

Ніколайчук В. В., к.т.н., викладач Технічного коледжу НУВГП, Тимейчук О. Ю., к.т.н., доцент, Костюк О. П., к.т.н., доцент (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне)

ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЕТАЛЕЙ З'ЄДНАННЯ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ

В статті розроблено методика вибору раціональних параметрів деталей з'єднання змінної жорсткості (ЗЗЖ). Застосований метод теорії пружності при розрахунку деталі (стакан), в результаті визначені внутрішні силові чинники в перерізі поєднання циліндричної оболонки до плоского торця деталі. За результатами обчислень згинальних моментів в перерізах деталі побудовані епюри, по яким виявлені найбільш навантажені. В цих перерізах визначені еквівалентні напруження і, порівнюючи їх з допустимими, знайдена товщина стінки стакана. Визначені тип, розміри різьби і довжина стакана із врахуванням міцності матеріалу, а також геометричних параметрів валів і пружини стиску. Вибір раціональних параметрів пружини стиску виконаний із врахуванням умови зносостійкості робочих поверхонь валів, які стискаються пружиною під час роботи з'єднання та умов його складання.

Ключові слова: деталь; деформація; з'єднання; жорсткість; момент; напруження; сила; пружина.

В сучасних машинах застосовують, в основному, **з'єднання постійної жорсткості**, які ненадійно працюють в екстремальних умовах експлуатації машин.

Розробка нових конструкцій ЗЗЖ є актуальною, оскільки їх застосування дозволить підвищити надійність транспортних засобів, вібраційних та інших машин. В літературі проблеми розробки нових конструкцій ЗЗЖ висвітлені недостатньо, про що свідчить невелика кількість публікацій з їх дослідження (список наукових праць наведено в [1]).

Метою нашого дослідження є розробка методики вибору раціональних параметрів деталей ЗЗЖ нової конструкції (рис. 1); опис деталей будови і принципу роботи наведено в патенті України [2].

Складемо конструктивну схему деталей (рис. 2), з допомогою якої вибираємо раціональні параметри деталей з'єднання при виконанні таких умов:

- 1) міцності і жорсткості;
- 2) технологічні обмеження:

1. $D \leq d_0 - S$;
2. $D_1 \geq d_b + S$;
3. $h_1 \geq h_1' + h_2''$;
4. $l_0 \geq H + h$;
5. $l \geq H_0 + l_0 + h_2$;

(1)

де d_0 – внутрішній діаметр стакану; S – зазор між деталями; d_b – зовнішній діаметр вала; h_1, h_2 – товщини стінок стакану; h_1' – товщина стінки циліндричної оболонки, яка забезпечує її міцність; h_2'' – висота різьби; $h = H_1 - H_2$ – робочий хід пружини; H_0 – висота пружини у вільному стані; H – розрахункова довжина різьби; l_0 – загальна довжина різьби; l – довжина деталі.

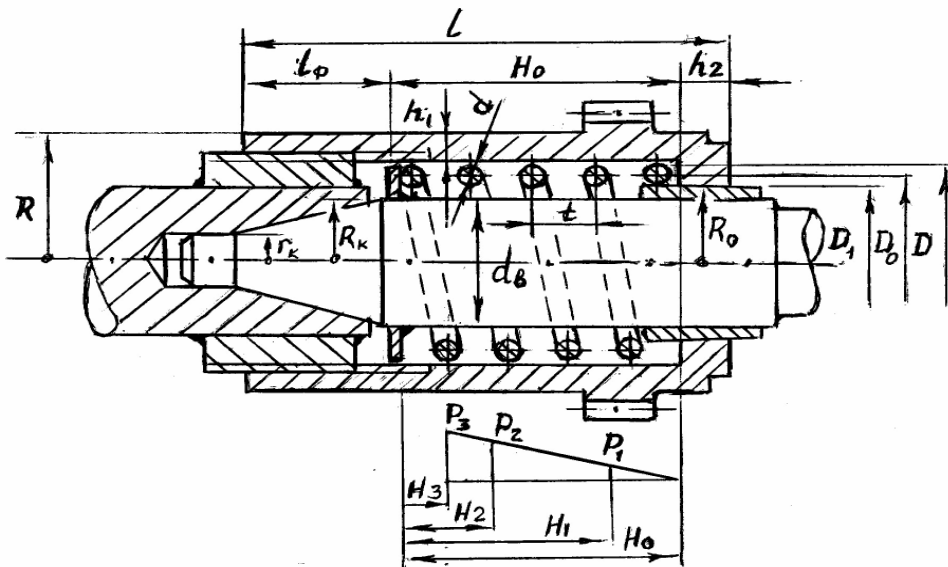


Рис. 1. Конструктивні та силові параметри ЗЗЖ

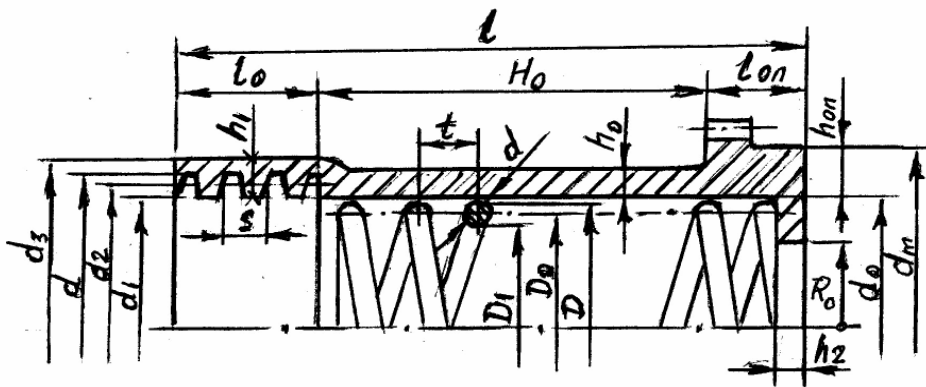


Рис. 2. Конструктивна схема деталей

Вибір раціональних параметрів пружини стиску виконуємо з урахуванням умов роботи і конструкції з'єднання у такій послідовності:

1. Задаємо вихідні дані:
 - 1.1) робочий хід пружини $h = 10 \text{ мм}$;
 - 1.2) внутрішній діаметр пружини $D_1 = 41 \dots 43 \text{ мм}$;
 - 1.3) відносний інерційний зазор пружини $\delta = 0,25$, $\delta = 0,05 \dots 0,25$ для пружин стиску II класу [4], розділ II, табл. 2;
 - 1.4) витривалість пружини в циклах $N = 10^5$, [4], розділ II, табл. 2;
 - 1.5) найбільша швидкість переміщення рухомого кінця пружини при навантаженнях $V = 4 \text{ м/с}$, [4], розділ 2.
2. Обчислюємо величину найбільшої сили пружини, при якій виконується силове замикання валів з'єднання [3]

$$F_{\text{нрmax}} = [q]\pi(R_k^2 - r_k^2) = 3 \cdot 3,14 \cdot (20^2 - 15^2) = 1650 \text{ Н}. \quad (2)$$

3. Приймаємо такі сили пружини при робочій та попередній деформаціях:

$$P_2 = 1700 \text{ Н}; P_1 = 1100 \text{ Н}. \quad (3)$$

4. Визначаємо межі граничних значень сили пружини при максимальній деформації

$$P_3 = \frac{P_2}{1 - \delta} = 1790 \dots 2267 \text{ Н}. \quad (4)$$

5. Вибираємо номер пружини стиску: в інтервалі від 1800 до 2240 [4, в табл. 16] знаходяться такі сили P_3 : 1800; 1900; 2000; 2120; 2240 Н. Знайденим вище силам та внутрішньому діаметру пружини



$D_1 = 41 \text{ мм}$ відповідає виток пружини з такими даними ([4], розділ II, табл. 16):

номер – 136; $P_3 = 2120 \text{ Н}$; $d = 7 \text{ мм}$; $D = 55 \text{ мм}$; $z = 216,8 \text{ Н / мм}$;

$f_3 = 9,778 \text{ мм}$.

6. Обчислюємо максимальне дотичне напруження при крученні

$$\tau_3 = 0,5 \cdot \sigma_g = 0,5 \cdot 1300 = 650 \text{ МПа}, \quad (5)$$

де σ_g – тимчасовий опір, $\sigma_g = 1300 \text{ МПа}$, [4], розд. II, табл. 3.

7. Критична швидкість пружини стиску

$$V_{кр} = \frac{\tau_3 \cdot \delta}{\sqrt{2G\rho}} = \frac{650 \cdot 0,25}{35,8} = 4,54 \text{ м / с}, \quad (6)$$

де G – модуль зсуву, $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$; ρ – щільність матеріалу (матеріал – пружинна сталь, [4], розділ II, табл.10).

8. Перевіряємо умову належності пружини до другого класу

$$\frac{V_0}{V_k} = \frac{4}{4,54} = 0,88 < 1, \quad (7)$$

Пружина належить до II класу ([4], розділ 2).

9. Визначаємо параметри пружини ([4], розділ II, табл. 10):

$$z = \frac{P_2 - P_1}{h} = \frac{1700 - 1100}{10} = 60 \text{ Н / мм},$$

число робочих витків пружини

$$n = \frac{z_1}{z} = \frac{216,8}{60} = 3,6,$$

приймаємо $n = 3,5$,

повне число витків

$$n_1 = n + n_2 = 3,5 + 1,5 = 5,$$

середній діаметр пружини

$$D_0 = D - d = 55 - 7 = 48 \text{ мм},$$

індекс пружини

$$C = \frac{D_0}{d} = \frac{48}{7} = 6,86,$$

попередня деформація

$$F_1 = \frac{P_1}{z} = \frac{1100}{60} \approx 18,5 \text{ мм}, \quad (8)$$

робоча деформація

$$F_2 = \frac{P_2}{z} = \frac{1700}{60} \approx 28,5 \text{ мм},$$

максимальна деформація

$$F_3 = \frac{P_3}{z} = \frac{2120}{60} \approx 35,5 \text{ мм},$$

висота пружини при максимальній деформації

$$H_3 = (n_1 + 1 - n_3) \cdot d = (5 + 1 - 1,5) \cdot 7 = 31,5 \text{ мм},$$

висота пружини у вільному стані

$$H_0 = H_3 + F_3 = 31,5 + 35,5 = 67 \text{ мм},$$

висота пружини при попередній деформації

$$H_1 = H_0 - F_1 = 67 - 18,5 = 48,5 \text{ мм},$$

висота пружини при робочій деформації

$$H_2 = H_0 - F_2 = 67 - 28,5 = 38,5 \text{ мм},$$

крок пружини

$$t = f_3 + d = 9,778 + 7 = 16,8 \text{ мм}.$$

Отримані розміри пружини дозволяють визначати раціональні параметри деталі (стакана).

Розрахунки проводимо в такій послідовності:

1. Обчислюємо внутрішні силові чинники в перерізах циліндричної оболонки деталі, застосувавши метод теорії пружності [5]:

$$M_x = M_0 \varphi(\beta x) + \frac{Q_0}{\beta} \xi(\beta x); \quad (9)$$

$$Q_x = -[2\beta M_0 \xi(\beta x) + Q_0 \psi(\beta x)], \quad (10)$$

де M_0 , Q_0 – початкові параметри внутрішніх силових чинників; β – коефіцієнт геометрії та матеріалу;

$$\varphi(\beta x) = e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x), \quad \psi(\beta x) = e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x),$$

$$\xi(\beta x) = e^{-\beta x} \sin \beta x \text{ – функції впливу.}$$

2. Зводимо результати обчислень в таблиці.

Таблиця

Значення погонних згинаючих моментів і поперечних сил в околі дотику циліндричних частин до плоского торця деталі ЗЗЖ

N точки	x, мм	βx	$\varphi(\beta x)$	$\psi(\beta x)$	$\xi(\beta x)$	$M_x \times pR_0^2$ Н*мм/мм	$Q_x, H / \text{мм}$
1	0	0	1	1	0	0,0940	-0,0150
2	1,5	0,25	0,9476	0,562	0,1927	0,0715	-0,0144
3	3	0,5	0,8237	0,2417	0,291	0,0510	-0,0127
4	4,5	0,75	0,6677	0,0237	0,322	0,0335	-0,0104
5	6	1	0,5085	-0,1109	0,3100	0,0196	-0,0080
6	7,5	1,25	0,3629	-0,1820	0,2730	0,0093	-0,0060
7	9	1,5	0,2382	-0,2087	0,2225	0,0021	-0,0040
8	10,5	1,75	0,2022	-0,1402	0,1712	0,0034	-0,0032

продовження таблиці

9	15	2,5	-0,0166	-0,0115	0,0490	-0,0061	-0,00022
10	30	5	-0,0046	0,0084	-0,0065	-0,00016	-0,00007

3. Будуємо сумуючі епюри згинальних моментів M_x (рис. 3).

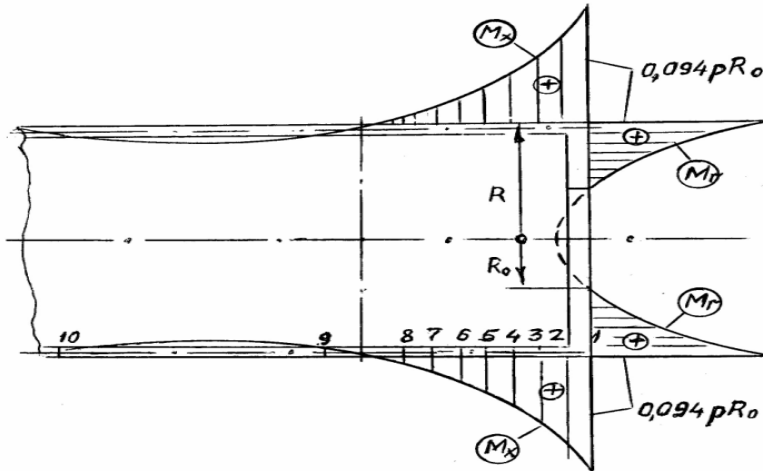


Рис. 3. Епюра згинаючих моментів від сил p для деталі ЗЗЖ

4. Визначаємо найбільші головні нормальні напруження:

– меридіональні

$$\sigma_1 = \frac{T_x}{h_1} + \frac{6M_0}{h_1^2}, \quad (11)$$

– екваторіальні

$$\sigma_2 = \mu\sigma. \quad (12)$$

5. Обчислюємо товщину циліндричної оболонки деталі в найбільш напруженому перерізі, застосувавши гіпотезу міцності найбільших дотичних напружень

$$h_{on} = \frac{T_x}{[\sigma]} \pm \sqrt{\left(\frac{T_x}{2[\sigma]}\right)^2 + \frac{6M_0}{[\sigma]}}, \quad (13)$$

де T_x – осьова сила, $T_x = 0,5pr = 0,5 \cdot 1,35 \cdot 31 = 21 \text{ н / мм}$;

p – найбільший тиск, який створюється пружиною,

$p = F_{n\text{max}} / A_c = 2120 / 1570 = 1,35 \text{ МПа}$, M_0 – максимальний згинальний

момент в перерізі, $M_0 = 0,094pR_0^2 = 0,094 \cdot 1,35 \cdot 20^2 = 50,8 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}}$; $[\sigma]$ –

допустиме напруження, $[\sigma] = 80 \text{ МПа}$, сталь 45, [6],

$$h_{on} = \frac{21}{80} \pm \sqrt{\left(\frac{21}{2 \cdot 80}\right)^2 + \frac{6 \cdot 50,8}{80}} = 2,2 \text{ мм},$$

приймаємо $h_{on} = 2,5 \text{ мм}$.

6. Знаходимо товщину днища деталі

$$h_2 = \sqrt{\frac{6M_0}{[\sigma]}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 50,8}{80}} = 2 \text{ мм}. \quad (14)$$

7. Виконуємо перевірку жорсткості днища деталі за умовою $\omega_{\max} \leq [\omega] = 0,1 \text{ мм}$ (аналітичний вираз ω_{\max} отриманий в роботі [3])

$$\omega_{\max} = \frac{pR_0^4}{D_{nl}} \{0,5A(n^2 - 1) + B \ln n - 0,25C(n^4 - 1) + 0,25D[1 + n^2(2 \ln n - 1)]\} - \frac{M_0 R_0^2}{D_{nl}} [A(n^2 - 1) + B_1] \quad (15)$$

де коефіцієнти

$$A = \frac{(3 + \mu)n^2 + (1 - \mu)n^{-2} - 4[(1 + (1 + \mu) \ln n)]}{16(1 + \mu)(1 - n^{-2})};$$

$$B = \frac{(1 + \mu)}{(1 - \mu)} A + C; \quad C = \frac{1}{16}; \quad D = \frac{1}{4};$$

$$A_1 = [2(1 + \mu)(1 - n^{-2})]^{-1}; \quad B_1 = [(1 - \mu)(1 - n^{-2})]^{-1};$$

$$\text{жорсткість днища } D_{nl} = \frac{Eh_2^3}{12(1 - \mu^2)}.$$

Виконуємо обчислення максимального прогину деталі при таких вихідних даних:

$$n = \frac{R}{R_0} = \frac{30}{20} = 1,5; \quad \mu = 0,33; \quad h_2 = 2 \text{ мм}; \quad p = 1,35 \text{ МПа}; \quad E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$$

Результати обчислень:

$$A_1 = 0,139; \quad B = 0,338; \quad A_1 = 0,677; \quad B_1 = 2,69;$$

$$D_{nl} = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \quad \text{Максимальний прогин } W_{\max} = 0,021 \text{ мм}.$$

8. Для визначення геометричних параметрів деталі орієнтуємося на конструктивну схему вузла з'єднання (рис. 2), із якої видно, що загальна довжина деталі складається із різьбової, ходової та опорної частин

$$l = l_0 + H_0 + l_{on}. \quad (16)$$

9. Вибираємо тип і параметри різьби, враховуючи умови складання вузла з'єднання – $d_0 > D$; $d_g < D_1$.

Трапецієвидна [6]:



$$d = 60 \text{ мм}; d_1 = 56,5 \text{ мм}; d_2 = 58,3 \text{ мм}; S = 3 \text{ мм}. \quad (17)$$

10. Визначаємо довжину різьби l_0 , орієнтуючись на міцність витків різьби та хід пружини

$$l_0 = H + H_1 - H_2, \quad (18)$$

де $H = z \cdot S$, z – число витків; S – крок різьби, $z = \frac{F_{нр\max}}{\pi d_2 h_p [q]}$, h_p – робоча висота різьби, $h_p = 0,5 \cdot S = 0,5 \cdot 3 = 1,5 \text{ мм}$; $[q]$ – допустимий тиск в різьбі, $[q] = 5 \text{ МПа}$, [6].

$$\text{Тоді } z = \frac{2120}{3,14 \cdot 58,3 \cdot 1,5 \cdot 5} = 1,6, \text{ приймаємо } z = 2, H = 2 \cdot 3 = 6 \text{ мм},$$

$$l_0 = 6 + 10 = 16 \text{ мм}, l = 16 + 67 + 70 = 90 \text{ мм}.$$

11. Обчислюємо товщину стінки в різьбовій частині деталі: $h_1 = h_1' + h_1''$, де h_1' – складова товщини стінки деталі.

Застосувавши третю теорію міцності [6], заходимо

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_{кр}^2} \leq [\sigma], \quad (19)$$

$$\text{де } \sigma_p = \frac{T_x}{h}; \tau_{кр}^2 = \frac{M_{кр}}{W_\rho}; M_{кр} = F_{нр\max} [0,5d_2 \text{tg}(\gamma + \varphi') + \frac{1}{3} f \frac{D^3 - D_1^3}{D^2 - D_1^2}];$$

$$\gamma = \arctg \left| \frac{S}{\pi d_2} \right| = \arctg \left| \frac{3}{3,14 \cdot 58,3} \right| \approx 1^0; \varphi = \arctg \left| \frac{S}{\cos \alpha / 2} \right| = \arctg \left| \frac{0,15}{\cos 15^0} \right| \approx 9^0;$$

$$M_{кр} = 2120 \cdot [0,5 \cdot 58,3 \cdot \text{tg}(1^0 + 9^0) + \frac{1}{3} \cdot 0,15 \frac{55^3 - 41^3}{55^2 - 41^2}] = 18562,5 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$W_\rho = 2\pi r^2 h_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 29,5^2 \cdot h_1 = 5465 h_1 \text{ мм}^3.$$

Отримаємо остаточний результат розрахунків товщини стінки різьбової частини: $h_1' = 0,3 \text{ мм}$; $h_1'' = 0,5(d - d_1) = 0,5(60 - 56,5) = 1,75 \text{ мм}$;

$$h_1 = 0,3 + 1,75 = 2,05 \text{ мм}.$$

12. За результатами обчислень встановлені такі раціональні параметри деталі: $l = 90 \text{ мм}$; $l_0 = 16 \text{ мм}$; $d_0 = 56,5 \text{ мм}$; $d_3 = 60 \text{ мм}$; $h_0 = 1,5 \text{ мм}$; $h_1 - h_2 = 2 \text{ мм}$; матеріал – сталь 45, $h_{он} = 2,5 \text{ мм}$.

Тому можна констатувати, що **розроблена методика** дає можливість вибрати **раціональні параметри деталей** залежно від матеріалу, конструкції та умов роботи ЗЗЖ.

1. Ніколайчук В. В., Тимейчук О. Ю. Особливості розрахунку деталей з'єднань змінної жорсткості. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2016. Вип. 3(75). С. 338–344. 2. З'єднання змінної жорсткості : пат. 134061,

Україна, МПК В 60 G 11/00. № 201812457; заявл. 14.12.2018; опубл. 25.04.2019, Бюл. № 8. **3.** Ніколайчук В. В., Тимейчук О. Ю., Костюк О. П. Розрахунок на міцність і жорсткість деталей нової конструкції з'єднання змінної жорсткості методами теорії пружності. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2021. Вип. 2(94). С. 198–208. **4.** Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х т. 5-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1979. Т. 3. 557 с. **5.** Бояршинов С. В. Основы строительной механики машин : учебное пособие для студентов вузов. М. : Машиностроение, 1973. 456 с. **6.** Павлице В. Т. Основы конструювання та розрахунок деталей машин : підручник. 2-е випр. Львів : Афіша, 2003. 560 с.

REFERENCES:

1. Nikolaichuk V. V., Tymeichuk O. Yu. Osoblyvosti rozrakhunku detalei ziednan zminnoi zhorstkosti. *Visnyk NUVHP. Tekhnichni nauky*. Rivne : NUVHP, 2016. Vyp. 3(75). S. 338–344. **2.** Ziednannia zminnoi zhorstkosti : pat. 134061, Ukraina, МПК V 60 G 11/00. № 201812457; zaiavl. 14.12.2018; opubl. 25.04.2019, Biul. № 8. **3.** Nikolaichuk V. V., Tymeichuk O. Yu., Kostiuk O. P. Rozrakhunok na mitsnist i zhorstkist detalei novoi konstruktsii ziednannia zminnoi zhorstkosti metodamy teorii pruzhnosti. *Visnyk NUVHP. Tekhnichni nauky*. Rivne : NUVHP, 2021. Vyp. 2(94). S. 198–208. **4.** Anurev V. Y. Spravochnyk konstruktora-mashynostroytelia : v 3-kh t. 5-e yzd., pererab. y dop. M. : Mashynostroenye, 1979. T. 3. 557 s. **5.** Boiarshynov S. V. Osnovy stroytelnoi mekhanyky mashyn : uchebnoe posobyе dlia studentov vuzov. M. : Mashynostroenye, 1973. 456 s. **6.** Pavlyshche V. T. Osnovy konstruiuvannia ta rozrakhunok detalei mashyn : pidruchnyk. 2-e vypr. Lviv : Afisha, 2003. 560 s.

Nikolaichuk V. V., Candidate of Engineering (Ph.D.), Lecturer, Tymeichuk O. Y., Candidate of Engineering (Ph.D.), Associate Professor Kostiuk O. P., Candidate of Engineering (Ph.D.), Associate Professor (National University of Water and Environmental Engineering, Rivne)

SELECTION OF RATIONAL PARAMETERS OF VARIABLE STIFFNESS CONNECTION DETAILS

For choosing rational parameters of the details of the connection of variable stiffness. The method of the theory of elasticity was applied in the calculation of the part (glass), as a result of which the internal force factors were determined in the cross section of the combination of a cylindrical shell to the flat end of the part. According to the results of calculations of bending moments in the sections of the part, diagrams were constructed, according to which the most



loaded ones were found. In these sections, the equivalent stresses are determined and, comparing them with the allowable ones, the wall thickness of the glass is found. The type, dimensions of the thread and the length of the cup are determined, taking into account the strength of the material, as well as the geometric parameters of the shafts and the compression spring. The choice of rational parameters of the compression spring is made taking into account the condition of wear resistance of the working surfaces of the shafts compressed by the spring during operation of the connection and the conditions of its assembly.

***Keywords:* detail; deformation; connection; stiffness; torque; stress; force; spring.**