

**НЕСУЧА ЗДАТНІСТЬ ТЯЖІВ ІЗ КОМПЕНСАТОРАМИ ПЛАВИЛЬНОЇ ПЕЧІ**

**Актуальність.** Виробництво сучасних міцних сталей для машинобудівної галузі вимагає значної кількості легуючих складових, виробництво яких планується на Побужському феронікелевому комбінаті. Для цього закінчено спорудження спеціальної печі розмірами більше 30×12 м в плані і висотою 6 м, яка розміщена в середині двох рядів металевих колон, з'єднаних у металевий каркас, до якого на верхньому і нижньому ярусах приєднані спеціальні тяжі конструкції ОАО Дніпропетровський ЗМК ім. Бабушкіна. Металевий каркас і тяжі утворюють відповідний об'єм у якому знаходяться плавильна піч із плавильним обладнанням. Температура розплаву руди складає більше 1500°С, температура навколишнього середовища в зоні розміщення нижніх тяжів – 100°С, а верхніх – 300°С, які викликають теплові робочі деформації печі в цілому у поздовжньому напрямку до 80 мм, а у поперечному до 50 мм. Тому основне призначення металевого каркасу, що утворюють колони і тяжі, утримувати піч у напруженому стані в процесі її теплових деформацій. Окремі елементи тяжів довжиною від 2050 мм до 6950 мм мають нарізні ланки із обох кінців із різьбою метричною, кроком 5,5 і 6 мм для їх з'єднання гайками (муфтами) до необхідних розмірів. Матеріал елементів тяжів і гайок (муфт) – сталь 40ХН2МА [1] – конструкційна, легована з межею текучості  $\sigma_T = 930$  МПа, допустимими робочими напруженнями  $[\sigma_p] = 0,3\sigma_T = 279$  МПа. Загальний вид різьбового з'єднання (рис. 1).

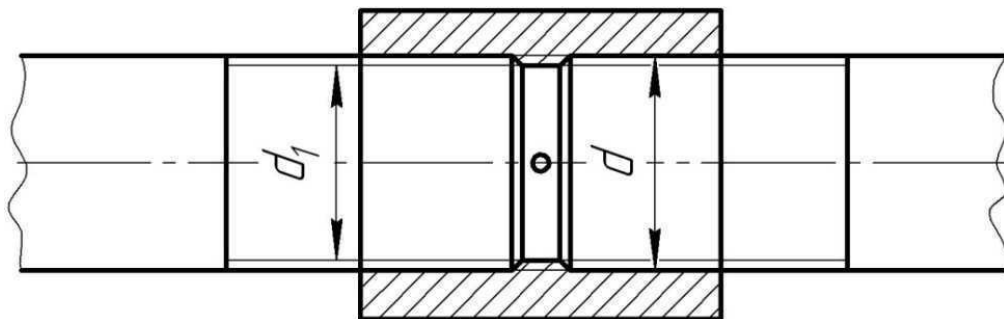


Рис.1. Загальний вид різьбового з'єднання.

**Мета.** Розробити розрахунки різьбових з'єднань тяжів з наступним їх випробуванням на руйнування які забезпечили б безпечну експлуатацію плавильної печі в умовах високих температур.

**Виклад основного матеріалу.** Розрахунки різьбових з'єднань тяжів виконані кафедрою прикладної механіки ПДАБА за замовленням Побужського феронікелевого комбінату [2, 3, 4].

Для розрахунків прийняті наступні умови:

1. Конструкція різьбового з'єднання елементів тяжів навантажена симетрично по осі розтягнутою статичною силою.
2. Розрахункова площа тяжів і їх нарізних частин розглядається як площа кільця діаметром  $d_1$  – діаметр впадин різьби (внутрішні діаметри).
3. Навантаження розподілене рівномірно між робочими витками різьби (в межах довжини половинки муфти).
4. Вплив зміни температури не враховується у зв'язку з використанням на кожному тяжі компенсаторів, а робоча температура 300°C.

Елементи секцій тяжів розраховувались на міцність у небезпечному перерізі за умови

$$P = A[\sigma_p] = \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma_p], \text{ МПа,}$$

де  $A$  – площі перерізу у небезпечному місці тяжів, м<sup>2</sup>;

$d_1$  – внутрішній діаметр різьби тяжів (діаметр по впадинам різьби), м;

$[\sigma_p] = 279 \text{ МПа}$  – робоче допустиме напруження на розтягування для сталі 40ХН2МА.

Внутрішній діаметр метричних різьб згідно ISO 68-1-98 [5, 6] визначались за формулою

$$d_1 = d - 2 \left( \frac{5}{8} H \right), \text{ мм,}$$

де  $d$  – номінальний діаметр різьби, мм;

$H$  – параметр, який визначався згідно ISO 68-1-98, мм;

$H = 0,866025404p = 0,866025404 \cdot 5,5 = 4,763139722$  мм;

$H = 0,866025404 \cdot 6 = 5,196152424$  мм,

де  $p = 5,5$  мм – крок різьби для тяжа діаметром 56 мм і  $p = 6$  мм для діаметрів тяжів 64 мм, 80 мм, 90 мм і 100 мм.

Несуча здатність тяжів діаметром 56 мм

$$P_{(56)} = \frac{3,14 \cdot 0,050046^2}{4} 279 \cdot 10^3 = 548 \text{ кН;}$$

із врахуванням зменшення діаметра при допущенні відхилення 560 мкм згідно ISO 965-1:1988 та 965-3:1998;

$$P_{(56-0,56)} = \frac{3,14 \cdot 0,049486^2}{4} 279 \cdot 10^3 = 536 \text{ кН.}$$

Аналогічно розраховані несучі здатності для тяжів інших діаметрів із врахуванням відхилень 600 мкм, а усі результати представлені у табл. 1.

Таблиця 1.

Результати розрахунку несучої здатності усіх тяжів плавильної печі

| Діаметр $d$ , мм | Розрахунковий діаметр $d_1$ ; мм | Несуча здатність, кН      |                                      |
|------------------|----------------------------------|---------------------------|--------------------------------------|
|                  |                                  | При номінальному діаметрі | При діаметрі з максимальним допуском |
| 56,00            | 50,0460                          | 548                       | –                                    |
| 55,44            | 49,4860                          | –                         | 536                                  |
| 64,00            | 57,5048                          | 724                       | –                                    |
| 63,4             | 56,9048                          | –                         | 709                                  |
| 80,00            | 73,5048                          | 1183                      | –                                    |
| 73,40            | 72,9048                          | –                         | 1164                                 |
| 90,00            | 83,5048                          | 1527                      | –                                    |
| 83,40            | 82,9048                          | –                         | 1505                                 |
| 100,0            | 93,5048                          | 1915                      | –                                    |
| 93,40            | 92,9048                          | –                         | 1874                                 |

Несучу здатність різьби елементів тяжів болтів на зріз визначали за умови

$$P \leq \pi d_1 \beta H [\tau_{зр}],$$

де  $d_1$  – внутрішній діаметр різі болта;

$\beta$  – коефіцієнт заповнення висоти  $H$  профіля різьби,  $\beta = 1$ ;

$H$  – висота профілю різьби на болті (по гайці);

$[\tau_{зр}]$  – допустимі напруження зрізання різьби

$$[\tau_{зр}] = 0,5[\sigma_p] = 0,5 \cdot 0,3[\sigma_T] = 0,5 \cdot 0,3 \cdot 930 = 140 \text{ МПа.}$$

Для діаметра 56 мм

$$P_{(56)} = 3,14 \cdot 0,050046 \cdot 1 \cdot 0,08 \cdot 140 \cdot 10^3 = 1760 \text{ кН;}$$

$$P_{(56-0,56)} = 3,14 \cdot 0,049486 \cdot 1 \cdot 0,08 \cdot 140 \cdot 10^3 = 1740 \text{ кН.}$$

Аналогічно розраховані для тяжів інших діаметрів (табл. 2).

Несуча здатність різьби елементів тяжів за умові змінання витків різьби для номінальних параметрів (так як більші допуски на діаметри збільшують площі контактів витків різьби)

$$P \leq \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) z [\sigma_{зм}],$$

де  $d$  – номінальний діаметр різьбової частини болта;

$d_1$  – внутрішній діаметр різьби болта;

$z$  – розрахункове число витків різьби, прийнято  $z = 6$ ;

$[\tau_{3M}]$  – допустимі напруження на змінання контактуючих поверхонь витків різьби

$$[\tau_{3M}] = 0,8[\sigma_T] = 0,8 \cdot 930 = 744 \text{ МПа.}$$

Таблиця 2.

Результати розрахунку несучої здатності на зріз різьби усіх тяжів плавильної печі

| Діаметр $d$ , мм | Розрахунковий діаметр $d_1$ ; мм | Несуча здатність, кН      |                                      |
|------------------|----------------------------------|---------------------------|--------------------------------------|
|                  |                                  | При номінальному діаметрі | При діаметрі з максимальним допуском |
| 56,00            | 50,0460                          | 1760                      | –                                    |
| 55,44            | 49,4860                          | –                         | 1740                                 |
| 64,00            | 57,5048                          | 2932                      | –                                    |
| 63,4             | 56,9048                          | –                         | 2902                                 |
| 80,00            | 73,5048                          | 3231                      | –                                    |
| 73,40            | 72,9048                          | –                         | 3205                                 |
| 90,00            | 83,5048                          | 4037                      | –                                    |
| 83,40            | 82,9048                          | –                         | 4009                                 |
| 100,0            | 93,5048                          | 4768                      | –                                    |
| 93,40            | 92,5048                          | –                         | 4737                                 |

Несуча здатність різьби за контактним напруженням для різьби болта М56

$$P \leq \frac{3,14}{4} (0,056^2 - 0,053^2) 6 \cdot 744 \cdot 10^3 = 1146 \text{ кН.}$$

Аналогічно розраховані для тяжів інших діаметрів (табл. 3)

Таблиця 3.

Результати розрахунку несучої здатності за контактними напруженнями тяжів плавильної печі

| Діаметр, мм | Розрахунковий діаметр $d_1$ ; мм | Контактні напруження, МПа |
|-------------|----------------------------------|---------------------------|
| 56,00       | 53,0                             | 1146                      |
| 64,00       | 60,8                             | 1399                      |
| 80,00       | 77,0                             | 1650                      |
| 90,00       | 87,0                             | 1860                      |
| 100,0       | 97,0                             | 2071                      |

Порівняльні результати несучої здатності тяжів (болтів) наведені в табл. 4.

## Порівняльні результати розрахунку несучої здатності різьбових з'єднань тяжів

| Елемент |          |        | Номінальне<br>робоче наван-<br>таження, кН | Розрахункова несуча здатність, кН |                    |                                     |
|---------|----------|--------|--|-----------------------------------|--------------------|-------------------------------------|
| Тип     | №        | Різьба |  | По<br>розтягуванню<br>перерізу    | По зрізу<br>різьби | По контактній<br>міцності<br>різьби |
| Болти   |          |        |  |                                   |                    |                                     |
| A       | 1, 2, 3  | M100   | 1449                                       | 1890                              | 4768               | 2071                                |
| B       | 4, 5, 6  | M80    | 860  | 1151                              | 3231               | 1650                                |
| C       | 7        | M56    | 448  | 536                               | 1760               | 1146                                |
| C       | 8        | M100   | 448  | 1890                              | 4768               | 2071                                |
| D       | 9        | M64    | 527  | 699                               | 2932               | 1399                                |
| D       | 10       | M80    | 1024                                       | 1151                              | 3231               | 1650                                |
| F       | 12,13    | M90    | 1440                                       | 1491                              | 4037               | 1860                                |
| G       | 14,15    | M90    | 1566                                       | 1491                              | 4037               | 1860                                |
| H       | 16,17,18 | M80    | 1031                                       | 1151                              | 3231               | 1650                                |
| J       | 19,20,   | M90    | 1566                                       | 1491                              | 4037               | 1860                                |
| K       | 21       | M80    | 1165                                       | 1151                              | 3231               | 1650                                |
|         | 22,23,24 |        |  |                                   |                    |                                     |

Типові конструкції гайок (муфт) тяжів у розрізі наведені на рис.2.

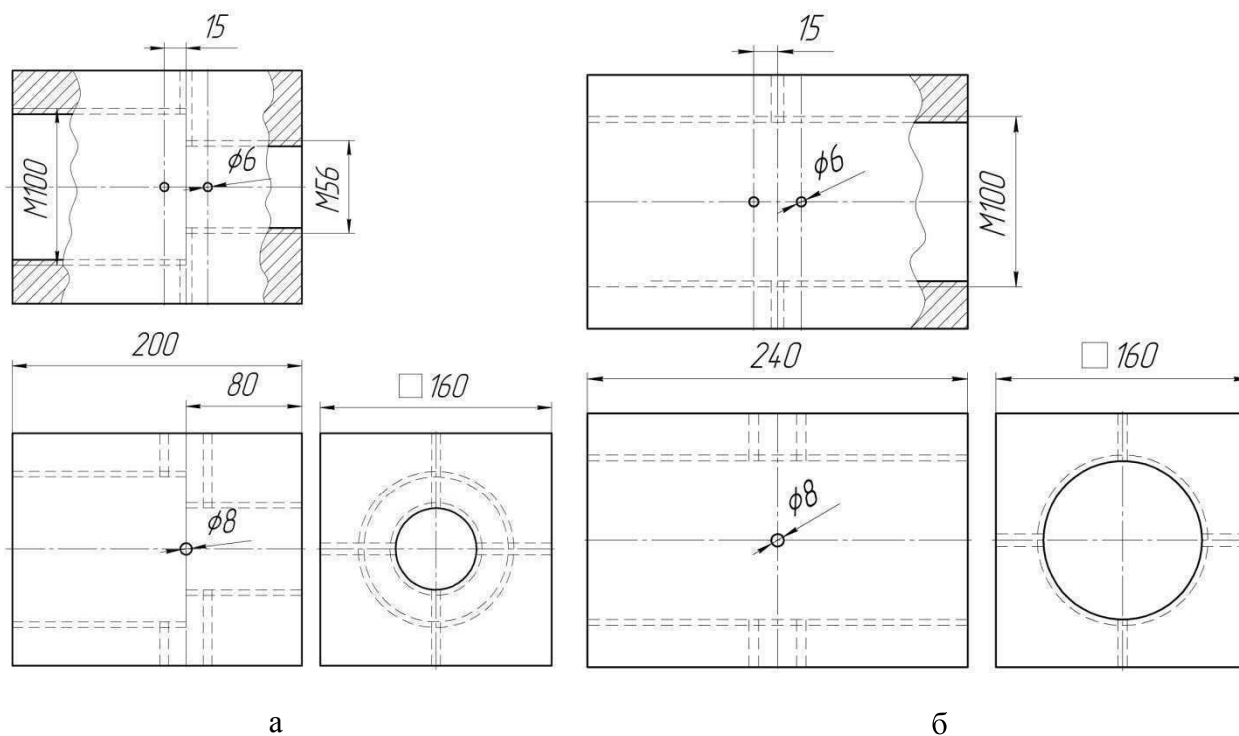


Рис. 2. Типові конструкція гайок (муфт) тяжів: а - на два діаметри; б - на один діаметр.

Умова міцності, яка виключає можливість розриву муфт в небезпечному місці

$$P = A[\sigma_p], \text{ МПа,}$$

де  $A$  – площа перерізу у небезпечному місці,  $\text{м}^2$ ;

$d_1$  – внутрішній діаметр різьби тяжів (діаметр по впадинам різьби),  $\text{м}$ ;

$[\sigma_p]$  – робоче допустиме напруження на розрив для легованої сталі 40ХН2МА;

$$[\sigma_p] = 0,3\sigma_r = 0,3 \cdot 930 = 279 \text{ МПа}.$$

Площа робочого розрахункового перерізу муфт визначена як різниця між площею перерізу муфти по зовнішньому контуру, отвором під різьбу і площі контуру оглядового отвору, що попадає у переріз

$$A = A_1 - A_2 - A_3,$$

де  $A_1$  – площа перерізу муфти (гайки) по зовнішньому контуру;

$A_2$  – площа різьбового отвору муфти (гайки);

$A_3$  – площа контуру оглядового отвору.

Зовнішні максимальні діаметри  $D$  внутрішньої метричної різьби для гайок (муфт) приймаємо за табл. 1 ISO 4032-86 [7].

Для квадратної гайки М56 зі стороною квадрату  $160 \times 160$  мм,  $D_{\max} = 60,5$  мм.

Площа перерізу гайки по зовнішньому контуру  $A_1 = 0,16^2 = 0,0256 \text{ м}^2$ .

Площа різьбового отвору гайки (муфти)

$$A_2 = \frac{\pi D_{\max}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,0605^2}{4} = 0,0028733 \text{ м}^2.$$

Площа  $A_3$  контуру оглядового отвору в гайці

$$A_3 = 0,008 \cdot 2 \cdot 0,052 = 0,000832 \text{ м}^2,$$

де  $0,052$  – товщина тіла гайки,  $\text{м}$ .

Площа робочого розрахункового перерізу гайки (муфти)

$$A_{(56)} = 0,0256 - 0,0028733 - 0,000832 = 0,0218947 \text{ м}^2.$$

Несуча здатність гайки (муфти) для діаметра 56 мм

$$P_{(56)} = 0,0218947 \cdot 279 \cdot 10^3 = 6108 > 448 \text{ кН}.$$

Результати розрахунків несучої здатності усіх гайок (муфт) наведено у табл.5.

Виготовлені комплекти тяжів (гвинт, гайка) з різьбою М80×6 і М90×6 були піддані випробуванням на зріз і зминання різьб під пресом в науковій лабораторії кафедри ЖБК змінюваним навантаженням від нуля до 4000 кН. При цьому номінальне робоче навантаження діюче на з'єднання для тяжів з різьбою М 80×6 становить 1030 кН, а для з'єднання з

різьбою М 90×6 – 1570 кН (табл. 4). Мінімальна розрахункова несуча здатність тяжів з різьбою М 80×6 становить 2660 кН, а для з'єднання з різьбою М 90×6 – 4090 кН (табл. 5).

Після проведених випробувань, з'єднання були оглянуті й перевірені на згвинчування гайок (напівмуфт) по всій довжині різьби, при цьому деформацій і слідів зрізу елементів різьби не було виявлено.

Таблиця 5.

Порівняльна таблиця зусиль муфти (гайки)

| Елемент   |            |        | Номінальне навантаження робоче, кН | Розрахункова несуча здатність, кН |
|-----------|------------|--------|------------------------------------|-----------------------------------|
| Тип тяжів | №          | Різьба |                                    |                                   |
| A         | 1, 2, 3    | M100   | 1449                               | 4472                              |
| B         | 4, 5, 6    | M80    | 860                                | 2659                              |
| C         | 7          | M56    | 448                                | 6108                              |
| C         | 8          | M100   | 448                                | 4472                              |
| D         | 9          | M64    | 527                                | 7294                              |
| D         | 10         | M80    | 1024                               | 6745                              |
| F         | 12, 13     | M90    | 1440                               | 4090                              |
| G         | 14, 15     | M90    | 1566                               | 4090                              |
| H         | 16, 17, 18 | M80    | 1031                               | 2659                              |
| J         | 19, 20, 21 | M90    | 1566                               | 4090                              |
| K         | 22, 23, 24 | M80    | 1165                               | 2659                              |

Кінцеві контрольні випробування несучої здатності усіх тяжів були проведені на спеціальному обладнанні та в умовах експлуатації на діючій печі Побужського комбінату, які підтвердили правильність вибраних їх конструкцій і розрахунків.

#### Висновки.

##### 1. Елементи різьбових з'єднань секцій тяжів

A (1, 2, 3), B (4, 5, 6), C (7, 8), D (9, 10) F (12, 13), H (16, 17, 18), K (22, 23, 24) мають розрахункову несучу здатність по розтягуванню вище номінальної розрахункової.

##### 2. Елементи різьбових з'єднань тяжів

G (14, 15), J (19, 20, 21) мають розрахункову несучу здатність майже рівну номінальній робочій (перевантаж 1...3 %), що знаходиться в межах похибки розрахунків.

3. Елементи різьбових з'єднань тяжів за несучою здатністю на зріз різьби і по контактним напруженням мають значні запаси.

4. Елементи гайок (муфт) та їх різьб мають несучу здатність на розтягування, зріз і контактну міцність значно більшу допустимої розрахункової.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Марочник сталей и сплавов /В.Г. Сорокин, А.В. Волосникова, С.А. Вяткин и др.; под общ. ред. В.Г. Сорокина. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. Для студентов высш. техн. учеб. заведений. – 5-е изд. перераб. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.
3. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность машин: Справочник /И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд. Перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
4. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
5. ИСО 965–1: 1998, ИСО 965–3:1998. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором. 7 с.
6. ИСО 68–1–98 Резьба метрическая профиль. 4 с.
7. ИСО 4032–86 Гайки шестигранные с диаметром резьбы свыше 48 мм. Класс точности В. Технические условия. 8 с.

**УДК 621.01:531.3**

**Т.М.КАДИЛЬНИКОВА, докт. техн. наук, А.М.КРИВОРУЧКО, канд. техн. наук,  
Н.А.СИЛИНА, магистр, С.В.КАДИЛЬНИКОВ, студент.**

*Національна металургічна академія України*

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧИХ ОРГАНОВ КОЛОСНИКОВЫХ СТРУННЫХ ГРОХОТОВ**

**Актуальность проблемы.** В последние годы для выполнения технологических операций дезинтеграции насыпных материалов в качестве оборудования используют колосниковые струнные грохоты. По сравнению с традиционным оборудованием, эти грохоты позволяют существенно снизить энергетические потери для целого ряда технологических процессов, обеспечивая при этом должное качество продукта и требуемую производительность.

При эксплуатации колосниковых струнных грохотов было экспериментально установлено, что за счет наложения вибрации на рабочий орган возможно увеличение производительности оборудования, а также переход системы на такие режимы работы, которые