

- Плескач В. М. канд. техн. наук, доцент, доцент каф. композиційних матеріалів, хімії та технологій Національного університету «Запорізька політехніка», м. Запоріжжя, Україна, *e-mail*: *vmpayzp@gmail.com*
- Ольшанецький В. Ю. д-р техн. наук, професор, зав. каф. фізичного матеріалознавства Національного університету «Запорізька політехніка», м. Запоріжжя, Україна, *e-mail*: *olshan@zpu.edu.ua*

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ МАТРИЦЬ ПРЕС-ФОРМ

Мета роботи. Оптимізація методики проектування і розрахунку складених матриць прес-форм для виготовлення виробів з порошкових матеріалів.

Методи дослідження. Аналіз напружень у стінках суцільного і складеного товстостінного циліндрів та їх існуючих розрахунків.

Отримані результати. У ході роботи досліджено особливості формування напружень у стінці суцільного і складеного товстостінного циліндрів під дією внутрішнього тиску. Проаналізована можливість застосування отриманих результатів для визначення міцності та жорсткості стінки матриці прес-форми для виготовлення виробів з порошкових матеріалів. Визначено обмеження можливості забезпечення міцності матриці за рахунок лише збільшення її товщини. Показано, що використання матриці, складеної з внутрішнього циліндра і зовнішньої обойми, дозволяє використати оптимальний перерозподіл напружень у стінках такої матриці з метою зменшення її розмірів і відповідно – економії матеріалів на її виготовлення. Проаналізовано можливість використання різних, краще пристосованих матеріалів для виготовлення внутрішньої стінки матриці і обойми, що дозволяє знизити витрати на виготовлення прес-форми. Узагальнено методика розрахунку напружень у небезпечних точках стінок матриці при оцінюванні їх міцності і жорсткості. Наведено формули для визначення гарантованого натягу, який забезпечить ефективний перерозподіл напружень у стінках складеної матриці при заданих умовах експлуатації.

Наукова новизна. Оптимізовані та узагальнені підходи до аналізу напружень у стінках складених матриць прес-форм під дією внутрішнього тиску. Наведені математичні залежності, які надають можливість визначити оптимальні розміри елементів прес-форми при дії тиску пресування.

Практична цінність. Запропоновані принципи проектування і методика розрахунку складених матриць прес-форм для виготовлення виробів з порошкових матеріалів.

Ключові слова: напруження, товстостінний циліндр, розрахунок складених циліндрів, міцність, натяг.

Більшість виробів з порошкових матеріалів виготовляється шляхом холодного пресування у прес-формах, головним елементом яких є матриця. Її розміри визначаються розмірами виробу і питомим тиском пресування. Щоб забезпечити міцність матриці зі збільшенням тиску пресування, звичайно збільшують товщину її стінки. Проблема виникає при виготовленні виробів з високою щільністю пресовки. Наприклад, пресування виробів з деяких сумішей на основі залізних і титанових порошоків вимагає тиску до 800...1000 МПа [1, 2]. При такому тиску навіть надмірна товщина матриці не може забезпечити їй достатньої міцності й жорсткості. Крім того, використання звичайних суцільних матриць у подібних випадках вимагає зайвих витрат високоякісних інструментальних сталей. Вирішенням проблеми може стати підвищення працездатності прес-форм шляхом зміни їх конструкції – використання складених двошарових матриць. Метою даної роботи є обґрунтування можливості при одних і тих же робочих навантаженнях зменшити розміри матриць і відповідно витрати матеріалу на їх виготовлення за рахунок використання оптимального перерозподілу напружень у їх стінках.

У більшості випадків пресування, зокрема, при двобічному пресуванні порошкових виробів, матриця може розглядатися як товстостінний порожнистий, так званий «відкритий» циліндр, тобто без додатково-

го навантаження з боку одного з торців (дно, кришка тощо). Циліндр вважається товстостінним, якщо товщина його стінки становить не менше як одну десяту його внутрішнього радіуса.

У зв'язку з достатньо великим питомим тиском пресування більшості порошкових матеріалів стінки матриць при проектуванні вимагають розрахунку на міцність і жорсткість.

При аналізі напружено-деформаційного стану товстостінного циліндра робляться такі застереження [3, 4]:

- колова форма циліндра під дією напружень зберігається;
- усі точки поперечного перерізу мають у своїй площині лише радіальні переміщення;
- радіальне переміщення довільної точки поперечного перерізу є функцією поточного радіуса r і не змінюється по довжині циліндра.

Отже, матриця прес-форми для пресування порошкових виробів у першому наближенні може розглядатися як суцільний (одношаровий) відкритий товстостінний циліндр з внутрішнім радіусом r_1 і зовнішнім r_2 , що зазнає дії внутрішнього тиску, який створює під час пресування бічний тиск p_θ .

Під дією внутрішнього тиску у стінках будь-якого циліндра виникають наступні напруження.

У кільцевому перерізі, перпендикулярному до

осі циліндра, діє кругове (колове) напруження σ_θ . Це напруження намагається розірвати циліндр по його твірній. У кільцевому перерізі діє ще одне напруження – радіальне, σ_r , нормальне до зовнішньої поверхні циліндра, тобто спрямоване вздовж радіуса циліндра, перпендикулярно до його осі. Радіальне напруження впливає на жорсткість циліндра, збільшуючи його внутрішній радіус під дією тиску Y поздовжньому перерізі, який проходить через вісь симетрії циліндра, діє осьове напруження σ_z . Це напруження діє вздовж твірної циліндра і намагається розірвати його по кільцевому поперечному перерізу [3–5].

Оскільки матриця – осьосиметричний циліндр, всі напруження симетричні відносно його осі. У загальному випадку всі вони розглядаються як функція поточного радіуса r .

У базових підручниках та інших джерелах, які обговорюють проблему міцності товстостінних циліндрів [3–8], ці залежності для відкритого циліндра під внутрішнім (робочим) тиском мають такий вигляд:

- колове напруження:

$$\sigma_\theta = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_2^2}{r^2} \right), \quad (1)$$

- радіальне напруження:

$$\sigma_r = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r^2} \right), \quad (2)$$

- осьове напруження $\sigma_z = 0$.

Схема напруженого стану у поперечному перерізі стінки суцільного циліндра наведена на рис. 1.

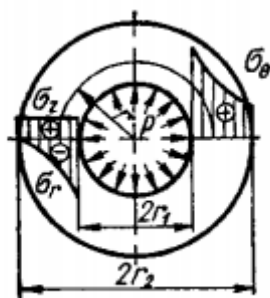


Рис. 1. Епюра напружень у стінці суцільного циліндра

Колові напруження у перерізі розтягальні, а радіальні – стискальні. За розрахунками [3, 7] при співвідношенні радіусів $a = r_2/r_1 \approx 2$ колові напруження більше радіальних приблизно у 2...3 рази. Тобто вони є найнебезпечнішими для матриці прес-форми під час експлуатації. Найбільше напруження σ_θ утворюється на внутрішній поверхні циліндра, тому при руйнуванні первинна тріщина виникає на ній і поступово зростає у радіальному напрямку.

Залежність колового напруження σ_θ від поточно-го радіуса точки у стінці матриці має гіперболічний характер, зменшуючись асимптотично до певної ве-

личини, яка становить напруження на зовнішній поверхні. Теоретичні розрахунки показують, що суцільний циліндр навіть з дуже товстою стінкою не може витримати робочий тиск, більший за величину $p \leq [\sigma]/2$ [3–6].

Якщо прийняти, що радіус зовнішньої стінки $r_2 = 4 r_1$, то напруження на її поверхні становитиме 6 % від максимального [3, 4]. Цей циліндр уже можна розглядати як такий, що має нескінченно велику товщину стінки, і подальше збільшення її не має сенсу.

Радіус зовнішньої поверхні r_2 суцільної матриці за умов забезпечення міцності знаходиться за емпіричною формулою, виведеною за припущенням, що робочий тиск на стінку матриці поширюється рівномірно [9]:

$$r_2 = r_1 \sqrt{([\sigma] + pv)/([\sigma] - +pv)}, \quad (3)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження на розтяг матеріалу матриці, МПа; p – максимальний тиск пресування, МПа; v – коефіцієнт Пуассона матеріалу прес-форми.

Крім того у літературі [2, 9, 10] даються такі рекомендації: для матриць із загартованих сталей брати співвідношення радіусів $a = r_2/r_1 = 2$ при бічному тиску $p_\delta \geq 200$ МПа і $a = 3$ при бічному тиску $p_\delta < 200$ МПа. Проте до цих рекомендацій слід вдаватися тоді, коли не вдається визначити точніше радіус r_2 за умов міцності і жорсткості.

Знаючи радіуси зовнішньої і внутрішньої поверхонь, можна установити небезпечно максимальне значення колового напруження на внутрішній поверхні матриці [3, 4]:

$$(\sigma_\theta)_{r=r_1} = \frac{1+k^2}{1-k^2} p_\delta, \quad (4)$$

де $k = r_1/r_2$.

Радіальне переміщення довільної точки внутрішньої стінки матриці під дією бічного тиску p_δ обмежується її жорсткістю. Перевищення допустимого переміщення, а отже й обмеження за жорсткістю, може призвести до порушення форми і заданих розмірів виробу. Жорсткість матриці оцінюється відносною деформацією (збільшенням) радіуса внутрішньої поверхні [9, 10]:

$$\varepsilon = \frac{p_\delta}{E} \left[\frac{a^2 + 1}{a^2 - 1} + v \right] \cdot 100\% \leq [\varepsilon]. \quad (5)$$

Для надійної роботи прес-форми допустима відносна деформація матриці $[\varepsilon]$ має бути не більше 0,2 % радіуса.

Приклад розрахунку. Якщо прийняти для суцільної матриці прес-форми найбільше рекомендоване співвідношення радіусів $a = 3$ при середніх значеннях для сталей модуля пружності $E = 200$ ГПа і модуля Пуассона $v = 0,3$, то можна знайти максимальну величину бічного тиску p_δ , при якому відносна деформація внутрішньої стінки матриці не перевищує допустимого значення $[\varepsilon] = 0,2$ %. Для цього

необхідно розв'язати рівняння (5) відносно p_6 :

$$p_6 = \frac{\left(\frac{[\varepsilon]}{100}\right)E}{\frac{a^2+1}{a^2-1} + \nu} = \frac{2 \cdot 10^{-3} \cdot 200 \cdot 10^9}{\frac{9+1}{9-1} + 3} = 242 \text{ МПа.} \quad (6)$$

При такій величині бічного тиску на внутрішній поверхні матриці, що розглядається, виникає максимальне колове напруження (формула(4)):

$$(\sigma_\theta)_{r=r_1} = \frac{1+k^2}{1-k^2} p_6 = \frac{1+0,111}{1-0,111} \cdot 242 = 341 \text{ МПа.} \quad (7)$$

Ця величина може служити основою для вибору матеріалу матриці з допустимим напруженням на розтяг більше отриманої розрахунком величини σ_θ . За літературними даними [1, 2, 10] на практиці для подальших розрахунків найчастіше приймають $[\sigma] = 400 \text{ МПа}$.

Відмовитися від використання матриць надмірної товщини при складних умовах експлуатації та зменшити витрати матеріалу на їх виготовлення можна за рахунок зміни їх конструкції. Конструктивно покращення характеристик міцності і жорсткості товстостінних циліндрів легше досягти шляхом використання складених циліндрів, які складаються з внутрішнього циліндра і одягненого на нього з певним натягом зовнішнього циліндра (обойми).

Для створення гарантованого натягу внутрішній діаметр зовнішнього циліндра (обойми) робиться дещо меншим зовнішнього діаметра внутрішнього циліндра (рис. 2).

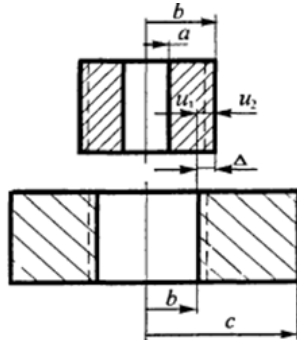


Рис. 2. Схема створення гарантованого натягу

При складанні контактні поверхні циліндрів отримують радіальні переміщення: внутрішній діаметр зовнішнього циліндра збільшується на величину u_1 , а зовнішнього діаметра внутрішнього циліндра зменшується на величину u_2 . Сума абсолютних величин цих переміщень створює натяг Δ :

$$\Delta = |u_1| + |u_2|. \quad (8)$$

У складеному (двошаровому) циліндрі відбувається суттєвий перерозподіл напружень [3–6]. Під дією власне натягу у внутрішньому циліндрі виникають стискальні, а у зовнішньому – розтягувальні колові напруження σ_θ , а також стискальні радіальні напруження σ_r в обох циліндрах (рис. 3а).

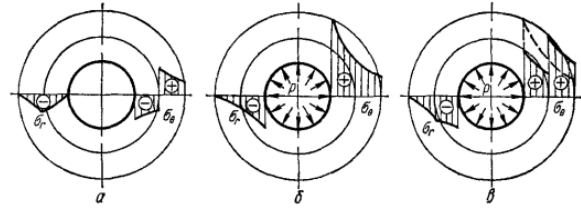


Рис. 3. Епюри напружень у складеному циліндрі

Після складання двошаровий циліндр працює як єдине ціле. Під дією внутрішнього тиску у ньому, як і у суцільному циліндрі, виникають значні розтягувальні колові напруження σ_θ , які поступово зменшуються від внутрішньої до зовнішньої поверхні. Стискальні радіальні напруження σ_r при цьому зменшуються до нуля на зовнішній поверхні (рис. 3б). Складання напружень від внутрішнього тиску і натягу призводить до зменшення розтягувальних колових напружень σ_θ у будь-якій точці внутрішнього циліндра і до відповідного їх збільшення у зовнішньому циліндрі. Стискальні радіальні напруження σ_r збільшуються в обох циліндрах (рис. 3в).

Отже, натяг зменшує напруження у внутрішньому циліндрі і дозволяє зменшити його розміри при тому ж робочому тиску, але одночасно збільшується навантаження на зовнішній циліндр. Найнавантаженишими є точки на внутрішніх поверхнях як внутрішнього, так і зовнішнього циліндрів.

Міцність такої конструкції за IV-ю теорією міцності забезпечується за умови [3]:

$$\sigma_{еквIV} = \sqrt{\sigma_\theta^2 - \sigma_\theta \sigma_r + \sigma_r^2} \leq [\sigma], \quad (9)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження на розтяг матеріалу матриці.

Для забезпечення оптимальної експлуатації складеної матриці бажано, щоб обидва циліндра мали однакову міцність. При діючому бічному тиску p_6 цю умову може забезпечити правильно обрана величина натягу Δ . Умовою рівномірності циліндрів є рівність еквівалентних напружень $\sigma_{екв}$ у найнавантажених точках як зовнішнього, так і внутрішнього циліндрів:

$$\sigma_{екв}^{зоб.ц} = \sigma_{екв}^{вн.ц}. \quad (10)$$

Згадане вище еквівалентне напруження має мінімальне значення при виконанні «умови А. В. Гадоліна» [4, 5]:

$$\sigma_{екв}^{min} = p_6 \frac{r_{зоб2}}{r_{зоб2} - r_{вн1}}, \quad (11)$$

де $r_{вн1}$ – внутрішній радіус внутрішнього циліндра; $r_{зоб2}$ – зовнішній радіус зовнішнього циліндра.

Останнє рівняння дозволяє встановити оптимальні геометричні характеристики складеної матриці. Внутрішній радіус внутрішнього циліндра $r_{вн1}$ задається розмірами виробу. Задаючи у формулі (11) замість $\sigma_{екв}^{min}$ величину допустимого напруження матеріалу обойми $[\sigma]$, можна визначити її фактичний

зовнішній радіус r_{3062} :

$$r_{3062} = \frac{[\sigma] r_{вн1}}{[\sigma] - p_6} \quad (12)$$

Спільний радіус контактної поверхні циліндрів r_k знаходиться зі співвідношення, яке відповідає умові А. В. Гадоліна [4, 10]:

$$r_k = \sqrt{r_{вн1} r_{3062}} \quad (12)$$

Приклад розрахунку. Для порівняння, використовуючи робочі характеристики пресування, отримані за попередніми розрахунками, можна визначити геометричні характеристики складеної матриці для тих же умов пресування. Тоді зовнішній радіус обойми

$$r_{3062} = \frac{[\sigma] r_{вн1}}{[\sigma] - p_6} = \frac{400 r_{вн1}}{400 - 242} \approx 2,5 r_{вн1} \quad (13)$$

І радіус контактної поверхні

$$r_k = \sqrt{r_{вн1} 2,5 r_{вн1}} = 1,6 r_{вн1} \quad (14)$$

Натяг Δ , який забезпечує умову рівномірності власне матриці і обойми при робочому тиску p_6 на внутрішню поверхню матриці, можна визначити за формулою [4]:

$$\Delta = \frac{2 p_6}{E} \frac{r_k r_{3062}^2 (r_k^2 - r_{вн1}^2)}{r_{3062}^2 (r_k^2 - r_{вн1}^2) + r_k^2 (r_{3062}^2 - r_k^2)} \quad (15)$$

Після підстановки виразу (12) у формулу (15) розрахунок спрощується до виду [4]:

$$\Delta = \frac{p_6}{E} \sqrt{r_{вн1} r_{3062}} \quad (16)$$

Приклад розрахунку. За рінанням (16) натяг на поверхні діаметром $2r_k$ становить:

$$\Delta = \frac{p_6}{E} \sqrt{r_{вн1} r_{3062}} = \frac{242 \cdot 10^6}{200 \cdot 10^9} \cdot \sqrt{r_{вн1} 2,5 r_{вн1}} = 1,94 \cdot 10^{-3} r_{вн1} \quad (17)$$

Враховуючи важливість забезпечення правильного натягу при експлуатації складеної матриці прес-форми, при виготовленні її головних елементів – корпусу матриці та обойми – необхідно встановити оптимальні граничні відхилення на розміри їх сполучуваних поверхонь. Для цього треба визначити тип посадки при їх складання і квалітет точності. Для з'єднань, які характеризуються помірним натягом, що забезпечує нерухомість сполучення при передачі навантаження без додаткових кріплень, рекомендуються посадки типу H/r , H/s , H/t . Оскільки сполучення матриця-обойма є нерухомим, для його розмірів можна прийняти квалітети 7...9.

Для номінальних діаметрів внутрішньої поверхні обойми і зовнішньої поверхні матриці, які відповідають розміру $2r_k$, з урахуванням обраних типу посадки і квалітету необхідно становити граничні відхилення згідно з ГОСТ 25347-82 [11] таким чином,

щоб мінімальний натяг відповідав отриманій розрахунком величині Δ .

Зменшення витрат матеріалу на виготовлення матриці прес-форми Δm при переході з товстостінної суцільної матриці до складеної при їх однакових умовах пресування і висоті можна оцінити за різницею площ поперечного перерізу $F_{суц}$ і $F_{скл}$ відповідно суцільної і складеної матриць.

Приклад розрахунку. За умов пресування, використаних у попередніх розрахунках:

$$\begin{aligned} \Delta m &= \frac{F_{суц} - F_{скл}}{F_{суц}} 100\% = \left[1 - \frac{r_{3062}^2 - r_{вн1}^2}{r_2^2 - r_1^2} \right] 100\% = \\ &= \left[1 - \frac{6,25 - 1}{9 - 1} \right] 100\% = 34,3\% \end{aligned}$$

Отже, при значних зусиллях пресування при виготовленні виробів з порошкових матеріалів як з точки зору забезпечення міцності прес-форми, так і економії витрат матеріалу на її виготовлення становить інтерес використання складених матриць прес-форм. Для досягнення поставленої мети запропонована методика визначення оптимальних геометричних характеристик складових елементів матриці та гарантованого натягу, який при складанні двохшарової матриці забезпечує необхідний рівень допустимих напружень у її стінках при виготовленні виробів з порошкових матеріалів.

Список літератури

1. Порошковая металлургия. Материалы, технология, свойства, область применения: справочник / Федорченко И. М., Францевич И. Н., Радомысельский И. Д. и др. ; отв. ред. И. М. Федорченко. – К. : Наук. думка, 1985. – 624 с.
2. Либенсон Г. А. Процессы порошковой металлургии. В 2-х т. Т. 2. Формование и спекание : учебник для вузов Либенсон Г. А., Лопатин В. Ю. Комарницкий Г. В. – М. : «МИСИС», 2002. – 320 с.
3. Писаренко Г. С. Опір матеріалів : підручник / Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманський Е. С. ; за ред. Г. С. Писаренка. – К. : Вища шк., 2004. – 655 с.
4. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов : учебник для вузов. / Феодосьев В. И. – М. : изд. МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1999. – 592 с.
5. Корнілов О. А. Опір матеріалів : підручник / Корнілов О. А. – К.: Логос, 2002. – 562 с.
6. Метод експрес-аналізу напружено-деформованого стану товстостінних циліндрів підвищеної міцності / Раківненко В. П., Кириченко О. М., Літовченко П. І., Гребеник Л. А. // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – 2012. – Вип. 2 (20). – С. 31–37.
7. Калініченко П. М. Напружений стан товстостінного циліндра з концентраторами. / Калініченко П. М., Лимаренко О. М., Зяблов Ю. В. // Труды Одесского политехнического университета. – 2006. – Вип. 2 (26). – С. 1–4.

8. Ольховий І. М. Про напружений стан та міцність товстостінних циліндрів та резервуарів при дії газового тиску і нагрівання / Ольховий І. М., Ліщинська Х. І. // Пожежна безпека. – 2012. – № 20. – С. 13–19.

9. Либенсон Г. А. Оборудование цехов порошковой металлургии: учебное пособие для техникумов / Либенсон Г. А., Панов В. С. – М. : Металлургия, 1983. – 264 с.

10. Кипарисов С. С. Оборудование предприятий порошковой металлургии : учебник для вузов / Кипарисов С. С., Падалко О. В. – М. : Металлургия, 1988. – 448 с.

11. ГОСТ 25347-82. ЕСДП. Поля допусков и рекомендуемые посадки. [Дата введения 01.07.83]. – М. : ИПК изд. стандартов, 2005. – 54 с.

Одержано 29.06.2021

Плескач В. М., Ольшанецкий В. Е. Оптимизация конструкции матриц пресс-форм

Цель работы. Оптимизация методики проектирования и расчёта составных матриц пресс-форм для изготовления изделий из порошковых материалов.

Методы исследования. Анализ напряжений в стенках сплошного и составного толстостенного цилиндров и их существующих расчётов.

Полученные результаты. В ходе работы исследованы особенности формирования напряжений в стенке сплошного и составного толстостенного цилиндров под действием внутреннего давления. Проанализирована возможность применения полученных результатов для определения прочности и жёсткости стенки матрицы пресс-формы для изготовления изделий из порошковых материалов. Определены ограничения возможности обеспечения прочности матрицы за счет только увеличения её толщины. Показано, что использование матрицы, составленной из внутреннего цилиндра и наружной обоймы, позволяет использовать оптимальное перераспределение напряжений в стенках такой матрицы с целью уменьшения её размеров и соответственно – экономии материалов на её изготовление. Проанализирована возможность использования различных, лучше подходящих материалов для изготовления внутренней стенки матрицы и обоймы, что позволяет снизить затраты на изготовление пресс-формы. Обобщена методика расчёта напряжений в опасных точках стенок матрицы при оценке их прочности и жёсткости. Приведены формулы для определения гарантированного натяга, который обеспечит эффективное перераспределение напряжений в стенках составной матрицы при заданных условиях эксплуатации.

Научная новизна. Оптимизированны и обобщены подходы к анализу напряжений в стенках составных матриц пресс-форм под действием внутреннего давления. Приведены математические зависимости, которые дают возможность определить оптимальные размеры элементов пресс-формы при воздействии давления прессования.

Практическая ценность. Предложены принципы проектирования и методика расчета составных матриц пресс-форм для изготовления изделий из порошковых материалов.

Ключевые слова: напряжение, толстостенный цилиндр, расчет составных цилиндров, прочность, натяг.

Pleskach V., Ol'shanetskii V. Optimization of structure matrix of mold forms

Purpose. Optimization of the method of design and calculation of the composite matrices of molds for the manufacture of products from powder materials.

Research methods. Analysis of stresses in the walls of solid and composite thick-walled cylinders and their existing calculations.

Results. The peculiarities of stress formation in the wall of solid and composite thick-walled cylinders under the action of internal pressure are investigated. The possibility of applying the obtained results to determine the strength and stiffness of the wall of the mold for the manufacture of products from powder materials is analyzed. Limitations in ensuring the strength of the matrix by only increasing its thickness are determined. It is shown that the use of a matrix composed of an inner cylinder and an outer holder allows to use optimal stress redistribution in the walls of such matrix in order to reduce the size and, accordingly, save materials for its manufacture. The possibility of using various, better adapted materials for the manufacture of the inner wall of the matrix and permitting the reduction of the cost of manufacturing the mold are analyzed.

The method of calculation of stresses in dangerous points of walls of a matrix at an estimation of their strength and stiffness is generalized. Formulas for determination of the guaranteed tension which will provide effective redistribution of stresses in walls of the composite matrix under the set operating conditions are given.

Scientific novelty. Approaches to the analysis of stresses in the walls of composite matrices of molds under the influence of internal pressure are optimized and generalized. Mathematical dependences are given, which make it possible to determine the optimal dimensions of mold elements at action of pressing pressure.

Practical value. The principles of design and methods of calculation of composite matrices of molds for the manufacture of products from powder materials are proposed.

Key words: stress, thick-walled cylinder, calculation of composite cylinders, strength, tension.