

дослідження динаміки вивільнення прихопленої колони труб // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2008. – № 42. – С. 128–133. 12. Харченко Є. В., Гутий А. В. Дослідження динаміки вивільнення прихопленої колони труб // Технічні вісті. – 2007. – № 1(25), 2(26). – С. 28–32. 13. Харченко Є. В., Гутий А. В. Обґрунтування раціональних параметрів процесу вивільнення прихопленої колони труб за допомогою гідравлічного ударного механізму // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2007. – № 583. – С. 81–89. 14. Харченко Є. В., Гутий А. В. Розрахунок динамічних процесів, збурених в колоні труб імпульсними навантаженнями, методом скінченних елементів // Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів та конструкцій: Збірник наукових праць. Вип. 7. – Львів: Каменярь, 2007. – С. 680–692. 15. Харченко Е. В. Динамические процессы буровых установок. – Львов: Світ, 1991. – 176 с. 16. Харченко Е. В. Расчет динамических процессов при ликвидации прихватов в бурении // Известия вузов. Нефть и газ, – 1987. – № 5. – С. 19–24. 17. Юртаев В. Г. Динамика буровых установок. – М.: Недра, 1987. – 155 с.

УДК 666.940.41

Л. В. ДЗЮБИК

Національний університет “Львівська політехніка”

МІЦНІСТЬ КОРПУСІВ ОБЕРТОВИХ АГРЕГАТІВ ІЗ ВРАХУВАННЯМ ПРУЖНИХ ДЕФОРМАЦІЙ ОПОР

© Дзюбик Л.В., 2011

Досліджено міцність корпусу обертового агрегату за наявності пружних деформацій елементів опорних вузлів. Розраховано коефіцієнти запасу міцності окремих прогонів при гранично допустимих положеннях опор. Встановлено, що врахування пружних деформацій опор приводить до зменшення розрахункової величини максимальних значень згинних моментів, діючих напружень та збільшує розрахунковий коефіцієнт запасу міцності.

Investigated the strength of the body rotating unit in the presence of elastic deformations of elements of basic knots. Done calculation of safety factor of strength of individual runs with maximum allowable provisions of the towers. Established that take account of elastic deformations of supports leads to a decrease in the estimated value of maximum values moments and operating tensions and increases the calculated safety factor of strength.

Постановка проблеми. Особливість експлуатації обертових агрегатів полягає у необхідності врахування втомних знакозмінних навантажень на матеріал корпусу. При цьому величина допустимих напружень є суттєво меншою, як при статичній дії. Основними в корпусі агрегату є нормальні напруження, які виникають внаслідок дії в поперечному перерізі повздожньо і поперечно напрямлених згинальних моментів, на величину яких впливають зміщення осі обертання від прямолінійності, зношування елементів обладнання, вплив пружних деформацій опор тощо. Останні можуть досягати величин, що сумірні з допусками на відхилення від прямолінійності геометричної осі обертання. Тому важливо знати, як такі зміни вплинуть на міцність корпусу обертового агрегату загалом.

Аналіз останніх досліджень. Під час розрахунку на міцність корпус обертового агрегату розраховують як багатопрогонову нерозрізну балку кільцевого перерізу із розподіленим вздовж її осі навантаженням [1, 2]. Опори при цьому приймаються як абсолютно жорсткі тіла [3]. Такий підхід не дає змоги адекватно описати напружено-деформований стан оболонки корпусу, а отже, прогнозувати його довговічність [4].

Викривлення осі обертання корпусу внаслідок деформування окремих елементів опорних вузлів призводить до перерозподілу величини реакцій опор та згинальних моментів [5, 6]. Даних про врахування цього ефекту під час визначення міцності корпусу обертового агрегату, за нашими даними, немає в літературі.

Надійність роботи обертового агрегату загалом значною мірою визначається ресурсом роботи його корпусу. Тому аналіз міцності із врахуванням пружних деформацій опор як на етапі проектування агрегату, так і під час експлуатації є важливим науковим завданням.

Формулювання мети роботи. Вивчення впливу пружних деформацій опорних вузлів на міцність корпусу обертового агрегату.

Виклад основного матеріалу. Для проведення досліджень розглянемо 8-опорну обертову піч (185×5 м) для виготовлення сипких будівельних матеріалів. Геометричні параметри печі та навантаження показано у роботі [7]. Величину коефіцієнта жорсткості опорного вузла приймали $K_z = 8,7591234 \cdot 10^8$ Н/м. Обчислення силових навантажень на корпус із врахуванням пружних деформацій в перерізі опори показує, що зменшення приведеної жорсткості опорного вузла веде до зменшення пікових навантажень опорних моментів та деякого “вирівнювання” величини реакції опор. При цьому опорні моменти змінюються істотніше як реакції на відповідних опорах: зміна опорних моментів становить до 25 %, а реакцій опор – до 10 %.

Оскільки товщина стінки корпусу печі менша за 1/30 радіуса кривизни його перерізу, при розрахунку корпусу як критерій міцності застосовуємо критерій питомої потенціальної енергії формозміни (четверта теорія міцності) [3].

При початковому прямолінійному розташуванні опор вплив пружних деформацій у їхньому перерізі на загальний рівень напруженого стану корпусу є незначний. Найбільш суттєвим він є на сьомій опорі, тут відмінність між напруженнями при жорстких та пружних опорах складає ≈ 10 МПа. Це пояснюється тим, що в розглядуваному прикладі, рівномірність завантаження опор забезпечує практично однакове пружне зміщення геометричної осі обертання.

Відхилення опор від прямолінійного положення в допустимих межах зумовлює більш значну зміну напруженого стану корпусу обертового агрегату. Зокрема розглядався випадок вертикального регульовального зміщення опор (z_i) на величину ± 5 мм (знаходиться в допустимих межах [2]) від прямолінійної осі обертання: $z_1 = z_3 = z_5 = z_7 = 5$ мм; $z_2 = z_4 = z_6 = z_8 = -5$ мм.

Нижче наведено результати досліджень із врахуванням впливу пружних деформацій опор на загальний напружений стан корпусу обертового агрегату. Зокрема розподіл осьових напружень (σ_{11}) в корпусі обертового агрегату при жорстких (1) та пружних (2) опорах показано на рис. 1.

Як бачимо, наявність пружних деформацій в опорах приводить до вирівнювання величини осьових напружень в корпусі обертового агрегату. Максимальні (пікові) значення, які характерні для опорних вузлів, набувають менших величин. Встановлена зміна становить 15 – 30 МПа залежно від опори. Врахування пружних деформацій опор при проведенні розрахунку корпусу дає змогу адекватніше оцінити діючі в ньому напруження.

Розподіл величини приведених напружень ($\sigma_{пр}$), що обчислені в корпусі обертового агрегату при жорстких (1) та пружних (2) опорах, показано на рис. 2.

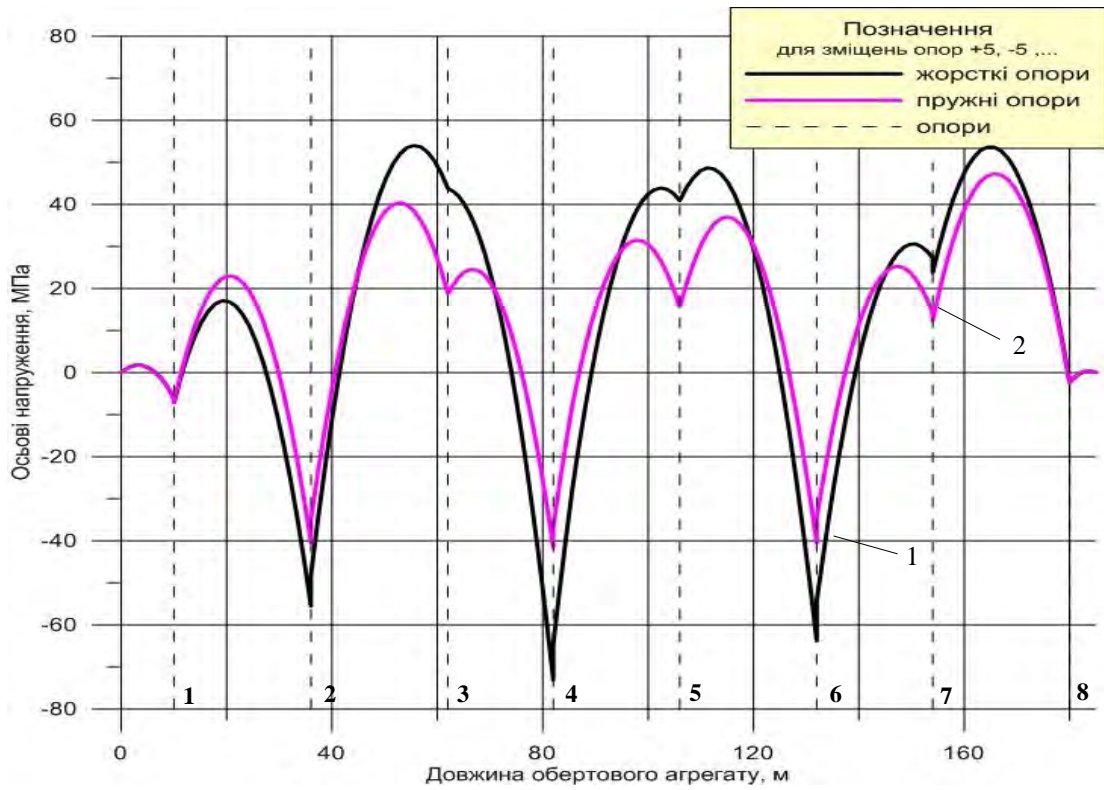


Рис.1. Осьові напруження при непрямолінійному розташуванні опор

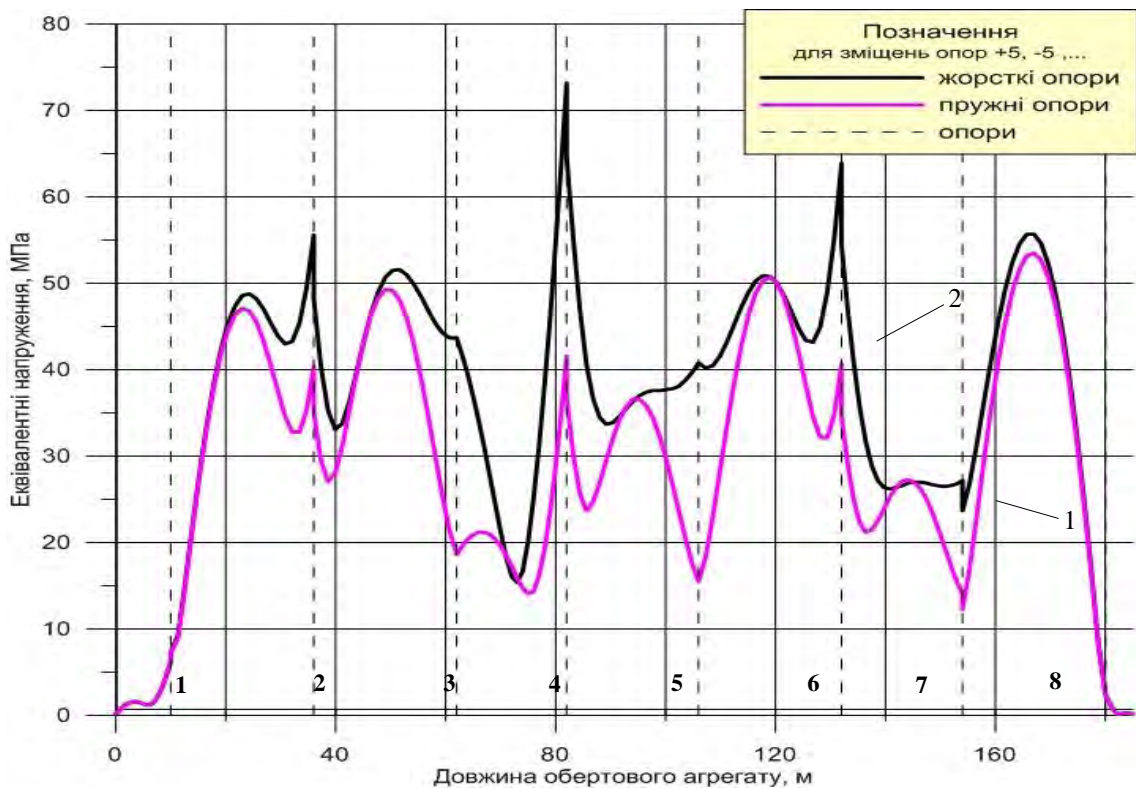


Рис. 2. Приведені напруження при непрямолінійному розташуванні опор

Тут спостерігається складніший характер розподілу, що враховує вплив кільцевих напружень (σ_{22}) на загальний напружений стан. Найбільші напруження в розглянутому випадку спостерігаються на опорних перерізах. Однак, врахування пружних деформацій в елементах опор сприяють більш плавній їх зміні.

Максимальні значення приведених напружень є значно більші за абсолютною величиною при розрахунку корпусу із жорсткими опорами. Зокрема, на четвертій вони становлять 73 МПа при жорстких та 42 МПа при пружних опорах. У прогонах відмінність є менш суттєвою. Так, значні напруження спостерігаються на 167 метрі корпусу у восьмому прогоні: тут обчислені величини становлять 56 і 52 МПа відповідно.

Коефіцієнт запасу міцності (КЗМ, n_m) для конкретного прогону, на основі рекомендацій [3], визначається за формулою:

$$n_m = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{пр}} = \frac{0,43 \cdot \sigma_B}{\sigma_{пр}} \quad (1)$$

Для оцінювання впливу пружних деформацій на величину КЗМ використаємо результати обчислень, що наведені на рис. 2. Зокрема, величину приведених напружень ($\sigma_{пр}$), для непрямолінійного положення опор в гранично допустимих межах, наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Приведені напруження (МПа) в корпусі цементної печі

Опори	2	3	4	5	6	7
жорсткі	55,6	43,7	73,2	40,8	63,9	27,2
пружні	40,4	18,7	41,6	15,5	40,7	14,1

Як бачимо, врахування пружних деформацій опор сприяє істотному зменшенню розрахункових значень приведених напружень. Максимальна різниця між обчисленими значеннями спостерігається на третій та п'ятій опорах. На крайніх прогонах, внаслідок наявності консолі, зміни напружень немає, тому їх в таблиці не наведено.

На основі аналізу наведених результатів можна зробити висновок, що відношення величини напружень (ζ), для прийнятого положення опор за їх жорсткого та пружного стану буде характеризувати вплив пружних деформацій на міцність корпусу обертового агрегату (табл. 2).

Таблиця 2

Відношення величини напружень при жорсткому та пружному положенні опор

Опори	2	3	4	5	6	7
ζ	1,37	2,34	1,76	2,63	1,57	1,93

Тоді вираз для обчислення КЗМ набуде вигляду:

$$n_m = \frac{0,43 \cdot \sigma_B \cdot \zeta}{\sigma_{пр}} \quad (2)$$

де ζ – відношення величини приведених напружень при жорсткому та пружному положенні опор; $\sigma_{пр}$ – приведені напруження в корпусі агрегату із жорсткими опорами.

На коефіцієнт ζ впливають фактори, що визначають пружні деформації опор. Його значення є величиною змінною та залежить від положення геометричної осі обертання.

Висновки. Встановлено залежність коефіцієнта запасу міцності матеріалу при гранично допустимих положеннях осі обертання. Показано, що наявність пружних деформацій опор сприяє зменшенню величини максимальних значень згинних моментів та діючих напружень загалом. При цьому розрахунковий коефіцієнт запасу міцності окремих прогонів корпусу обертового агрегату зростає на величину 40 – 60 %.

1. Казаков В.Г., Равикович В.В., Кураков А.И. Процессы и аппараты производства тонких порошков из абразивных материалов. – М.: Недра. 1996. – 326 с. 2. Микольський Ю. Н., Кравченко В. М. Выверка и центровка промышленного оборудования. – К.: Будівельник, 1979. – 188 с. 3. Кузьо І. В., Шевченко Т.Г. Расчет и контроль установки агрегатов непрерывного производства. – Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1987. – 176 с. 4. Дзюбик Л. В. Моделювання напружено-деформованого стану корпусу обертового агрегату // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка”: “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – 2010. – № 678 – С. 51 – 55. 5. Кузьо І. В., Дзюбик Л. В. Вплив положення геометричної осі на міцність обертових агрегатів // Вісник НУ “Львівська політехніка”: “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – 2007. – № 588 – С. 53 – 57. 6. Кузьо І. В., Дзюбик Л. В. Дослідження пружних деформацій опорних вузлів та їх вплив на силові характеристики обертових печей // Вісник НУ “Львівська політехніка”: “Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні”. – 2008. – № 613 – С. 106 – 110. 7. Кузьо І., Дзюбик Л., Єфремов І. Розрахунок пружних деформацій опор та точність діагностування обертових печей // Збірник наукових праць (галузево машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ. – 2009. – Вип. 3 (25), т3. – С. 135 – 138.

УДК 539.3:534.1

В.Г. ДУБЕНЕЦЬ, О.В. САВЧЕНКО

Чернігівський державний технологічний університет

ЗАДАЧІ ГЛОБАЛЬНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ БАГАТОШАРОВИХ ОБОЛОНОК ІЗ МАКСИМАЛЬНИМ ДЕМПФІРУВАННЯМ

© Дубенець В.Г., Савченко О.В., 2011

Розглядається методика глобальної оптимізації структури багатошарових оболонок із метою одержання заданих оптимальних властивостей, зокрема максимального демпфірування.

Global optimization methods for structure of multilayered shells with the goal of achieving given optimal characteristics including maximum damping are considered.

Постановка проблеми. Проектування конструкцій з максимальним демпфіруванням є однією з найважливіших проблем динаміки. Важливість цієї проблеми істотно зросла з появою і широким застосуванням композиційних матеріалів, зокрема матеріалів на полімерній основі. Разом із тим істотно зросли і труднощі розрахунку та моделювання таких матеріалів і конструкцій. У роботі розглядаються задачі проектування оптимальних структур багатошарової оболонки, складеної з шарів композиційного, армованого волокнами матеріалу, як приклади застосування розробленої методики проектування конструкцій з максимальною демпфіруючою здатністю.

Для побудови математичних моделей композитних конструкцій, які враховують особливості взаємодії їх елементів і в'язкопружні властивості матеріалів, у [1, 2] запропоновано метод скіченно-елементного моделювання у просторі інтегральних перетворень Фур'є (ФМСЕ). При цьому для опису розсіяння енергії у матеріалі стає можливим коректно використати комплексні модулі,