умовного позначення шорсткості поверхні з зазначенням параметрів R_a та напрямку шорсткості.
49. Дайте характеристику параметра шорсткості R_z . Наведіть приклад умовного позначення шорсткості поверхні з зазначенням параметрів R_z та методу обробки.
50. Дайте характеристику параметра шорсткості R_{max} . Наведіть приклад умовного позначення шорсткості поверхні з зазначенням параметрів R_a , R_{max} та базової довжини.
51. Дайте характеристику параметра шорсткості R_{max} . Наведіть приклад умовного позначення шорсткості поверхні з зазначенням параметрів R_{max} та базової довжини.
52. Дайте характеристику параметра шорсткості S_m . Наведіть приклад умовного позначення шорсткості поверхні з зазначенням параметрів R_a та S_m .
53. Дайте характеристику параметра шорсткості S . Наведіть приклад умовного позначення шорсткості поверхні з зазначенням параметрів R_z та S .
54. В яких випадках при позначенні шорсткості вказується базова довжина, напрямок шорсткості та метод обробки поверхні? Наведіть приклади позначення шорсткості поверхонь.
55. Що таке профіль поверхні при нормуванні похибки форми поверхні? Наведіть приклади реального профілю поверхні.
56. Що таке прилеглий профіль поверхні при нормуванні похибки форми поверхні? Наведіть приклади прилеглого профілю поверхні.
57. Що таке прилегла поверхня при нормуванні похибки форми поверхні? Наведіть приклади прилеглої поверхні.

58. Що таке номінальний профіль поверхні при нормуванні похибки розташування поверхні? Наведіть приклади номінального профілю поверхні.
59. Що таке номінальна поверхня при нормуванні похибки розташування поверхні? Наведіть приклади номінальної поверхні.
60. Дайте характеристику похибки форми "відхилення від прямолінійності". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.
61. Дайте характеристику похибки форми "відхилення від круглості". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.
62. Дайте характеристику похибки форми "відхилення від циліндричності". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.
63. Дайте характеристику похибки форми "відхилення від площинності". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.
64. Дайте характеристику похибки форми "відхилення від профілю повздовжнього перерізу ". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.
65. Дайте характеристику похибки розташування "відхил від паралельності площин". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.
66. Дайте характеристику похибки розташування "відхил від паралельності вісі відносно площини". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.
67. Дайте характеристику похибки розташування "відхил від перпендикулярності площин". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.
68. Дайте характеристику похибки розташування "відхил від перпендикулярності вісі відносно площини". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.
69. Дайте характеристику похибки розташування "відхил від співвісності". Наведіть приклади позначення цієї похибки відносно конструкторської бази на ескізі деталі.

70. Дайте характеристику похибки розташування "відхил від співвісності". Наведіть приклади позначення цієї похибки відносно технологічної бази на ескізі деталі.

71. Дайте характеристику похибки розташування "відхил від заданого положення (позиційна похибка)". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.

72. Дайте характеристику похибки розташування "відхил від симетричності". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.

73. Дайте характеристику похибки розташування "відхил від перетину осей". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.

74. Дайте характеристику похибки розташування "радіальне биття". Наведіть на ескізі деталі приклади позначення цієї похибки відносно конструкторської бази.

75. Дайте характеристику похибки розташування "радіальне биття". Наведіть на ескізі деталі приклади позначення цієї похибки відносно технологічної бази.

76. Дайте характеристику похибки розташування "повне радіальне биття". Наведіть приклади позначення цієї похибки на ескізі деталі.

77. Дайте характеристику похибки розташування "торцеве биття". Наведіть на ескізі деталі приклади позначення цієї похибки відносно конструкторської бази.

78. Дайте характеристику похибки розташування "торцеве биття". Наведіть на ескізі деталі приклади позначення цієї похибки відносно технологічної бази.

79. Що таке розмірний ланцюг. Різновиди розмірних ланцюгів. Методи розрахунку розмірних ланцюгів.

80. Що таке розмірний ланцюг? Що таке замикаюча ланка в розмірному ланцюзі? Як утворюється розмір цієї ланки?

81. Що таке збільшуючи та зменшуючи ланки в розмірному ланцюзі? Як визначається цей параметр ланки?

82. Які параметри характеризують ланки в розмірному ланцюзі?
83. Що таке розмірний ланцюг? Що таке залежна ланка і для чого вона розглядається при розрахунках розмірних ланцюгів?
84. Рівняння, що характеризують співвідношення між параметрами замикаючої та складових ланок розмірного ланцюга.
85. Методи проектного розрахунку розмірних ланцюгів. Які методи забезпечують повну взаємозамінність і чому?
86. Що таке розмірний ланцюг? Задачі проектного та перевірного розрахунків розмірних ланцюгів.
87. Як визначається точність складових ланок розмірного ланцюга?
88. В чому полягає сутність розрахунку розмірних ланцюгів методом максимуму-мінімуму?
89. В чому полягає сутність імовірнісного методу при розрахунку розмірних ланцюгів?
90. В чому полягає сутність методу селективного складання при розрахунку розмірних ланцюгів?
91. В чому полягає сутність методу регулювання при розрахунку розмірних ланцюгів?
92. Записати позначення посадки гладкого з'єднання з середнім зазором високої точності в системі отвору. Для обраної посадки накреслити схему розташування полів допусків з позначенням всіх параметрів посадки.
93. Розшифруйте позначення посадки кільця підшипника кочення.
94. Розшифруйте позначення поля допуску кільця підшипника кочення.
95. Розшифруйте позначення посадки метричного різьбового з'єднання.
96. Розшифруйте позначення поля допуску метричної різі болта.
97. Розшифруйте позначення поля допуску метричної різі гайки.
98. Розшифруйте позначення посадки прямобічного шліцьового з'єднання.

99. Розшифруйте позначення прямобічного шліцьового вала.

100. Розшифруйте позначення посадки евольвентного шліцьового з'єднання.

11 Тестові питання

1. Поверхні, які взаємодіють з іншими поверхнями, є:

- a) спряжувальні;
- b) охоплюючі;
- c) охоплювані;
- d) вільні.

2. Поверхні, які умовно визначаються як отвір:

- a) спряжувальні;
- b) охоплюючі;
- c) охоплювані;
- d) вільні.

3. Поверхні, які умовно визначаються як вал:

- a) спряжувальні;
- b) охоплюючі;
- c) охоплювані;
- d) вільні.

4. Поверхні, які не контактують з іншими поверхнями під час роботи, є:

- a) спряжувальні;
- b) охоплюючі;
- c) охоплювані;
- d) вільні.

5. Умовне позначення верхнього відхилення валу:

- a) ES;
- b) es;
- c) EI;
- d) ei.

6. Умовне позначення нижнього відхилення валу:

- a) ES;
- b) es;
- c) EI;
- d) ei.

7. Умовне позначення верхнього відхилення отвору:

- a) ES;
- b) es;
- c) EI;
- d) ei.

8. Умовне позначення нижнього відхилення отвору:

- a) ES;
- b) es;
- c) EI;
- d) ei.

9. Умовне позначення допуску внутрішньої поверхні:

- a) ES;
- b) EI;
- c) TD;
- d) Td;

10. Умовне позначення допуску зовнішньої поверхні:

- a) ES;
- b) EI;
- c) TD;
- d) Td.

11. Умовне позначення допуску внутрішньої поверхні:

- a) ES;

- b) EI;
- c) TD;
- d) Td.

12. Різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами поверхні, є:

- a) величина допуску;
- b) величина верхнього відхилення;
- c) величина нижнього відхилення;
- d) квалітет.

13. Числове значення лінійної чи кутової величини у вибраних одиницях вимірювання, є:

- a) розмір;
- b) дійсний розмір;
- c) номінальний розмір;
- d) граничний розмір.

14. Розмір, який встановлено вимірюванням з допустимою похибкою.

- a) розмір;
- b) дійсний розмір;
- c) номінальний розмір;
- d) граничний розмір.

15. Розмір, прийнятий під час проектування і заданий кресленням.

- a) розмір;
- b) дійсний розмір;
- c) номінальний розмір;
- d) граничний розмір.

16. Розмір гранично допустимий, що обмежує дійсний розмір деталі.

- a) розмір;

- b) дійсний розмір;
- c) номінальний розмір;
- d) граничний розмір.

17. Алгебраїчна різниця між розміром і його номінальним значенням, є:

- a) розмір;
- b) дійсний розмір;
- c) номінальний розмір;
- d) відхил розміру.

18. Параметр, який використаний для визначення нерівностей, що характеризують шорсткість поверхні, є:

- a) базова довжина;
- b) лінія виступів профілю;
- c) лінія западин профілю;
- d) середнє арифметичне відхилення профілю.

19. Лінія, еквідистантна середній, яка проходить через найвищу точку профілю в межах базової довжини:

- a) базова довжина;
- b) лінія виступів профілю;
- c) лінія западин профілю;
- d) середнє арифметичне відхилення профілю.

20. Лінія, еквідистантна середній, яка проходить через найнижчу точку профілю в межах базової довжини:

- a) базова довжина;
- b) лінія виступів профілю;
- c) лінія западин профілю;
- d) середнє арифметичне відхилення профілю.

21. Кількість квалітетів точності встановлено у стандартах **ISO**:

- a) 14;
- b) 17;
- c) 20;
- d) 12.

22. Посадки, що забезпечують зазор у з'єднаннях називають:

- a) посадки з зазором;
- b) посадки з натягом;
- c) перехідні посадки;
- d) полем допуску.

23. Посадки, що забезпечують натяг у з'єднаннях називають:

- a) посадки з зазором;
- b) посадки з натягом;
- c) перехідні посадки;
- d) полем допуску.

24. Характер з'єднання, при яких можливе отримання як зазорів , так і натягів:

- a) посадки з зазором;
- b) посадки з натягом;
- c) перехідні посадки;
- d) полем допуску.

25. Відстань найближчої границі поля допуску до нульової лінії, ϵ :

- a) верхній відхил;
- b) нижній відхил;
- c) основний відхил;
- d) поле допуску;

26. Допуск посадки з натягом дорівнює:

- a) $TS = S_{\max} - S_{\min}$;
- b) $TN = N_{\max} - N_{\min}$;
- c) $TS = S_{\max} + S_{\min}$;
- d) $TN = N_{\max} + N_{\min}$;
- e) $TS = S_{\max} + N_{\max}$.

27. Допуск посадки з зазором дорівнює:

- a) $TS = S_{\max} - S_{\min}$;
- b) $TN = N_{\max} - N_{\min}$;
- c) $TS = S_{\max} + S_{\min}$;
- d) $TN = N_{\max} + N_{\min}$;
- e) $TS = S_{\max} + N_{\max}$.

28. Допуск перехідної посадки дорівнює:

- a) $TS = S_{\max} - S_{\min}$;
- b) $TN = N_{\max} - N_{\min}$;
- c) $TS = S_{\max} + S_{\min}$;
- d) $TN = N_{\max} + N_{\min}$;
- e) $TS = S_{\max} + N_{\max}$.

29. Що є критерієм для визначення посадки з натягом:

- a) мінімальний натяг;
- b) максимальний натяг;
- c) основне відхилення;
- d) допуск.

30. Що є критерієм для визначення посадки із зазором:

- a) мінімальний зазор;
- b) максимальний зазор;
- c) основне відхилення;
- d) допуск.

31. Якій системі в машинобудуванні надають перевагу:

- a) системі валу;
- b) системі отвору;

- c) системі допусків і посадок ;
- d) системі різьбових з'єднань;

32. Формула, за якою розраховується найбільший зазор:

- a) $S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}$;
- b) $S_{\max} = D_{\min} - d_{\max}$;
- c) $S_{\max} = d_{\max} - D_{\min}$;
- d) $S_{\max} = d_{\min} - D_{\max}$;

33. Формула, за якою розраховується мінімальний зазор:

- a) $S_{\min} = D_{\max} - d_{\min}$;
- b) $S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}$;
- c) $S_{\min} = d_{\max} - D_{\min}$;
- d) $S_{\min} = d_{\min} - D_{\max}$;

34. Формула, за якою розраховується мінімальний натяг:

- a) $N_{\min} = D_{\max} - d_{\min}$;
- b) $N_{\min} = D_{\min} - d_{\max}$;
- c) $N_{\min} = d_{\max} - D_{\min}$;
- d) $N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}$;

35. Формула, за якою розраховується максимальний натяг:

- a) $N_{\max} = D_{\max} - d_{\min}$;
- b) $N_{\max} = D_{\min} - d_{\max}$;
- c) $N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}$;
- d) $N_{\max} = d_{\min} - D_{\max}$;

36. Величина кількості одиниць допуску «а»:

- a) розраховується за формулою;
- b) вибирається по таблицях;
- c) дорівнює розміру;
- d) дорівнює допуску.

37. Поверхні, які створюють шпонкове з'єднання:

- a) ширина пазів вала та отвору з висотою шпонки;
- b) ширина пазів вала та отвору з шириною шпонки;
- c) ширина пазів вала та отвору з довжиною шпонки;
- d) висота шпонки з глибиною паза на валу і висотою паза на втулці;

38. Визначити поля допусків характерні для вільного шпонкового з'єднання:

- a) паз на валу – $H9$, паз в отворі – $D10$;

- b) паз на валу – $N9$, паз в отворі – $Is9$;
- c) паз на валу – $P9$, паз в отворі – $P9$;
- d) паз на валу – $H9$, паз в отворі – $h9$;

39. Визначити поля допусків характерні для нормального шпонкового з'єднання:

- a) паз на валу – $H9$, паз в отворі – $D10$;
- b) паз на валу – $N9$, паз в отворі – $Is9$;
- c) паз на валу – $P9$, паз в отворі – $P9$;
- d) паз на валу – $H9$, паз в отворі – $h9$;

40. Визначити поля допусків характерні для щільного шпонкового з'єднання:

- a) паз на валу – $H9$, паз в отворі – $D10$;
- b) паз на валу – $N9$, паз в отворі – $Is9$;
- c) паз на валу – $P9$, паз в отворі – $P9$;
- d) паз на валу – $H9$, паз в отворі – $h9$;

41. Визначити вид шпонкового з'єднання з основними відхилами: шпонка – $h9$; паз вала – $H9$; паз втулки – $D10$:

- a) щільне ;
- b) нормальне;
- c) вільне;
- d) вірні відповіді а і b.

42. Визначити вид шпонкового з'єднання з основними відхилами: шпонка – $h9$; паз вала – $N9$; паз втулки – $Is9$:

- a) щільне ;
- b) нормальне;
- c) вільне;
- d) вірні відповіді а і b.

43. Визначити вид шпонкового з'єднання з основними відхилами: шпонка – $h9$; паз вала – $P9$; паз втулки – $P9$:

- a) щільне ;
- b) нормальне;

- c) вільне;
- d) вірні відповіді a і b.

44. Відношення різниці діаметрів малої та великої основ до довжини конічної поверхні, є:

- a) нахил;
- b) конусність;
- c) кут конусу;
- d) кут нахилу.

45. Відхилом від круглості циліндричної поверхні, є:

- a) овальність і огранка;
- b) конусоподібність;
- c) бочкоподібність;
- d) сідлоподібність.

46. Відхилом від циліндричності поверхні, є:

- a) овальність;
- b) огранка ;
- c) бочкоподібність;
- d) кут нахилу.

47. Визначити розміри і поверхні шліцьового прямобічного з'єднання з центруванням по зовнішньому діаметру:

- a) внутрішній і зовнішній діаметри вала і отвору;
- b) зовнішні діаметри вала і отвору і бокові сторони вала і отвору;
- c) внутрішній діаметр і бокові сторони;
- d) бокові сторони вала і отвору.

48. Визначити розміри і поверхні шліцьового прямобічного з'єднання з центруванням по внутрішньому діаметру:

- a) внутрішній і зовнішній діаметри вала і отвору;

- b) зовнішні діаметри вала і отвору і бокові сторони вала і отвору;
- c) внутрішній діаметр і бокові сторони;
- d) бокові сторони вала і отвору.

49. Визначити розміри і поверхні шліцевого прямобічного з'єднання з центруванням по бокових сторонах:

- a) внутрішній і зовнішній діаметри вала і отвору;
- b) зовнішні діаметри вала і отвору і бокові сторони вала і отвору;
- c) внутрішній діаметр і бокові сторони;
- d) бокові сторони вала і отвору;

50. Визначити, до якого виду центрування належить прямобічне шліцеве

$$\text{з'єднання } D-8 \times 32 \times 36 \frac{H7}{f7} \times 6 \frac{F8}{f8}:$$

- a) центрування по внутрішньому діаметру;
- b) центрування по боковим поверхням;
- c) центрування по зовнішньому діаметру;
- d) центрування по середньому діаметру.

51. Визначити, до якого виду центрування належить прямобічне шліцеве з'єднання $b-8 \times 32 \times 36 \times 6F8/f8$:

- a) центрування по внутрішньому діаметру;
- b) центрування по боковим поверхням;
- c) центрування по зовнішньому діаметру;
- d) центрування по середньому діаметру.

52. Визначити, до якого виду центрування належить прямобічне шліцеве з'єднання $d-8 \times 32H7/f7 \times 36H12/a11 \times 6D9/h9$.

- a) центрування по внутрішньому діаметру;
- b) центрування по боковим поверхням;
- c) центрування по зовнішньому діаметру;
- d) центрування по середньому діаметру.

53. Визначити, до якого виду центрування належить евольвентне шліцьове з'єднання $50 \times 2 \times 9H/9g$:
- a) центрування по зовнішньому діаметру;
 - b) центрування по бокових сторонах;
 - c) центрування по внутрішньому діаметру;
 - d) центрування по середньому діаметру.
54. Розшифрувати позначення $d-8 \times 32H7/f7 \times 36H12/a11 \times 6D9/h9$.
- a) центрування по зовнішньому діаметру;
 - b) центрування по бокових сторонах;
 - c) центрування по внутрішньому діаметру;
 - d) центрування по середньому діаметру.
55. Розшифрувати позначення $D-8 \times 32 \times 36H7/f7 \times 6F8/f8$.
- a) центрування по зовнішньому діаметру;
 - b) центрування по бокових сторонах;
 - c) центрування по внутрішньому діаметру;
 - d) центрування по середньому діаметру.
56. Розшифрувати позначення $b-8 \times 32 \times 36 \times 6D9/h8$.
- a) центрування по зовнішньому діаметру;
 - b) центрування по бокових сторонах;
 - c) центрування по внутрішньому діаметру;
 - d) центрування по середньому діаметру.
57. Розшифрувати позначення з'єднання $50 \times H7/g6 \times 2$.
- a) шліцьове прямобічне з'єднання з центруванням по бокових сторонах;
 - b) шліцьове евольвентне з'єднання з центруванням по зовнішньому діаметру;
 - c) шліцьове евольвентне з'єднання з центруванням по бокових сторонах;
 - d) вірні відповіді b і a.

58. Розшифрувати позначення зубчастого евольвентного колеса 7-В.
- a) 7-норма кінематичної точності, В- вид спряження;
 - b) 7-норма кінематичної точності, плавності та плям контакту, В-вид спряжень;
 - c) 7- точність по плавності, В- допуск бокового зазору;
 - d) вірні відповіді а і с.
59. Визначити, розміри яких поверхонь взаємодіють при утворенні різьбового з'єднання.
- a) середній і внутрішній діаметр вала з внутрішнім та зовнішнім діаметром отвору;
 - b) середній і зовнішній діаметр вала з середнім та внутрішнім діаметром отвору
 - c) зовнішній діаметр вала і внутрішній діаметр отвору;
 - d) внутрішній діаметр валу і зовнішній діаметр отвору.
60. Визначити поверхні, характерні для шліцьового прямобічного з'єднання з центруванням по зовнішньому діаметру:
- a) внутрішній діаметр валу і зовнішній діаметр отвору;
 - b) зовнішній діаметр вала і отвору та бокової сторони вала і отвору;
 - c) внутрішній діаметр вала і отвору і бокові сторони вала і отвору;
 - d) зовнішній діаметр вала і внутрішній діаметр отвору.
61. Визначити поверхні, характерні для шліцьового евольвентного з'єднання з центруванням по бокових сторонах.
- a) бокові сторони вала і отвору;
 - b) бокові сторони вала і отвору та зовнішній діаметр валу і отвору;
 - c) зовнішній діаметр отвору і зовнішній діаметр валу;
 - d) внутрішній діаметр вала і отвору і бокові сторони валу і отвору.

62. Визначити відхилення притримані нормам бокового зазору J_n при спряженні зубчастих евольвентних поверхонь за.
- a) A, B, C, D, E, H ;
 - b) x, y, z, a, b ;
 - c) A, B ;
 - d) h, g, f, e, d .
63. Визначити відхилення посадки із зазором різьбових з'єднань для валів.
- a) h, g, f, e, d ;
 - b) $4jh, 4j, 4jk, 2m$;
 - c) $3n, 3p, 2r$;
 - d) x, y, z, a, b ;
64. Визначити відхилення для перехідних посадок різьбового з'єднання.
- a) h, g, f, e, d ;
 - b) $4jh, 4j, 4jk, 2m$;
 - c) $3n, 3p, 2r$;
 - d) x, y, z, a, b .
65. Визначити, яким вимірювальним приладом необхідно вимірювати зовнішню евольвентну шліцьову поверхню.
- a) комплексний калібр-кільце;
 - b) комплексний калібр-пробка;
 - c) індикаторний нутромір;
 - d) мікрометр;
 - e) нутромір.
66. Прилад для вимірювання коливання довжини загальної нормалі евольвентних зубчатих коліс .
- a) евольвентомір;
 - b) міжцентромір;

- c) нормалемір;
- d) індикаторний нутромір;
- e) профілометр профілограф;

67. Прилад для вимірювання допуску на коливання міжосьової відстані евольвентних зубчатих коліс.

- a) евольвентомір;
- b) міжцентромір;
- c) нормалемір;
- d) важільна скоба;
- e) кутомір;

68. Визначити норму кінематичної точності евольвентного зубчатого колеса 8-7-6-B a.

- a) 8;
- b) 7;
- c) 6;
- d) B;
- e) a.

69. Визначити норму плавності евольвентного зубчатого колеса 8-7-6-B a .

- a) 8;
- b) 7;
- c) 6;
- d) B;
- e) a.

70. Визначити пляму контакту евольвентного зубчатого колеса 8-7-6-B a .

- a) 8;
- b) 7;
- c) 6;

- d) B;
- e) a.

71. Визначити вид спряження евольвентного зубчатого колеса 8-7-6-B a .

- a) 8;
- b) 7;
- c) 6;
- d) B;
- e) a.

72. Визначити допуск бокового зазору евольвентного зубчатого колеса 8-7-6-
Ba .

- a) 8;
- b) 7;
- c) 6;
- d) B;
- e) a.

73. Визначити, які параметри характеризують конічну поверхню.

- a) середній діаметр, кут нахилу, базова відстань, довжина твірної;
- b) діаметр більшої основи, діаметр меншої основи, довжина, кут конуса, кут нахилу;
- c) зовнішній діаметр вала і внутрішній діаметр отвору;
- d) вірні відповіді a і c.

74. Які з наведених основних відхилень притаманні внутрішній конічній поверхні.

- a) d, e, f, g, h, js ;
- b) Hs, Js, N ;
- c) Dh, Ej, Gn ;
- d) вірні відповіді a і b.

75. Які з наведених основних відхилень притаманні зовнішній конічній поверхні.
- a) d, e, f, g, h, js ;
 - b) Hs, Js, N ;
 - c) Dh, Ej, Gn ;
 - d) вірні відповіді b і c;
76. Чому дорівнює допуск замикаючої ланки TA_0 у розмірному ланцюгу з ланками A_1 і A_2 :
- a) $TA_0 = TA_1 + TA_2$
 - b) $TA_0 = TA_1 - TA_2$
 - c) $TA_0 = TA_1 \cdot TA_2$
 - d) $TA_0 = TA_1 / TA_2$
 - e) $TA_0 = 2(TA_1 + TA_2)$
77. Що розраховується при перевірочному розрахунку розмірного ланцюга з коригованою ланкою?
- a) допуск складових ланок;
 - b) допуск замикаючої ланки;
 - c) допуск збільшувальної ланки;
 - d) допуск зменшувальної ланки;
 - e) допуск коригуючої ланки.
78. В яких випадках застосовується теоретико-імовірний метод розрахунку розмірних ланцюгів?
- a) при виготовленні великої кількості зразків;
 - b) при виготовленні одного зразка;
 - c) незалежно від кількості зразків;
 - d) при наявності коригуючої ланки;
 - e) при перевірочних розрахунках.

79. Що розраховується при проектному розрахунку розмірного ланцюга без коригованої ланки?

- a) допуск складових ланок;
- b) допуск замикаючої ланки;
- c) допуск збільшувальної ланки;
- d) допуск зменшувальної ланки;
- e) допуск коригуючої ланки.

80. Скільки ступенів точності встановлено для зубчастих евольвентних поверхонь:

- a) 5;
- b) 7;
- c) 9;
- d) 12;
- e) 14.

81. Визначити посадку різьбового з'єднання *M12 4H5H/7g6g*.

- a) посадки з зазором;
- b) посадки з натягом;
- c) перехідні посадки;
- d) полем допуску;
- e) правильної відповіді немає.

82. Скільки класів шорсткості встановлено стандартом?

- a) 6;
- b) 8;
- c) 10;
- d) 14;
- e) 12.

83. Символом *TS* позначається:

- a) допуск посадки із зазором;
- b) допуск посадки з натягом;
- c) допуск зовнішньої поверхні;
- d) допуск внутрішньої поверхні;
- e) допуск розміру.

84. Символом TN позначається:

- a) допуск посадки із зазором;
- b) допуск посадки з натягом;
- c) допуск зовнішньої поверхні;
- d) допуск внутрішньої поверхні;
- e) допуск розміру.

85. Символом Td позначається:

- a) допуск посадки із зазором;
- b) допуск посадки з натягом;
- c) допуск зовнішньої поверхні;
- d) допуск внутрішньої поверхні;
- e) допуск розміру.

86. Символом TD позначається:

- a) допуск посадки із зазором;
- b) допуск посадки з натягом;
- c) допуск зовнішньої поверхні;
- d) допуск внутрішньої поверхні;
- e) допуск розміру.

87. Символом T позначається:

- a) допуск посадки із зазором;
- b) допуск посадки з натягом;
- c) допуск зовнішньої поверхні;

- d) допуск внутрішньої поверхні;
- e) допуск розміру.

88. Визначити допуск форми поверхні:

- a) допуск циліндричності;
- b) допуск паралельності ;
- c) допуск перпендикулярності;
- d) допуск симетричності;
- e) допуск співвісності.

89. Визначити допуск форми поверхні:

- a) допуск круглості;
- b) допуск паралельності ;
- c) допуск перпендикулярності;
- d) допуск симетричності;
- e) допуск співвісності.

90. Визначити допуск форми поверхні:

- a) допуск площинності;
- b) допуск паралельності ;
- c) допуск перпендикулярності;
- d) допуск симетричності;
- e) допуск співвісності.

91. Визначити допуск форми поверхні:

- a) допуск прямолінійності;
- b) допуск паралельності ;
- c) допуск перпендикулярності;
- d) допуск симетричності.

92. Визначити допуск розміщення поверхні:

- a) допуск паралельності;

- b) допуск прямолінійності;
- c) допуск циліндричності;
- d) допуск круглості;

93. Визначити допуск розміщення поверхні:

- a) допуск перпендикулярності;
- b) допуск прямолінійності;
- c) допуск циліндричності;
- d) допуск круглості.

94. Визначити допуск розміщення поверхні:

- a) допуск симетричності;
- b) допуск прямолінійності;
- c) допуск циліндричності;
- d) допуск круглості.

95. Визначити допуск розміщення поверхні:

- a) допуск співвісності;
- b) допуск прямолінійності;
- c) допуск циліндричності;
- d) допуск круглості.

96. Радіальне та торцеве биття вимірюється:

- a) штангенциркулем;
- b) мікрометром;
- c) індикатором;
- d) калібрами;

97. Відхилення від циліндричності отворів вимірюється:

- a) штангенциркулем;
- b) мікрометром;
- c) індикаторним нутроміром;

d) калібрами.

98. Показником якості гладких циліндричних поверхонь, є:

- a) верхній відхил;
- b) нижній відхил;
- c) величина допуску;
- d) шорсткість.

99. Ряди квалітетів середньої точності:

- a) 01...4;
- b) 5...8;
- c) 9...12;
- d) 13...15;

100. Ряди квалітетів грубої точності:

- a) 01...4;
- b) 5...8;
- c) 9...12;
- d) 13...18.

101. Знаком  на кресленні позначаються допуски:

- a) биття;
- b) прямолінійності;
- c) паралельності;
- d) симетричності;
- e) площинності.

102. Знаком  на кресленні позначаються допуски:

- a) биття;
- b) прямолінійності;
- c) паралельності;
- d) симетричності;

е) площинності.

103. Знаком  на кресленні позначаються допуски:

- а) биття;
- б) прямолінійності;
- в) паралельності;
- г) симетричності;
- е) площинності.

104. Знаком  на кресленні позначаються допуски:

- а) биття;
- б) прямолінійності;
- в) паралельності;
- г) симетричності;
- е) циліндричності.

105. Знаком  на кресленні позначаються допуски:

- а) круглості;
- б) співвісності;
- в) паралельності;
- г) симетричності;
- е) циліндричності.

106. Знаком  на кресленні позначаються допуски:

- а) круглості;
- б) прямолінійності;
- в) паралельності;
- г) симетричності;
- е) циліндричності.

107. Знаком  на кресленні позначаються допуски:






- а) круглості;

- b) прямолінійності;
- c) перетину осей;
- d) симетричності;
- e) циліндричності.






108. Знаком  на кресленні позначаються допуски:

- a) круглості;
 - b) прямолінійності;
 - c) перетину осей;
 - d) повного биття;
 - e) циліндричності.
- d.




109. Відхилення від циліндричності позначається знаком:

- a) ;
- b) ;
- c) ;
- d) ;
- e) .

110. Відхилення від симетричності позначається знаком:

- a) ;
- b) ;
- c) ;
- d) ;
- e) .

111. Відхилення радіального та торцевого биття позначається знаком:

- a)  ;
- b) ;
- c) .

d) \oplus ;

e) \circ .

112. Позиційний допуск позначається символом:

a) \diagup ;

b) \odot ;

c) \oslash ;

d) \oplus ;

e) \circ .

113. Допуск розміщення – перетину осей позначається символом:

a) \circ ;

b) \odot ;

c) \oslash ;

d) \oplus ;

e) \times .

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Базієвський С. Д. Взаємозамінність стандартизація і технічні вимірювання : підруч. [для студ. вищ. навч. закл.] / С. Д. Базієвський, В. Ф. Дмитришин. – Київ : Видавничий Дім «Слово», 2004. – 504 с.
2. Боженко Л.І. Стандартизація, метрологія та кваліметрія у машинобудуванні: Навч. посібник. – Львів : Світ, 2003. – 328 с.
3. ДСТУ 2500-94. Основні норми взаємозамінності. Єдина система допусків та посадок. Терміни та визначення. Позначення і загальні норми.
4. ДСТУ ISO 286-1-2002 Допуски і посадки за системою ISO. Частина 1. Основи допусків, відхилів та посадок. [Чинний від 2003-10-01]. Київ, 2003.
5. ДСТУ ISO 2768-1:2001 Основні допуски. Частина 1. Допуск на лінійні та кутові розміри без спеціального позначення допусків. [Чинний від 2003-01-01]. Київ, 2002.
6. Моторна, О. О. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання. Методичні вказівки до самостійної роботи студентів. Для студентів факультету механізації сільського господарства денної та заочної форми навчання / О. О. Моторна, О. М. Переяславський – Вінниця: РВВ. ВНАУ, 2018. – 31 с.
7. Лисенко Г. Л. Методичні вказівки до оформлення курсових проектів (робіт) для студентів всіх спеціальностей / Лисенко Г. Л., Буда А. Г., Обертюх Р. Р. – Вінниця : ВНТУ, 2006. – 58 с.
8. Савуляк В.В. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання. Курсове проектування: навчальний посібник / В.В. Савуляк, Н.С. Семічаснова. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 127 с.

Глосарій

Відхил верхній – upper deviation

Відхил нижній – upper lower

Граничний калібр – limit gauge

Дійсні розміри – actual dimensions

Допуски – tolerance

- циліндричності – cylindricity tolerance

- круглості – roundness tolerance

- профілю повздожнього перерізу – longitudinal cross-section tolerance

- площинності – flatness tolerance

- прямолінійності – linearity tolerance

- паралельності – parallelism tolerance

- радіального биття – radial run-out tolerance

- торцевого биття – end play tolerance

Зазор – clearance

Замикальна ланка – closing link

Калібри – gauges Квалітет – finish

Контрольні калібри – reference gauges

Натяг – tension

Підшипник кочення – rolling bearing

Перехідна посадка – transition fit

Посадка – fit

Посадка із зазором – clearance fit

Посадка із натягом – interference fit

Посадка в системі отвору – hole system fit

Посадка в системі вала – shaft system fit

Робочі калібри – working gauges

Різьбова поверхня – threaded surface

Розмірний ланцюг – dimension chain

Шліцьове з'єднання – splined joint

Шпонкове з'єднання – keyed joint

Шорсткість – roughness