

Немчинов С. І.

*Державний вищий
навчальний заклад
“Український державний
хіміко-технологічний
університет”*

Nemchinov S. I.

*State Higher Education
Institution “Ukrainian
State University of
Chemical Technology”*

УДК 539.3:621.226

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СТАНИН ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ

Розглянуто особливості розрахунку основних елементів чотириколонних гідравлічних пресів, що застосовуються у хімічній промисловості. Для розкриття статичної невизначуваності рами використовували метод сил. Отримано формули для визначення невідомих системи канонічних рівнянь методу сил. Визначено перерізи ригелів і колон, в яких спостерігаються максимальні згинальні моменти і поздовжні зусилля. Встановлено, що збільшення співвідношення жорсткостей поперечок істотно впливає на величини опорних згинальних моментів колон рами і практично не впливає на максимальні величини згинальних моментів траверс. Досліджено вплив співвідношення жорсткостей траверс і колон на зміну внутрішніх силових факторів та напружень, що дозволило встановити розрахункові схеми для траверс і колон. Отримані результати мають практичне застосування при проектуванні нових, удосконаленні існуючих гідравлічних пресів і є основою для подальших досліджень.

Ключові слова: гідравлічний прес, станина, поперечка, колона, рама, жорсткість, згинальний момент.

Вступ. Гідравлічні преси широко застосовуються у багатьох галузях промисловості. Зусилля гідравлічного пресу, необхідне для обробки матеріалів тиском, сприймається станиною. Гідравлічні преси розвивають найбільші серед технологічних машин зусилля, тому деталі станини зазнають вельми високі рівні питомих навантажень, а їх надійність визначає надійну роботу гідравлічного преса. Маса і вартість основних базових деталей складає приблизно 80% від маси і вартості потужних гідравлічних пресів [1], які застосовуються у машинобудуванні. В багатьох галузях хімічної промисловості застосовуються преси значно меншої потужності, а їх конструктивне оформлення і робочий процес в ряді випадків досить специфічні. На даний час відсутні цілісні методики розрахунку на міцність і жорсткість базових деталей гідравлічних пресів, що застосовуються в хімічній промисловості. Тому проблема розрахунку на міцність і жорсткість елементів станини є актуальною і має не тільки технічні, але й економічні аспекти.

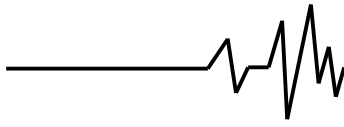
Аналіз досліджень і публікацій. На сьогодні накопичено значний досвід проектування станин потужних гідравлічних пресів, але їх розрахунок у більшості випадків

виконується наближено, що пояснюється складністю опису напружено-деформованого стану елементів станин і обумовлено їх конструктивними особливостями.

Алгоритми розрахунку базових деталей при центральному та ексцентричному навантаженні гідравлічних пресів із застосуванням методів опору матеріалів, які дозволяють визначити небезпечний переріз в станинах пресів, надані в роботах [2-4].

В роботі [4] розглянуто особливості побудови розрахункової схеми, алгоритм розкриття статичної невизначуваності рами та зовсім не розглядаються епюри внутрішніх силових факторів і, відповідно, не проводиться дослідження напружено-деформованого стану елементів станин гідравлічного преса для переробки пластичних мас. Отримана формула для визначення другого невідомого дає не зовсім точні результати.

В дослідженнях Суркова І.А. [5, 6] встановлені залежності між конструктивними параметрами, схемами навантаження вузлів колона-гайка-поперечка та напруженим станом і міцністю колон, причини відмов колон на основі аналізу результатів дослідження математичних моделей вузлів колона-гайка-поперечка.



У зв'язку з розвитком обчислювальної техніки для розрахунку базових деталей гідравлічних пресів широко впроваджуються чисельні методи, серед яких важливе місце займає метод скінченних елементів (МСЕ). В якості інструменту числових досліджень використовується програмні системи кінцево-елементного аналізу: ANSYS, NASTRAN, SOLIDWORKS.

У роботах [1, 7] виконано розрахунок станини гідравлічного пресу моделі П7640А МСЕ у пакеті ANSYS і на підставі аналізу напружено-деформованого стану було запропоновано два раціональних (з точки зору авторів) обриси станини. Проте в указаних роботах не було доведено, що запропонована геометрія станини забезпечує міцність та жорсткість станини і є оптимальною. Слід зазначити, що авторами для дослідження була взята існуюча станина і не указана методика її розрахунку на першому етапі проектування.

Аналіз розглянутих робіт [1-7] показав, що в більшості робіт розглянуто проблеми розрахунку потужних гідравлічних пресів і практично відсутні методики розрахунку пресів, що застосовуються в хімічній промисловості. Отримані в цих роботах різні дані, іноді суперечливі, свідчать про вплив того або іншого чинника на показники роботи станин.

Отже, проведений аналіз робіт зумовлює:

1) актуальність удосконалення конструкції станини та методів її розрахунку з метою забезпечення на нормативному рівні показників надійності;

2) необхідність теоретичного розрахунку (із застосуванням методів опору матеріалів при нормальних і гранично допустимих зусиллях) міцності, жорсткості та тривалості станини для визначення максимальних напружень та небезпечних перерізів на першому етапі проектування. Це в свою чергу дає можливість оптимізувати конструкцію станини на другому етапі проектування із застосуванням програмних комплексів;

3) необхідність обґрунтування розрахункових схем для практичного розрахунку елементів станин в залежності від співвідношення жорсткостей поперечок і колон.

Метою роботи є розробка методики розрахунку станини чотириколонного гідравлічного преса з центрально прикладеним зусиллям пресування, який широко використовується в хімічній промисловості.

Виклад основного матеріалу. З розрахункової точки зору станина чотириколонного (або двостійкового) преса являє собою статично невизначувану раму. Точний розрахунок такої системи досить

складний. З метою спрощення розрахунків на міцність станини одноциліндрового гідравлічного преса використаємо припущення, які часто застосовуються в розрахунковій практиці:

1) станина чотириколонного преса, яка являє собою просторову систему, замінюється замкненою статично невизначуваною плоскою рамою;

2) колони мають жорстке кріплення у верхній та нижній поперечинах і розкриття стику у місцях кріплення не відбувається;

3) номінальне зусилля пресування від циліндра, який має фланцеве кріплення до верхньої поперечки, передається у вигляді двох сил, які прикладені у центрах тяжіння кожного з напівфланців. Відстань між центрами тяжіння напівфланців розраховуються за формулою

$$b = \frac{4 \cdot (R_3^2 + R_3 \cdot R_B + R_B^2)}{3 \cdot \pi \cdot (R_3 + R_B)}, \quad (1)$$

де $R_3 = D_3 / 2$, $R_B = D_B / 2$ – зовнішній та внутрішній радіуси півфланців;

4) зусилля на нижню поперечку передається у вигляді рівномірно розподіленого навантаження по довжині, що дорівнює $2/3$ відстані між центрами колон;

5) верхня та нижня поперечки замінюються брусами з постійним моментом інерції по довжині;

6) жорсткістю плит, що монтуються на столі преса, та температурними напруженнями, що можуть виникнути за рахунок контакту з обігрівальними прес-формами, нехтуємо.

Розрахункова схема станини чотириколонного преса, що являє собою статично невизначувану раму, надана на рис. 1, а.

Для розкриття статичної невизначуваності рами та визначення внутрішніх зусиль, що виникають в елементах станини, застосуємо методу сил.

Задана рама являє собою замкнений контур, в якому відсутні внутрішні шарніри, тому її ступінь статичної невизначуваності $n = 3$. Оскільки рама симетрична, то основну систему утворимо шляхом наскрізного перерізу верхньої поперечки, проведеного посередині. При побудові еквівалентної системи (рис. 1, б) враховуємо, що задана рама та навантаження симетричні, а кососиметричні внутрішні силові фактори обертаються в нуль. Ці факти дозволяють зменшити кількість канонічних рівнянь методу сил до двох.

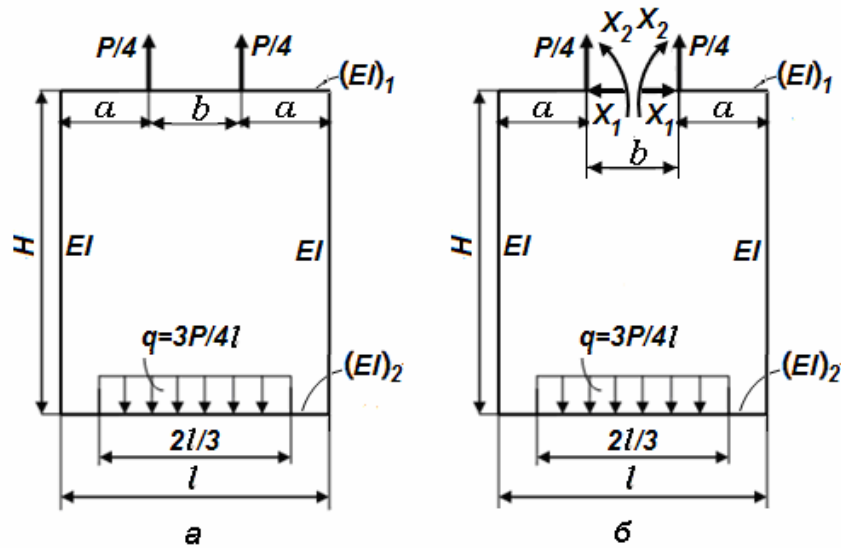
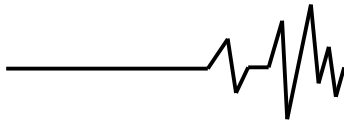


Рис. 1. Розрахункова схема й еквівалентна система:
а – розрахункова схема; б – еквівалентна система

Система канонічних рівнянь методу сил для заданої рами має вигляд:

$$\begin{cases} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \Delta_{1P} = 0, \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \Delta_{2P} = 0, \end{cases} \quad (2)$$

де δ_{ik} – переміщення в основній системі в напрямку сили X_i від дії одиничної сили

$\bar{X}_k = 1$ ($i, k = 1, 2$); Δ_{iP} – переміщенням в напрямку сили X_i основної системи від дії заданого зовнішнього навантаження; X_1, X_2 – невідомі зусилля.

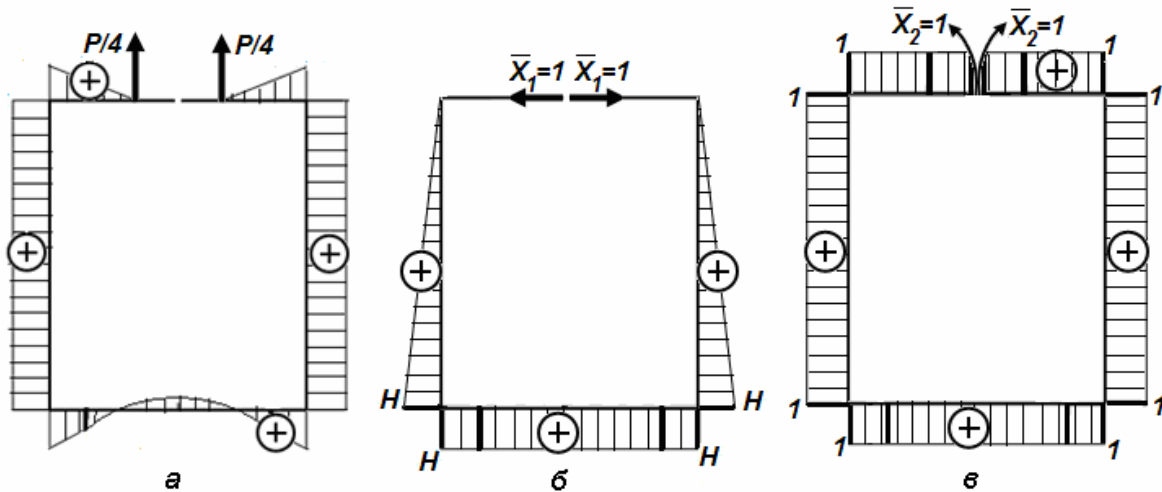


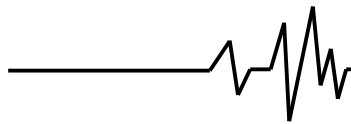
Рис. 2. Епюри згинальних моментів:

а – від заданого навантаження; б – від одиничної сили $\bar{X}_1 = 1$;

в – від одиничного моменту $\bar{X}_2 = 1$

Для визначення коефіцієнтів при невідомих і вільних членів канонічних рівнянь побудовано: вантажний стан і епюра вантажних моментів для нього (рис. 2, а); одиничні допоміжні стани й епюри одиничних моментів \bar{M}_1 (рис. 2, б) і \bar{M}_2 (рис. 2, в).

Формули для обчислення коефіцієнтів при невідомих та вільних членів канонічних рівнянь, які визначалися за формулою Мора-Сімпсона, мають вигляд:



$$\delta_{11} = \frac{H^2(2n_2H + 3L)}{3n_2EI}, \delta_{12} = \delta_{21} = \frac{H(n_2H + L)}{n_2EI}, \delta_{22} = \frac{n_2(2L - b) + n_1(2n_2H + L)}{n_1n_2EI},$$

$$\Delta_{1P} = \frac{HP[54Hn_2(L - b) + L(31L - 54b)]}{432n_2EI},$$

$$\Delta_{2P} = \frac{P[Ln_1(31L - 54b) + 27n_2(L - b)(L - b + 4Hn_1)]}{432n_1n_2EI},$$
(3)

де P – номінальне зусилля пресування; H – висота рами; L – ширина рами; EI , $n_1EI = (EI)_1$, $n_2EI = (EI)_2$ – жорсткості колон, верхньої та нижньої поперечок відповідно.

Невідомі X_1 та X_2 знаходимо з рішення системи канонічних рівнянь (2):

$$X_1 = \frac{PL(27b^2 - 4L^2 + 23HLn_1) - 27PHn_2(L^2 - b^2)}{144H[3L^2 + H^2n_1n_2 + 2HL(n_1 + n_2)]},$$
(4)

$$X_2 = -\frac{81PL(L - b)^2 + PH[131L^2n_1 + 54n_2[L^2 + b^2 + Hn_1(L - b)]] - 108PHLb(n_1 + n_2)}{432[L(3L + 2Hn_2) + Hn_1(2L + Hn_2)]}.$$

Застосовуючи принцип незалежності дії сил знаходимо сумарні згинальні моменти в характерних перерізах за формулою

$$M_S = M_P + \bar{M}_1X_1 + \bar{M}_2X_2. \quad (5)$$

За отриманими значеннями згинальних моментів в характерних перерізах будується сумарна еюра згинальних моментів M_S , яка якісно показана на рис. 3. а.

Сумарна еюра поздовжніх сил N_S надана на рис. 3. б.

Аналіз сумарних еюр згинальних моментів M_S і поздовжніх сил N_S (рис. 3, а, б) показує:

1) згинальні моменти набувають максимальних значень у середині верхньої та нижньої поперечок і мінімальних значень у колонах;

2) у вузлах рами (місцях сполучення поперечок з колонами преса) значення згинальних моментів значно менші за прольотні згинальні моменти;

3) поздовжні сили набувають максимальних значень у колонах і мінімальних значень у поперечках.

Ці факти дозволяють в деяких випадках вважати, що колони працюють лише на розтягання, а поперечки – на згинання як балки на двох опорах з максимальним згинальним моментом посередині.

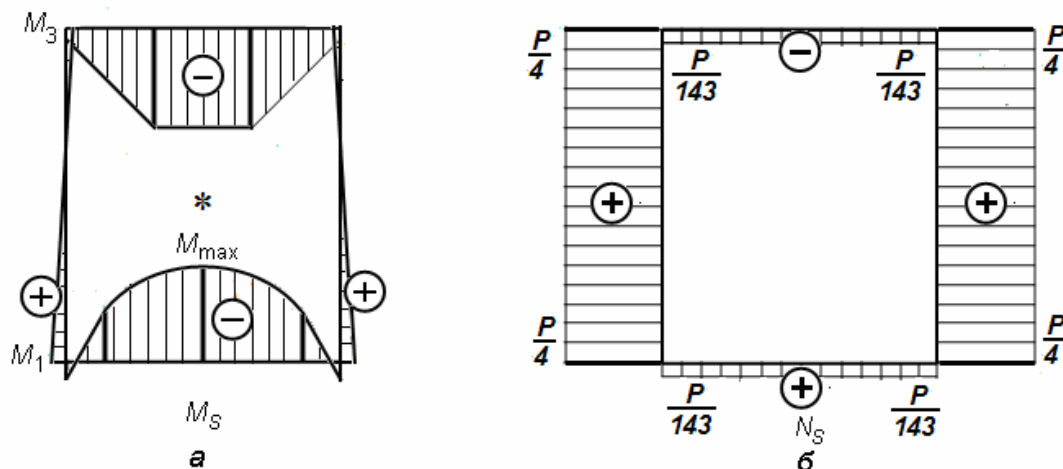
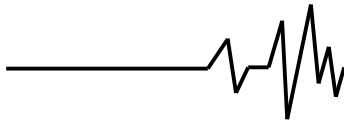


Рис. 3. Сумарні еюри внутрішніх зусиль: а – можлива еюра згинальних моментів; б – еюра поздовжніх сил



Для перевірки зроблених висновків були побудовані епюри згинальних моментів для розглянутої рами і двоопорної балки, довжина якої дорівнює довжині нижньої поперечки L і яка зазнає дії рівномірно розподіленого навантаження інтенсивності $q = \frac{3P}{4L}$ по

довжині, що дорівнює $\frac{2L}{3}$. Для розрахунку були взяті наступні дані: $P = 10 \text{ МН}$, $H = 2,5 \text{ м}$, $L = 1,85 \text{ м}$, $b = 1,23 \text{ м}$, жорсткості колон, верхньої та нижньої поперечок дорівнювали відповідно EI , $200EI$, $75EI$. Результати розрахунку показали, що максимальні значення згинальних моментів спостерігалися посередині нижньої поперечки та балки й дорівнювали $1,528 \text{ МН} \cdot \text{м}$, $1,543 \text{ МН} \cdot \text{м}$ відповідно. Себто різниця між максимальними згинальними моментами балки та нижньої поперечки складає приблизно 1%. Очевидно, що в межах точності інженерних розрахунків така різниця вважається несуттєвою.

Для оцінки впливу величини опорного згинального моменту в роботі визначалися нормальні напруження в колоннах преса від дії поздовжньої сили $2,5 \text{ МН}$ та опорного

згинального моменту $0,015 \text{ МНм}$, які спостерігалися у нижньому лівому вузлі рами. Для розрахунку припускалося, що діаметр колон дорівнює $0,18 \text{ м}$. За результатами розрахунку нормальні напруження від дії поздовжньої сили склали $102,7 \text{ МПа}$, а від дії опорного згинального моменту $26,2 \text{ МПа}$. Отже, при заданому співвідношенні жорсткостей поперечки та колони нормальне напруження в колоні від дії згинального моменту в чотири рази менше за напруження від дії поздовжніх сил.

Слід зазначити, що отримані результати були справедливими лише при одному заданому конкретному співвідношенні жорсткостей поперечки та колони. Для отримання більш загального результату в роботі було проведено дослідження впливу співвідношень жорсткостей поперечки та колони n , верхньої й нижньої поперечок n_1/n_2 на величини згинальних моментів, поперечних сил, нормальних напружень, що спричинюються дією згинальних моментів.

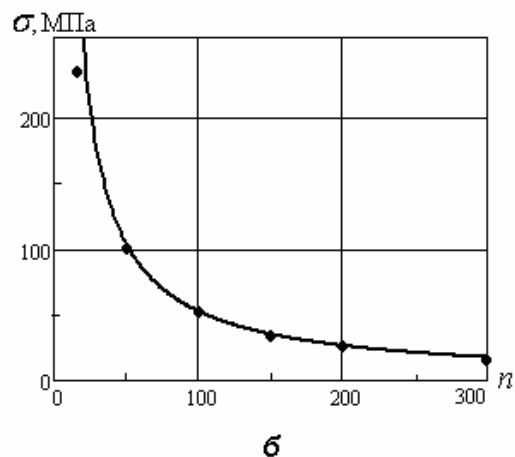
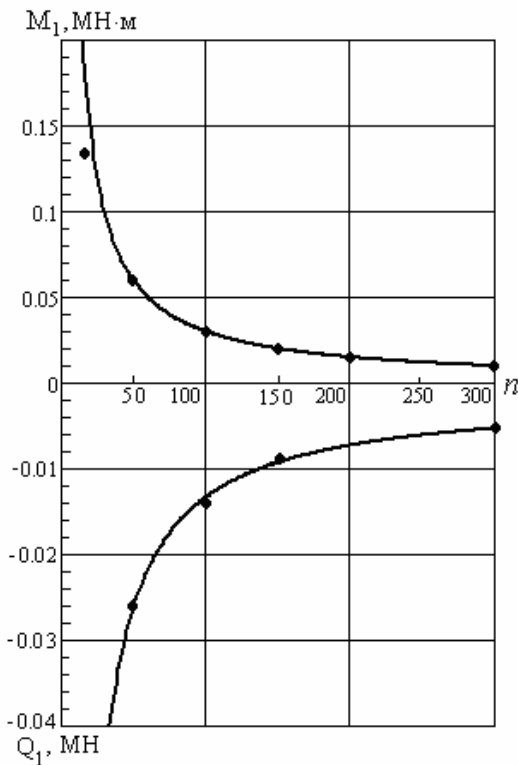
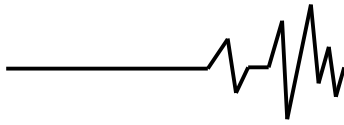


Рис. 4. Вплив співвідношення жорсткостей поперечок та колон на величини: а – згинальних моментів M_1 , поперечних сил Q_1 ; б – нормальних напружень σ



Залежності M_1 , Q_1 , σ від співвідношень жорсткостей поперечки та колони надані на рис. 4, а, б, з яких видно, що з збільшенням n абсолютні значення згинальних моментів та поперечних сил, нормальних напружень в перерізі 1 колони зменшуються і досягають мінімуму при $n = 300$ (при вказаних вище даних).

З рис. 5 видно, що з збільшенням співвідношення n_1/n_2 абсолютні значення M_1 , Q_1 збільшуються за лінійним законом, згинальний момент M_3 при $n_1/n_2 > 2,2$ набуває від'ємних значень, а поперечна сила Q_1 дорівнює нулю при $n_1/n_2 = 1$. Слід зазначити, що при $n_1/n_2 = 1$ значення згинальних моментів, які спостерігаються посередині нижньої поперечки рами і двоопорної балки, однакові.

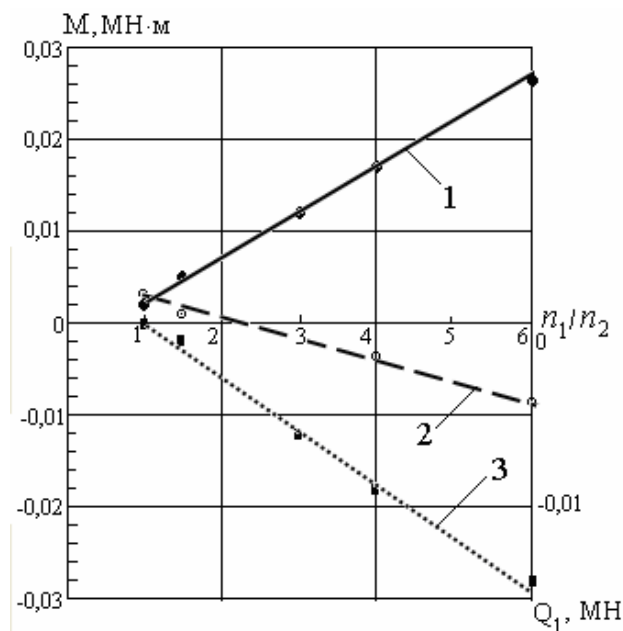


Рис. 5. Вплив співвідношення жорсткостей поперечок на величини: 1 – згинальних моментів M_1 , 2 – згинальних моментів M_3 , поперечних сил Q_1

Отримані результати дозволяють зробити наступні висновки:

1) співвідношення жорсткостей поперечок і колон, жорсткостей поперечок практично не впливає на величини максимальних згинальних моментів поперечок і суттєво впливає на опорні моменти в колонах

2) у широкому діапазоні співвідношень жорсткостей поперечок і колон поперечки можна розглядати як шарнірно оперті балки;

3) при співвідношеннях жорсткостей поперечок і колон $n > 300$ величини нормальних напружень в колонах від дії опорних моментів невеликі, тому колони можна розглядати як стержні, що працюють лише на розтягання. При $n < 300$ колони станини зазнають складний опір – осьове розтягання з згинанням. Тому при розрахунку колон на міцність необхідно враховувати як поздовжні сили, так і згинальні моменти.

Висновки. Отримані формули для визначення невідомих методу сил можуть застосовуватися для визначення внутрішніх силових факторів для станин гідравлічних пресів при центральному навантаженні.

Проведене дослідження свідчить про те, що для вибору розрахункової схеми для розрахунку поперечок і колон на міцність необхідно враховувати як співвідношення жорсткостей поперечок і колон, так і співвідношення жорсткостей поперечок.

На другому етапі проектування для вибору оптимальної геометрії поперечок і колон потрібно застосувати програмні системи кінцево-елементного аналізу: SOLIDWORKS, ANSYS, NASTRAN.

Список використаних джерел

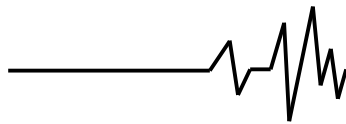
1. Дащенко О.Ф. Напружено-деформований стан базових деталей гідравлічних пресів / О.Ф. Дащенко, О.М. Лимаренко // машинознавство, – 2013. – №1-2. – С. 33-38.

2. Живов Л.И. Кузнечно-штамповочное оборудование: учебн. / Л.И. Живов, А.Г. Овчинников, Е.Н. Складчиков – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 560 с.

3. Детали машин. Расчет и конструирование: справочник: в 3 т. Т.2. / под ред. Н.С. Ачеркана. – М.: Машиностроение, 1968. – 408 с.

4. Басов Н.И. Расчет и конструирование оборудования для производства и переработки полимерных материалов: учебн. для вузов / Н.И. Басов, Ю.В. Казанков, Ю.А. Любартович – М.: Химия, 1986. – 488 с.

5. Сурков А.И., Курович А.Н., Сурков И.А. Обеспечение прочностной надежности базовых деталей мощных гидравлических прессов на стадиях проектирования и эксплуатации / А.И. Сурков, А.Н. Курович, И.А. Сурков // Тяжелое машиностроение, – 2003. – №5. – С. 35-37.



6. Сурков И.А. Установление причин и предупреждение разрушений колонн мощных гидравлических прессов / И.А. Сурков // Кузнечно-штамповочное производство, – 2004. – №3. – С. 42-45.

7. Дашченко О.Ф. Розрахунок напружено-деформованого стану станини гідропреса / О.Ф. Дашченко, В.Д. Ковальов, О.М. Лимаренко, // Праці Одеського політехнічного університету: Науковий та науково-виробничий збірник, – 2012. – Вип. 2(39). – С. 39-43.

Список джерел у транслітерації

1. Dashchenko O.F. Napruzhenodeformovany stan bazovykh detaley gidravlichnykh presiv / O.F. Dashchenko, O.M. Limarenko // Machinoznavstvo, – 2013. – №1-2. – С. 33-38.

2. Zhivov L.I. Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie: uchebn. / L.I. Zhivov, A.G. Ovchinnikov, E.N. Skladchikov – М.: Izd-vo MG TU im. N.E. Bauman, 2006. – 560 s.

3. Detaly machine. Raschet i konstruirovanye: spravochnyk: v 3 t. T.2. / pod red. N.S. Acherkana. – М.: Mashinostroenie, 1968. – 408 s.

4. Basov N.I. Raschet i konstruirovanye oborudovanya dlya proizvodstva i pererabotky polimernykh materialov: uchebn. // N.I. Basov, Yu.V. Kazankov, Yu.A. Lyubartovich – М.: Himya, 1986. – 488 s.

5. Surkov A.I. Obespechenie prochnosnoi nadezhnosti bazovykh detaley moschnykh gidravlicheskykh presov na stadyakh proektirovanya i ekspluatatsiy / A.I. Surkov, A.N. Kurovich, I.A. Surkov // Tyazholoe Mashinostroenie, – 2003. – №5. – С. 35-37.

6. Surkov I.A. Ustanovlenie prichin i preduprezhdenye razrusheniy kolonn moschnykh gidravlicheskykh presov / I.A. Surkov // Kuznechno-shtampovochnoe proizvodstvo, – 2004. – №3. – С. 42-45.

7. Dashchenko O.F. Rozrahunok napruzhenodeformovanogo stanu staniny gidropresa / O.F. Dashchenko, V.D. Kovalyov, O.M. Limarenko // Pratsi Odeskogo politehnichnogo universitetu: Naukovy ta naukovovirobnichy zbirnik, – 2012. – Vip. 2(39). – С. 39-43.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СТАНИН ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРЕССОВ

Аннотация. Рассмотрены особенности расчета основных элементов станин четырехколонных гидравлических прессов,

применяемых в химической промышленности. Для раскрытия статической неопределенности рамы использовали метод сил. Получены формулы для определения неизвестных системы канонических уравнений метода сил. Определены сечения ригелей и колонн, в которых наблюдаются максимальные изгибающие моменты и продольные усилия. Установлено, что увеличение соотношения жесткостей поперечин существенно влияет на величины опорных изгибающих моментов колонн рамы и практически не влияет на максимальные величины изгибающих моментов траверс. Исследованное влияние соотношения жесткостей траверс и колонн на изменение внутренних силовых факторов и напряжений позволили установить расчетные схемы для траверс и колонн. Полученные результаты имеют практическое применение при проектировании новых, усовершенствовании существующих гидравлических прессов и являются основой для дальнейших исследований.

Ключевые слова: гидравлический пресс, станина, поперечина, колонна, рама, жесткость, изгибающий момент.

FEATURES OF THE CALCULATION OF THE MAIN COMPONENTS OF THE BEDS HYDRAULIC PRESSES

Annotation. The article considers the specific features of the calculation of the main components of the beds of four-column hydraulic presses, that are used in the chemical industry. To disclose static indeterminacy of frame method of forces was used. As a result formulas for determining the unknowns of the system of the canonical equations of the method of forces have been found. The cross-sections of the cross-bars and the columns that are experiencing the highest values of the bending moments and the normal forces have been identified. The study showed that the increase of ratio of stiffness of cross-bars significantly affects the values of the bending moments of the columns and does not affect the maximum values of bending moments traverse. The research allowed to establish the schemes for calculating columns and traverses. This investigation and its results have practical application in the design of new hydraulic presses as well as in improvement of existing hydraulic presses and also are the basis for further research.

Key words: hydraulic press, bed, crossbar, column, frame, stiffness, bending moment.