

## Теоретичне дослідження напружено-деформованого стану базових плит УЗРП-16

*Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

*Проведені теоретичні дослідження напружено-деформованого стану базових плит, що є основою універсальних збірно-розбірних пристосувань (УЗРП-16), котрі використовуються під час виконання зварювальних робіт у машинобудуванні. Під час розв'язування задач застосовано метод скінченних елементів. Визначено вплив силових, конструктивних параметрів на напружено-деформований стан базових плит під час їх експлуатації, а саме: записано залежності переміщень та напружень у базових плитах відносно величини моментів згину; одержано картину напружено-деформованого стану базових плит в залежності від місця прикладання моментів згину; досліджено вплив умов обпирання та закріплення плит на їх напружено-деформований стан; вивчено вплив геометричних розмірів плит на напруження та переміщення; одержано залежності напружень та переміщень від матеріалу плит. За результатами теоретичних досліджень напружено-деформованого стану базових плит одержано: епюри напружень та картини деформованих поверхонь, що є симетричними відносно центральних осей плит; максимальні значення компонент нормальних і тангенціальних напружень, що виникають в області прикладання моментів згину; напруження на поверхні прямокутних базових плит, що у 2,1 рази перевищують напруження квадратних плит за однакових умов обпирання та навантаження; напруження, що діють на поверхні плит і є напруженнями розтягу в діапазоні 10...70 МПа. З'ясовано, що квадратна форма плит, щодо напруженого стану, є переважною над прямокутною. Оптимальною умовою обпирання є закріплення плит у дев'яти точках. Вперше отримано графічні залежності для вибору товщини базових плит при дії різних за величиною експлуатаційних навантажень.*

**Ключові слова:** напружено-деформований стан, базові плити, епюри, напруження, момент згину, умови експлуатації.

### Вступ

Головна задача, що постає перед сучасним виробництвом різної техніки, полягає у підвищенні її якості й економічності. Значний резерв зменшення витрат і термінів підготовки виробництва нових виробів, як свідчить вітчизняний та закордонний досвід, полягає у використанні переналагоджуваного технологічного оснащення у складальному, механообробному, ливарному, штампувальному та зварювальному виробництвах. Особливо це стосується крупногабаритних та металоємних виробів.

### Постановка проблеми та аналіз останніх досліджень

До цього часу під час проектування універсальних збірно-розбірних пристосувань (УЗРП) для зварювального виробництва крупногабаритних виробів використовували результати досліджень УЗРП-8 та УЗРП-12 із Т-подібними пазами в базових плитах. Вони були основою всіх конструювань УЗРП-16 (16 – розмір паза) [1 – 3].

Однак у літературі силові умови в УЗРП для виготовлення габаритних металевих виробів вивчено недостатньо, тому мета роботи – теоретично дослідити напружено-деформований стан базових плит УЗРП-16.

### Викладення основного матеріалу

При розгляді конструкцій УЗРП та дослідженні умов їх експлуатації було встановлено, що базові плити, які є основою компоновок, щодо теорії пружності є тонкими прямокутними пластинками на опорах, навантаженими паралельними відносно серединної площини пластинки силами, що створюють моменти згину [4 – 7].

З позиції конструктивної міцності задача, що розглядається, є двовимірною і належить до першої основної задачі теорії пружності.

Вивчення спеціальної технічної літератури показує, що деякі часткові аналітичні розв'язки, отримані при дослідженні деформованого стану тонких пружних пластинок, є неприйнятними внаслідок своєї трудомісткості та громіздкості. Окрім того, наявність сил, паралельних серединній площині базових плит, унеможливує використання основного диференціального рівняння теорії згину тонких пластинок.

Спосіб дослідження деформованого стану пластинок на опорах, розташованих у прямокутному порядку, вперше наведено в роботі [8]. Як конкретні приклади в ній розглянуті випадки безбалкових перекриттів з опорами прямокутного та круглого типу в припущенні, що навантаження на опори розподілено рівномірно і нормально до серединної площини.

Таким чином, у сучасній теорії пружності аналітичного рішення при дослідженні напружено-деформованого стану тонких пластинок на опорах, навантажених силами, паралельними серединній площині, ще не отримано внаслідок складності завдання.

В останні 10-15 років в Україні та країнах близького та дальнього зарубіжжя для розрахунку напружено-деформованого стану різних складних конструкцій, схильних до дії різноманітних навантажень, виключного поширення набув так званий метод скінченних елементів (МСЕ) [9 – 10]. Завдяки своїй універсальності та алгоритмічності цей метод є одним з найбільш ефективних у розрахунках міцності та надійності багатьох відповідальних деталей і конструкцій космічної, ракетної, авіаційної та суднової техніки, що розглядаються як об'єкти механіки суцільного середовища.

Використання сучасних комп'ютерів дозволяє при розрахунках за допомогою МСЕ отримувати вирішення багатьох складних технічних завдань. Сутність МСЕ полягає в тому, що область, яка займається тілом, розбивають на окремі кінцеві елементи, які взаємодіють між собою тільки у вузлових точках. В них вводяться фіктивні сили, еквівалентні поверхневим напруженням, розподіленим по межах елементів.

Теоретичне дослідження напружено-деформованого стану базових плит УЗРП було проведено з використанням МСЕ.

Під час розв'язування задачі, розглянутої у цій роботі, за МСЕ початковими є такі передумови: пластинки мають точкове обпирання та закріплення; матеріал пластинки вважається однорідним та ізотропним; зв'язок між компонентами напружень і компонентами деформацій виражається законом Гука; масовими та інерційними силами нехтуємо.

При розрахунку прогинів пластинок за МСЕ приймалися ті ж гіпотези, що і

в класичній теорії згину пластинок, а саме: лінійний елемент, нормальний до серединної поверхні до деформації, залишається прямолінійним і нормальним до вигнутої поверхні пластинки; напруження  $\sigma_z$  малі порівняно з  $\tau_x$  і  $\tau_y$ , тому ними нехтуємо; серединна поверхня пластинки не деформується.

Метою досліджень було визначення впливу силових і конструктивних параметрів на напружено-деформований стан базових плит УЗРП, що виникає в процесі їх експлуатації. Ця мета досягалась вирішенням таких основних завдань:

- визначенням залежностей переміщень і напружень, що виникають в базових плитах, від величини моментів згину;
- одержанням картини напружено-деформованого стану базових плит, що залежить від місця докладання моментів згину;
- визначенням впливу умов обпирання та закріплення плит на їх напружено-деформований стан;
- дослідженням впливу геометричних розмірів плит на напруження та переміщення;
- отриманням залежностей напружень та переміщень від матеріалу плит.

При дослідженні базових плит за МСЕ як невідомі коефіцієнти використовували вузлові переміщення. Після мінімізації функціонала енергії отримана алгебраїчна система рівнянь, у результаті розв'язування яких одержані значення невідомих коефіцієнтів.

При згинанні пластинки її переміщення однозначно визначається прогином її точок  $w$ :

$$w = |N|\{\delta\}^c, \quad (1)$$

де функції форми  $|N|$  залежать від декартових координат  $x, y$ , а стовпець  $\{\delta\}^c$  містить усі вузлові параметри кінцевого елемента.

Для прямокутного кінцевого елемента розмірами  $b \times l$  (рис. 1) можна записати вектор-стовпець вузлових переміщень:

$$\{\delta\}^e = \begin{Bmatrix} \delta_i \\ \delta_j \\ \delta_m \\ \delta_p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ \vdots \\ q_{12} \end{Bmatrix}; \quad (2)$$

$$\{\delta_i\} = \begin{Bmatrix} w_i \\ Q_{x_i} \\ Q_{y_i} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} w_i \\ \left(\frac{dw}{dy}\right)_i \\ \left(\frac{dw}{dx}\right)_i \end{Bmatrix}. \quad (3)$$

Як видно, кінцевий елемент прямокутної форми з вузлами в кутових точках має дванадцять ступенів свободи. Для визначення функції форми цих дванадцяти параметрів використовують поліноми. При цьому в поліномі четвертого ступеня частину членів випускають:

$$w = d_1 + d_2x + d_3y + d_4x^2 + d_5xy + d_6y^2 + d_7x^3 + d_8x^2y + d_9xy^2 + d_{10}y^3 + d_{11}x^3y + d_{12}xy^3. \quad (4)$$

Постійні члени  $d_1 \dots d_{12}$ , що входять у поліном, визначають із системи дванадцяти рівнянь, що зв'язують значення прогинів ( $w$ ) та кутів нахилу у вузлових точках, одержуваних у результаті підстановки координат цих точок:

$$\{\delta\}^e = |c|\{\alpha\}, \quad (5)$$

де  $|c|$  – матриця розмірністю  $12 \times 12$ , що залежить від вузлових координат.

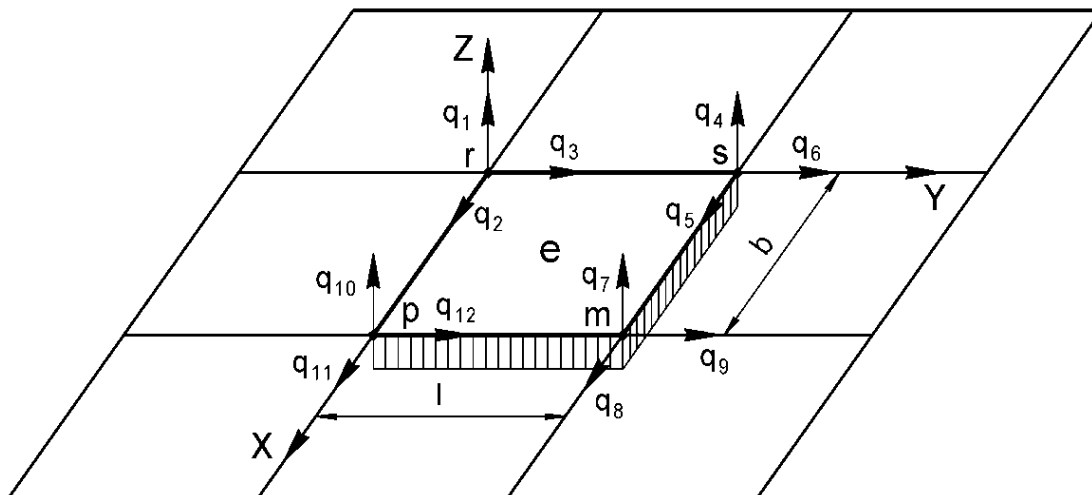


Рис. 1. Прямокутний скінченний елемент пластинки при згині

Вузловими силами, що відповідають переміщенням  $\{\delta\}$ , є сила і два моменти

$$\{F_i\} = \begin{Bmatrix} F_{w_i} \\ F_{a_{x_i}} \\ F_{a_{y_i}} \end{Bmatrix}. \quad (6)$$

Матриця  $[B_i]$ , що пов'язує деформації  $i$ -го вузла з переміщеннями, має вигляд:

$$\{B_i\} = \begin{Bmatrix} \frac{d^2}{dx^2} [N_i] \\ \frac{d^2}{dy^2} [N_i] \\ \alpha \frac{d^2}{dxdy} [N_i] \end{Bmatrix}. \quad (7)$$

Для ізотропної пластинки матриця  $[D]$ , що пов'язує напруження з деформацією, має вигляд:

$$[D] = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} \begin{bmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{bmatrix}, \quad (8)$$

де  $h$  – товщина пластинки;  $E$  – модуль пружності;  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона.

Матриця жорсткості, що об'єднує вузлові сили із відповідними вузловими

переміщеннями, має вигляд:

$$[K] = \iint [B]^T [D] [B] dx dy. \quad (9)$$

У розгорнутому вигляді матрицю жорсткості прямокутного скінченного елемента напишемо у такому вигляді:

$$[K] = \frac{D}{bl} \begin{bmatrix} a_1 & & & & & & & & & & \\ a_4 & a_2 & & & & & & & & & \\ a_5 & a_6 & a_3 & & & & & & & & \\ a_7 & a_9 & a_{11} & a_1 & & & & & & & \\ -a_9 & a_{10} & a_{23} & -a_4 & a_2 & & & & & & \\ a_{11} & -a_{23} & a_{12} & a_5 & -a_6 & a_3 & & & & & \\ a_8 & a_{13} & a_{14} & a_{15} & a_{16} & a_{17} & a_1 & & & & \\ -a_{13} & a_{18} & a_{24} & a_{16} & a_{20} & a_{25} & -a_4 & a_2 & & & \\ -a_{14} & -a_{24} & a_{21} & -a_{17} & -a_{25} & a_{22} & -a_5 & a_6 & a_3 & & \\ a_{15} & -a_{16} & a_{17} & a_8 & -a_{13} & a_{14} & a_7 & a_{19} & a_{11} & a_1 & \\ -a_{16} & a_{20} & -a_{25} & a_{13} & a_{18} & a_{24} & -a_{19} & a_{10} & a_{23} & a_4 & a_2 \\ -a_{17} & a_{25} & a_{22} & -a_{14} & a_{24} & a_{21} & -a_{11} & -a_{23} & a_{12} & -a_5 & a_3 \end{bmatrix}, \quad (10)$$

де  $[D] = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$  – циліндрична жорсткість пластинки;

$a$  – компоненти матриці:  $a_1 = 4 \left( m^2 + \frac{1}{m^2} \right) + \frac{1}{5} (14 - 4\mu)$ ;  $a_2 = \left[ \frac{4m^2}{3} + \frac{4}{15} (1 - \mu) \right] l^2$ ;  
 $a_3 = \left[ \frac{3}{4m^2} + \frac{4}{15} (1 - \mu) \right] l^2$  ;  $a_4 = \left[ 2m^2 + \frac{1}{5} (1 - 4\mu) \right] l$  ;  $a_5 = \left[ -\frac{2}{m^2} - \frac{1}{5} (1 - 4\mu) \right] b$  ;  
 $a_6 = -\mu bl$  ;  $a_7 = 2 \left( \frac{1}{m^2} - 2m^2 \right) - \frac{1}{5} (14 - 4\mu)$  ;  $a_8 = -2 \left( m^2 + \frac{1}{m^2} \right) + \frac{1}{5} (14 - 4\mu)$  ;  
 $a_9 = - \left[ 2m^2 + \frac{1}{5} (1 - 4\mu) \right] l$ ;  $a_{10} = \left[ \frac{2m^2}{3} - \frac{1}{15} (1 - \mu) \right] l^2$ ;  $a_{11} = \left[ -\frac{1}{m^2} + \frac{1}{5} (1 + 4\mu) \right] b$ ;  
 $a_{12} = \left[ \frac{2}{3m^2} - \frac{4}{15} (1 - \mu) \right] b^2$ ;  $a_{13} = \left[ -m^2 + \frac{1}{5} (1 - \mu) \right] l$ ;  $a_{14} = \left[ \frac{1}{m^2} - \frac{1}{5} (1 - \mu) \right] b$ ;  
 $a_{15} = -2 \left( \frac{2}{m^2} - m^2 \right) - \frac{1}{5} (14 - 4\mu)$ ;  $a_{16} = \left[ -m^2 + \frac{1}{5} (1 + 4\mu) \right] l$ ;  
 $a_{17} = \left[ \frac{2}{m^2} + \frac{1}{5} (1 - \mu) \right] b$ ;  $a_{18} = \left[ \frac{m^2}{3} + \frac{1}{15} (1 - \mu) \right] l^2$ ;  $a_{19} = \left[ 2m^2 + \frac{1}{5} (1 - \mu) \right] l$ ;  
 $a_{20} = \left[ \frac{2m^2}{3} - \frac{4}{15} (1 - \mu) \right] l^2$ ;  $a_{21} = \left[ \frac{1}{3m^2} + \frac{1}{15} (1 - \mu) \right] b^2$ ;  $a_{22} = \left[ \frac{2}{3m^2} - \frac{1}{15} (1 - \mu) \right] b^2$ ;  
 $a_{23} = a_{24} = a_{25} = 0$ .

Компоненти напружень при згинанні пластинки у кінцевих елементах визначаємо за формулою

$$[\sigma] = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{12z}{h^2} \begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix}, \quad (11)$$

де  $z$  – відстань від точки за висотою пластинки до серединної поверхні.

Зв'язок моментів із переміщеннями  $w$  записуємо такими виразами:

$$M_x = -\frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}\left(\frac{d^2w}{dx^2} + \mu\frac{d^2w}{dy^2}\right); \quad (12)$$

$$M_y = -\frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}\left(\frac{d^2w}{dy^2} + \mu\frac{d^2w}{dx^2}\right); \quad (13)$$

$$M_{xy} = -\frac{Eh^3}{6(1+\mu)} \times \frac{d^2w}{dxdy}. \quad (14)$$

У загальному вигляді вираз для визначення напружень є громіздким. На практиці для знаходження напруженого стану користуються іншою формулою, за якою обчислюють деякі усереднені значення компонентів напружень, як середньоарифметичного від значень вузлових компонентів напружень:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x^{cp} \\ \sigma_y^{cp} \\ \tau_{xy}^{cp} \end{Bmatrix} = \frac{Ez}{4(1-\mu^2)} \times \begin{bmatrix} 0 & -\frac{20}{b} & \frac{2}{a} & 0 & \frac{2\mu}{b} & \frac{2}{a} & 0 & \frac{2\mu}{b} & -\frac{2}{a} & 0 & -\frac{2\mu}{b} & -\frac{2}{a} \\ 0 & -\frac{2}{b} & \frac{2\mu}{a} & 0 & \frac{2}{b} & \frac{2\mu}{a} & 0 & \frac{2}{b} & -\frac{2\mu}{a} & 0 & -\frac{2}{b} & -\frac{2\mu}{a} \\ \frac{4\lambda}{ab} & \frac{4\lambda}{b} & \frac{4\lambda}{a} & \frac{4\lambda}{ab} & \frac{4\lambda}{b} & \frac{4\lambda}{a} & -\frac{4\lambda}{ab} & \frac{4\lambda}{b} & \frac{4\lambda}{a} & \frac{4\lambda}{ab} & \frac{4\lambda}{b} & \frac{4\lambda}{a} \\ -\frac{2\lambda}{a} & -\frac{2\lambda}{b} & \frac{2\lambda}{a} & -\frac{2\lambda}{b} & \frac{2\lambda}{a} & -\frac{2\lambda}{b} & \frac{2\lambda}{a} & -\frac{2\lambda}{b} & \frac{2\lambda}{a} & -\frac{2\lambda}{b} & \frac{2\lambda}{a} & -\frac{2\lambda}{b} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ \vdots \\ q_{12} \end{Bmatrix}, \quad (15)$$

де  $\lambda = 1 - \mu$ .

При розрахунку за МСЕ область базової плити УЗРП було розбито на 64 прямокутних кінцевих елемента з 81 вузлом, як показано на рис. 2. Умови обпирання і закріплення пластинки приймалися такими, що переміщення по осі  $Z(w)$  і вузли повороту щодо осей  $X$  і  $Y$  в точках обпирання і закріплення вважалися рівними таким, що дорівнюють нулю.

Для числової реалізації поставленого завдання була розроблена програма на алгоритмічній мові Pascal. Під час проведення числових експериментів досліджено напружено-деформований стан базових плит при різних конструктивних і експлуатаційних параметрах, наведених в табл. 1.

Розрахунок моделей плит проводився для подальшого зіставлення результатів теоретичних досліджень з експериментальними.

Отримані результати машинного розрахунку були систематизовані, проаналізовані та подані у вигляді епюр і графіків, що характеризують напружено-деформований стан базових плит і вплив на нього різних конструктивних і експлуатаційних параметрів.

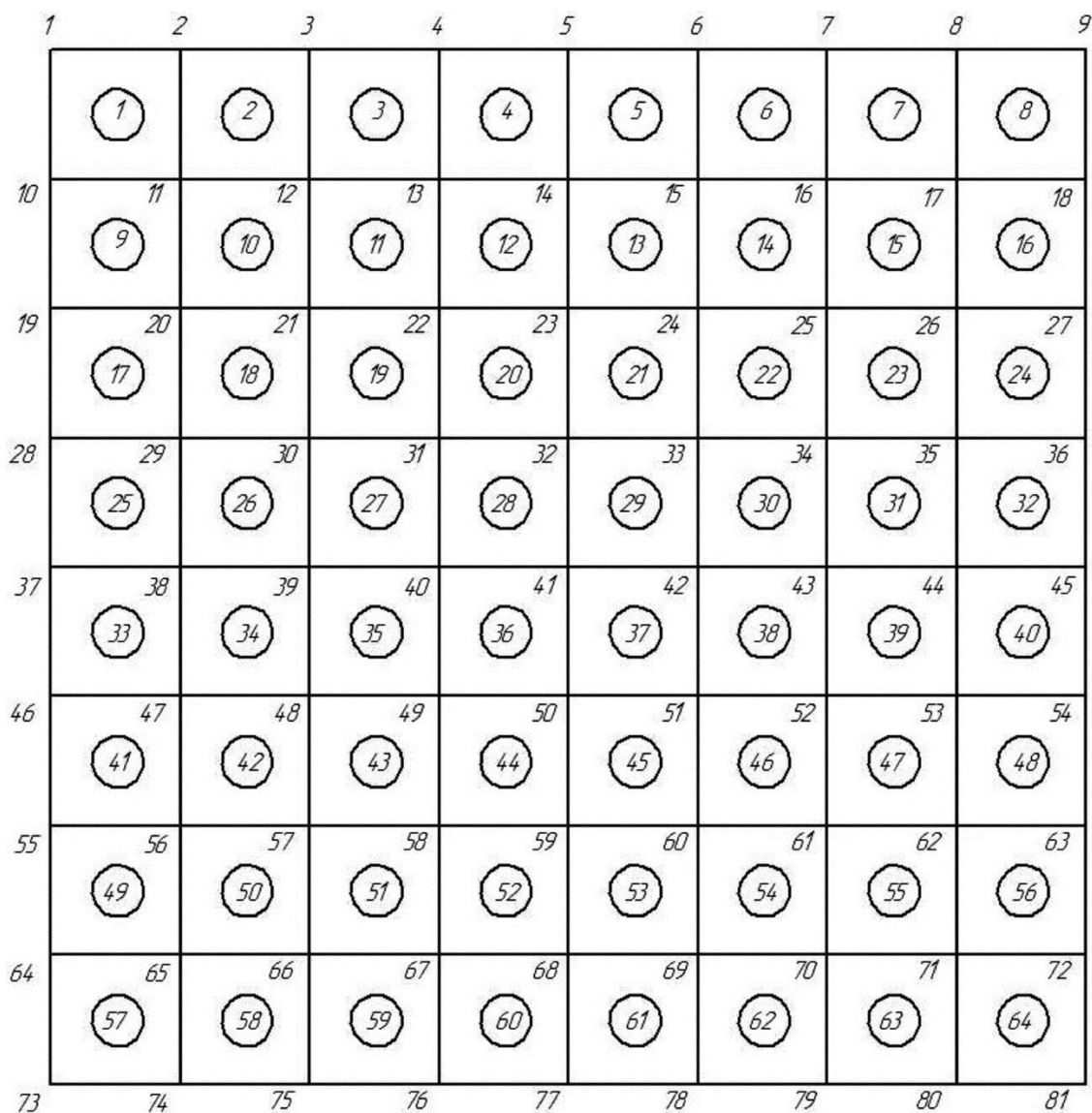


Рис. 2. Схема розбивання базових плит на скінченні прямокутні елементи

Таблица 1

Параметри базових плит під час проведення досліджень

Форма плит	Матеріал та висота плит	Умови обпирання	Схеми навантаження моментами згину
Прямокутна (1,7:1)	Оргскло (для моделей); $E=250$ МПа; $\mu=0,35$ ; $h=9$ мм	Обпирання та закріплення плит у чотирьох, шести, дев'яти точках	Два однакових моменти, Чотири однакових моменти
Квадратна	Чавун, $E=12500$ МПа; $\mu=0,25$ ; $h=45, 60, 75, 90, 105, 120$ мм		Чотири моменти, два з яких у 1,33 раза більше двох інших

Аналіз епюр приведених напружень  $\sigma_{пр}$ , побудованих для перерізів із максимальними значеннями (рис. 3 – 6), показує, що найбільш навантаженою зоною базових плит є область застосування моментів згину. У цій зоні всі нормальні ( $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ) і тангенціальні ( $\tau_{xy}$ ) компоненти напружень мають максимальну величину. При цьому наведені напруження є напруженнями розтягу. Епюри напружень розташовуються симетрично відносно центральних осей плит.

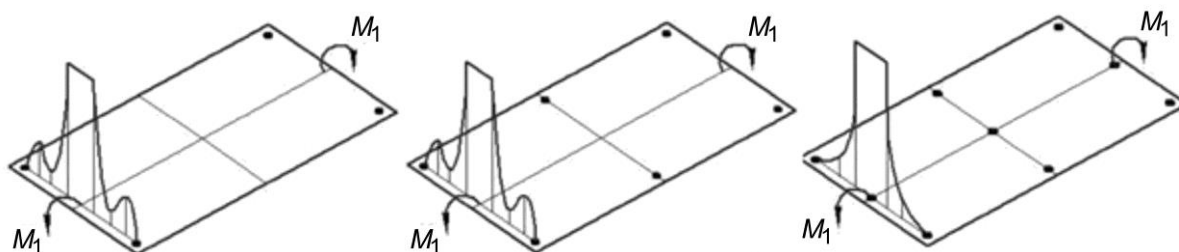


Рис. 3. Епюри приведених напружень в прямокутних плитах

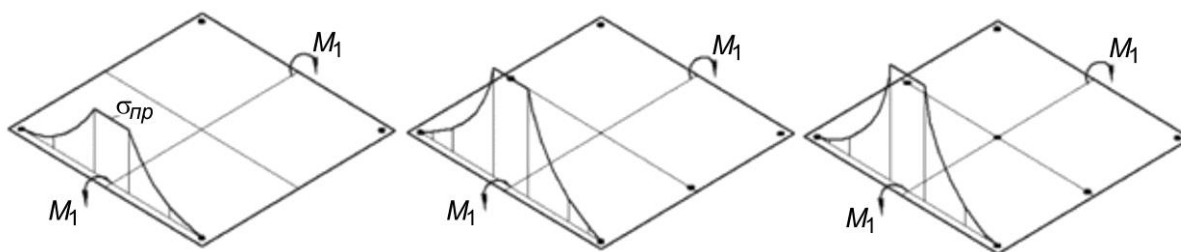


Рис. 4. Епюри приведених напружень в квадратних плитах (навантаження двома моментами згину)

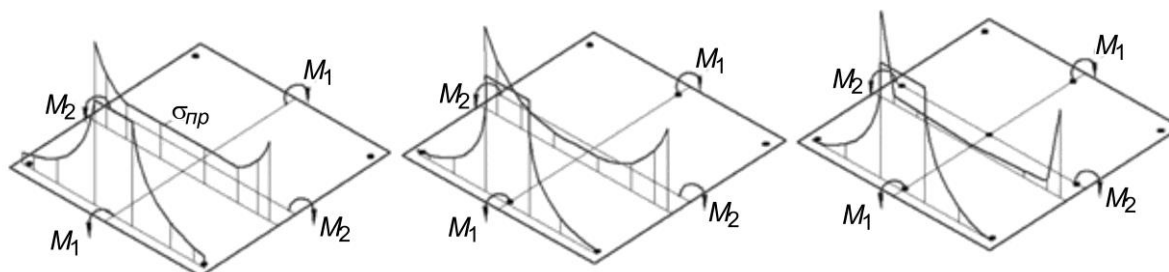


Рис. 5. Епюри приведених напружень в квадратних плитах (навантаження чотирма моментами згину)

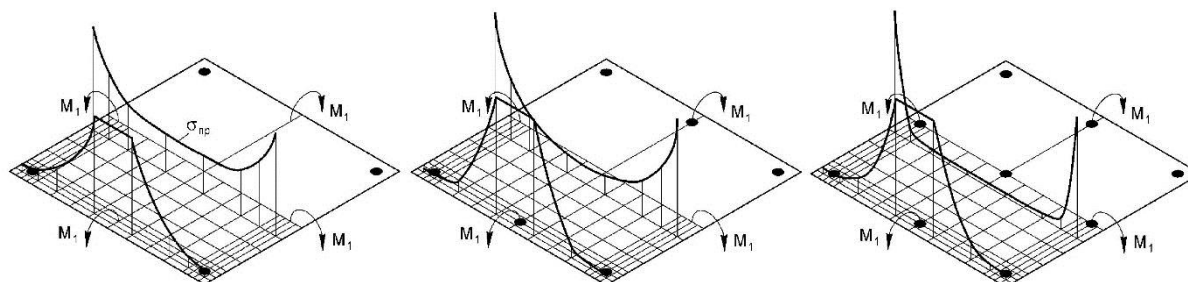


Рис. 6. Епюри приведених напружень в квадратних плитах (навантаження чотирма однаковими моментами згину)



Варіювання конструктивних та експлуатаційних параметрів базових плит в процесі машинного розрахунку привело до таких результатів:

- співвідношення сторін плит істотно впливає на величини діючих напружень. За однакових умов обпирання і однакових схемах навантаження напруження на поверхні прямокутних плит в 2,1 раза більше відповідних напружень квадратних плит;

- зміна умов обпирання також впливає на зміну величин напружень. У прямокутних плитах величини, вибрані при закріпленні в чотирьох, шести та дев'яти точках, знаходяться в співвідношенні 1:1:1,08. У квадратних плитах при навантаженні двома моментами це співвідношення становить 1:1,68:1,77. У квадратних плитах при навантаженні чотирма моментами співвідношення становить 1:1,1:1,1;

- при навантаженні квадратних плит чотирма моментами згину зміна умов обпирання призводить до зростання на 20 % максимальних значень приведених напружень в області прикладання моментів. Напруження в центральній зоні плит при закріпленні в дев'яти точках зменшуються при цьому в п'ять разів;

- зміна схеми навантаження найбільш істотно впливає на величини напружень при закріпленні в чотирьох точках. При навантаженні квадратних плит двома і чотирма моментами співвідношення відповідних напружень становить 1:1,57. При цій схемі навантаження і закріпленні в шести та дев'яти точках величини приведених напружень практично однакові.

Деформовані поверхні плит, отримані при різних умовах обпирання і навантаження, зображені на рис. 7 – 10.

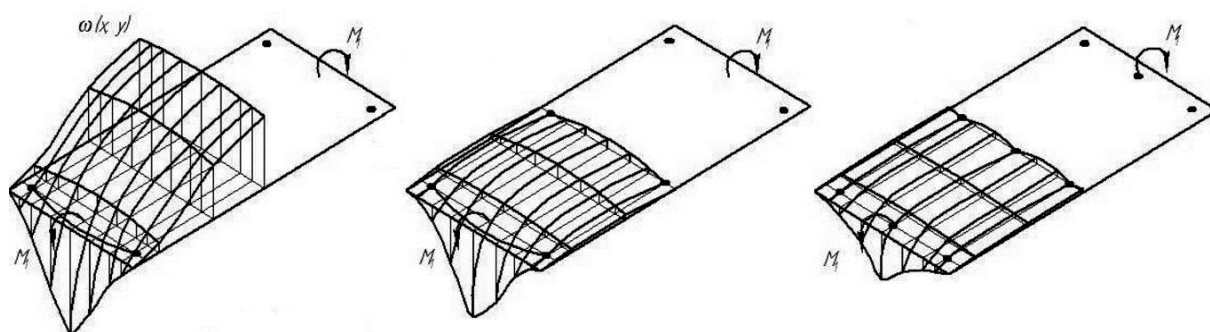


Рис. 7. Деформована поверхня прямокутної плити

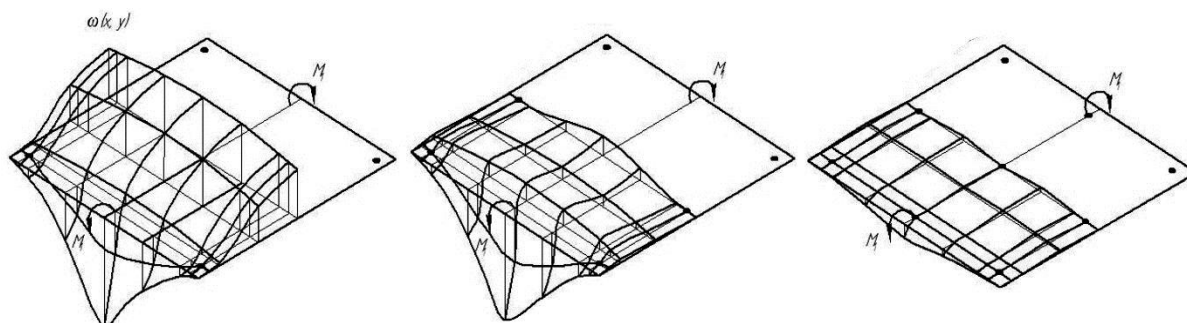


Рис. 8. Деформована поверхня квадратної плити при навантаженні двома моментами згину

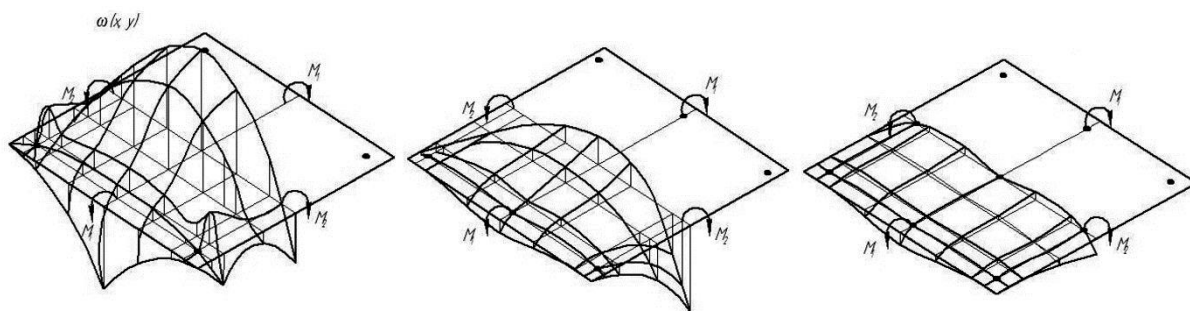


Рис. 9. Деформована поверхня квадратної плити при навантаженні чотирма моментами згину

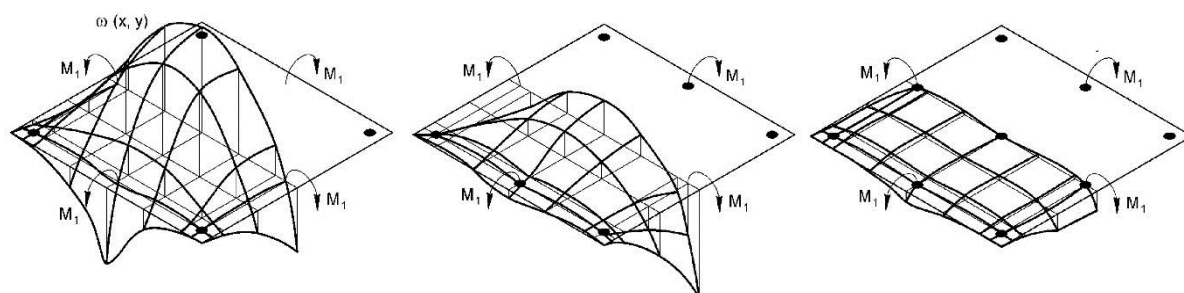


Рис. 10. Деформована поверхня квадратної плити при навантаженні чотирма рівними моментами згину

Аналіз результатів свідчить, що:

1) деформований стан поверхні плит при однакових граничних умовах подібний. Найбільше значення прогини мають в центральних зонах і на контурі плит при закріпленні їх в чотирьох точках. Зміна умов обпирання значно зменшує деформації плит. При закріпленні плит в дев'яти точках у всіх випадках деформації будуть незначними;

2) при закріпленні прямокутних і квадратних плит у чотирьох точках (див. рис. 7, 8) і навантаженні їх двома моментами згину, найбільші прогини існують на контурі плит. Відношення найбільшого контурного прогину до прогину в центрі плит становить 140 % для прямокутних плит і 230 % для квадратних. Подібні відношення для тих же плит при закріпленні у шести та дев'яти точках відповідно становлять 700 % та 900 % для прямокутних і 700 % та 1000% для квадратних;

3) відношення найбільшого прогину при закріпленні в шести та дев'яти точках до найбільшого прогину при закріпленні в чотирьох точках відповідно становить 90 % і 44 % для прямокутних плит і 100 % та 20 % для квадратних;

4) схема навантаження моментами згину істотно впливає на характер деформованої поверхні та величини прогинів, що видно з рис. 9, 10;

5) у всіх випадках при закріпленні в шести та дев'яти точках найбільші прогини існують на контурі плит, а не в центральній зоні. При закріпленні в чотирьох точках найбільший прогин існує в центрі. У перших двох випадках прогини на контурі мають протилежний знак, порівняно з прогинами в центральній зоні;

6) при навантаженні двома парами різних моментів і закріпленні в чотирьох точках відбувається «сплеск» прогинів в зоні закріплення, який

пояснюється різницею величин моментів;

7) при навантаженні плит двома парами різних моментів відношення найбільших центральних прогинів до контурних становить 120 % при закріпленні в чотирьох точках, 310 % – в шести точках, 400 % – в дев'яти точках. Відношення найбільших прогинів при закріпленні в чотирьох, шести і дев'яти точках відповідно становить 10:3:1;

8) при навантаженні плит двома парами однакових згинальних моментів відношення найбільших центральних прогинів до контурних при закріпленні в чотирьох точках – 140 %, в шести точках – 350 %, в дев'яти точках – 410%. Відношення найбільших прогинів при закріпленні в чотирьох, шести і дев'яти точках відповідно становить 7: 6,6: 1;

9) Аналіз картин деформованого стану дозволяє вибрати оптимальну схему спирання базових плит.

Далі проведемо дослідження щодо отримання співвідношень для вибору товщини плит. З теорії згину пластин відомо, що товщина  $h$  пластинки, властивості матеріалу і умови обпирання визначають її напружено-деформований стан при заданих навантаженнях.

При проектуванні елементів УЗРП, як правило, всі лінійні розміри деталей приймаються кратними 15. Виходячи з цього було прийнято такі значення товщини плит: 45, 60, 75, 90, 105 і 120 мм. Для таких значень товщини проведено дослідження напружено-деформованого стану плит квадратної форми з розміром сторін 1200 мм при обпиранні в дев'яти точках і навантаженні чотирма однаковими моментами.

Варіювання значень товщини плит в процесі машинного розрахунку привело до таких результатів:

- максимальна величина напружень розтягу на поверхні плит в зоні прикладання моментів згину становила 10...70 МПа при допустимому напруженні  $[\sigma] = 190$  МПа. Таким чином, напруження не є визначальним фактором при виборі товщини плит;

- прогини плит під дією моментів згину при досліджуваних значеннях товщин становлять відповідно  $w = 0,2...0,01$  мм;

- згідно з вимогами, що ставлять до базових поверхонь складальних пристосувань, площинність 7-го ступеня точності при заданій довжині сторін плит не має перевищувати 0,06 мм.

Прогини плит, таким чином, є визначальним фактором при виборі їх товщини.

На рис. 11 показані графіки залежності прогинів плит,  $w$ , від величини моментів згину  $M_{зз}$ , та товщини  $h$  плит. Отримані залежності дозволяють вибирати один з найважливіших конструктивних розмірів базових плит – товщину при різних значеннях діючих експлуатаційних навантажень.

## Висновки

За результатами теоретичних досліджень напружено-деформованого стану базових плит зроблено такі основні висновки:

1. Епюри напружень та картини деформованих поверхонь симетричні відносно центральних осей плит.

2. Максимального значення компоненти нормальних і тангенціальних напружень досягають в області прикладання моментів згину.

3. Напруження на поверхні прямокутних базових плит в 2,1 раза більше

відповідних напружень квадратних плит за однакових умов обпирання та навантаження.

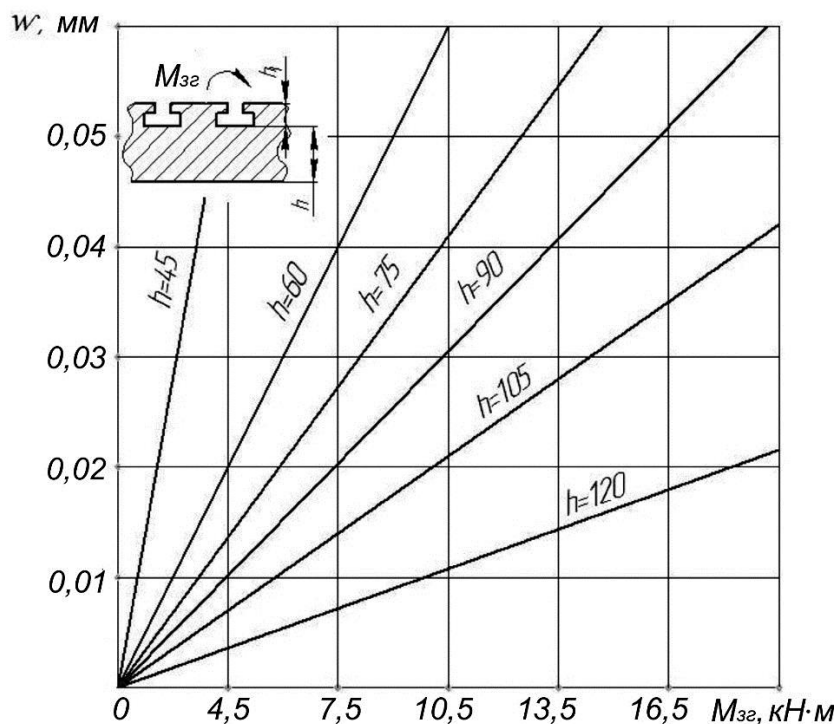


Рис. 11. Залежність величини прогинів,  $w$ , мм, від моментів згину,  $M_{зг}$ , кН·м

4. Напруження, що діють на поверхні плит, є напруженнями розтягу. Величини їх залежно від прийнятої товщини натуральних плит знаходяться в межах 10...70 МПа, що значно менше допустимих.

5. Квадратна форма плит щодо напруженого стану є більш прийнятною, ніж прямокутна.

6. Оптимальною умовою обпирання щодо деформованого стану є закріплення плит у дев'яти точках.

7. Вперше отримано графічні залежності для вибору товщини базових плит при дії різних за величиною експлуатаційних навантажень.

### Список літератури

1. Конструкции универсальных сборно-разборных приспособлений для сборочно-сварочных работ (УСРП-С) / А. Я. Мовшович, К. А. Изотова, Ю. А. Черная, О. В. Бондарь // Машинобудування: зб. наук. пр. Укр. інж.-пед. акад. – № 9. – Х., 2012. – С. 148–161.
2. Исследование деформированного состояния базовых плит универсально-сборных приспособлений для сварочных работ и выбор рациональной схемы их опирания и закрепления / А. Я. Мовшович, Г. И. Ищенко, Ю. А. Черная, О. В. Бондарь // Високі технології в машинобудуванні: зб. наук. пр. Нац. техн. ун-ту «ХПІ». – Вип. 1 (22). – Харьков, 2012. – С. 247–251.
3. Жолткевич, Н. Д. Отраслевая система переналаживаемой технологической оснастки для ускоренной технологической подготовки производства / Н. Д. Жолткевич. – М.: ЦНИИинформ, 1988. – 248 с.

4. Сапунов, В. Т. Прикладная теория упругости. В 2 ч. Ч. 2. / В. Т. Сапунов. – М.: МИФИ, 2008. – 140 с.
5. Основы теории упругости: учеб. пособие / В. Н. Барашков, И. Ю. Смолина, Л. Е. Путеева, Д. Н. Песцов. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2012. – 184 с.
6. Львов, Г. И. Основы теории пластин и оболочек: учебник / Г. И. Львов. – Хпрьков: ХПИ, 2014, – 147 с.
7. Гудкер, Дж. Теория упругости / Дж. Гудкер; пер. с англ. – М.: Наука, 1979. – 560 с.
8. Гершгорин, С. А. Бесконечная пластинка на опорах, расположенных в прямоугольном порядке / С. А. Гершгорин. – Л.: Кубуч, 1932. – С. 18 – 62.
9. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич; пер. с англ. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
10. Бате, К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вилсон. – М.: Стройиздат, 1982. – 448 с.

### References

1. Movshovich, A. Ya., Izotova, K. A., Chernaya, U. A., Bondar, O. V. 2012. Konstruktsii universalnykh sborno-razbornykh prispособleniy dlya sborochno-svarochnykh работ. Zbirnyk Ukrayinskoyi inzhenerno-pedahohichnoyi akademyy «UIPA», no. 9, pp. 148-161.
2. Movshovich, A. Ya., Ishchenko, G. I., Chernaya, U. A., Bondar, O. V. 2012. Issledovaniye deformirovannogo sostoyaniya bazovykh плит universalno-sbornykh prispособleniy dlya svarochnykh работ i vybor ratsionalnoy skhemy ikh opiraniya i zakrepleniya. Vysoki tekhnolohiyi v mashynobuduvanni (Vestnik naczionalnogo tekhnicheskogo universiteta «KhPI»), no. 22 (1), pp. 247-251.
3. Zholtkevich, N. D. 1988. Otraselevaya sistema perenalazhivayemoye tekhnologicheskoy osnastki dlya uskorennoye tekhnologicheskoy podgotovki proizvodstva, Moskva, 248 p.
4. Sapunov, V. T. 2008. Prikladnaya teoriya uprugosti, Moskva, 140 p.
5. Barashkov, V. N., Smolina, I. U., Puteeva, L. Ye., Pestsov, D. N. 2012. Osnovy teorii uprugosti, Tomsk, 184 p.
6. Lvov, G. I. 2014. Osnovy teorii plastin i obolochek, Kharkov, 147 p.
7. Gudker, J. 1979. Teoriya uprugosti, Moskva, 560 p.
8. Gershgorin, S.A. 1932. Beskonechnaya plastinka na oporakh, raspolyzhennykh v pryamougol'nogo poryadke, Leningrad, pp. 18-62.
9. Zenkevich, O. 1975. Metod konechnykh elementov v tekhnike, Moskva, 541 p.
10. Bate, K., Vilson, E. 1982. Chislennyye metody analiza i metod konechnykh elementov, Moskva, 448 p.

Надійшла до редакції 16.02.2020, розглянуто на редколегії 17.02.2020

### Theoretical study of the stress-strain state of UZRP-16 base plates

Theoretical studies of the stress-strain state of base plates, which are the base of the UZRP-16 universal collapsible machines have been done. These machines are used for welding works in machine building industry. The finite element method was applied to solve the problems. Nature of influence of strength and structural parameters on the base plate stress-strain state in operation has been determined,

namely: the relations between displacements and stresses arising in the base plates and the bending moment magnitudes have been recorded; the stress-strain state pattern of the base plates has been obtained depending on the place of bending moment application; influence of the conditions for bearing and fastening the plates on their stress-strain state has been investigated; influence of the plate geometric parameters on stress and displacement has been studied; The stress-material and displacement-material relations have been obtained for the plates. Based on the theoretical study results of the base plate stress-strain state, the following have been obtained: stress plots and patterns of deformed surfaces, which are symmetrical with respect to the plate central axes; maximum values of normal and tangential stress components arising in the field of bending moment application; stress on the rectangular base plate surface is 2.1 times higher than the stress on square plate surface under the same conditions of bearing and loading; stresses acting on the plate surfaces and being tensile stresses within the range of 10 to 70 MPa. It was found that the square shape of the plates, according to the stress state, is predominant in relation to the rectangular shape. The optimal condition for bearing is fixing the plates at nine points. For the first time, graphs were drawn for choosing the base plate thickness under action of various operational loads.

**Key words:** stress-strain state, base plates, plots, stresses, bending moment, operating conditions; pattern.

#### **Сведения об авторах:**

**Фролов Евгений Андреевич** – доктор технических наук, профессор, кафедра строительных машин и оборудования, Национальный университет «Полтавская политехника имени Юрия Кондратюка», г. Полтава, Украина; e-mail: frolov.polntu@gmail.com; ORCID:0000-0002-2691-5386.

**Коробко Богдан Олегович** – доктор технических наук, доцент, кафедра строительных машин и оборудования, Национальный университет «Полтавская политехника имени Юрия Кондратюка», г. Полтава, Украина; e-mail: bogdan.korobko@ukr.net; ORCID: 0000-0002-9086-3904.

**Попов Станислав Вячеславович** – кандидат технических наук, доцент, кафедра строительных машин и оборудования, Национальный университет «Полтавская политехника имени Юрия Кондратюка», г. Полтава, Украина; e-mail: psv26@i.ua; ORCID: 0000-0003-2381-152X.

#### **About the Authors:**

**Frolov Evgeniy Andreevych**, Doctor of Technical Sciences, Professor, National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, Ukraine; e-mail: frolov.polntu@gmail.com; ORCID:0000-0002-2691-5386.

**Korobko Bogdan Olegovich**, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, Ukraine; e-mail: bogdan.korobko@ukr.net; ORCID: 0000-0002-9086-3904.

**Popov Stanislav Vyacheslavovich**, Philosophy Doctor, Associate Professor, National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, Ukraine; e-mail: psv26@i.ua; ORCID: 0000-0003-2381-152X.