Державний університет "Львівська політехніка"

На правах рукопису

**КУЗЬО Ігор Володимирович**

УДК 666.940.41

# МІЦНІСТЬ І НАДІЙНІСТЬ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ОБЕРТОВИХ АҐРЕҐАТІВ НЕПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

**Спеціальність** 05.02.02 - машинознавство

**А в т о р е ф е р а т**

дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Л ь в і в - 1995

Дисертація представлена у вигляді рукопису

Робота виконана у Державно
політехніка"

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор ВОЛЬЧЕНКО О.І.
доктор технічних наук, професор ГЕВКО Б.М.
доктор технічних наук, професор СЕМЕНИШИН Є.М.

Провідна організація - Акціонерне товариство відкритого типу "Укрцемремонт", м. Здолбунів, Рівненської обл.

Захист відбудеться 27 грудня 1995 р. о 14 год. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 04.06.04 у Державному університеті "Львівська політехніка" за дресою: 290013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Державного університету "Львівська політехніка".

Відгуки на автореферат у двох примірниках, завірених гербовою печаткою, просимо надсилати за вищевказаною адресою.

Автореферат розісланий "24" листопада 1995 р.



Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради,
професор В.Т.Павлище

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** На сучасному етапі велика увага приділяється проблемі підвищення якості, надійності та довговічності створюваних машин. Ця проблема має комплексний характер і торкається всіх галузей народного господарства. Вирішення її відноситься до першочергових задач, які мають державне значення.

Перехід за останні десятиріччя промислових підприємств на переважно інтенсивний метод розвитку здійснювався на основі підвищення продуктивності обладнання, якого можна досягнути або в результаті заміни його більш високопродуктивним або підвищенням надійності існуючого. Тому підвищення надійності великогабаритних обертових агрегатів як сукупність їх властивостей зберігати в часі роботоздатність - першочергова проблема науково-технічного прогресу. Технічна діагностика - один з методів розв'язку цієї проблеми.

В розвитку конструкцій обертових агрегатів, до яких відносяться, в першу чергу, обертові печі, трубні млини, сушильні барабани, гранулятори, і які широко використовуються як основне технологічне обладнання в багатьох галузях промисловості, помітна тенденція до постійного збільшення їх габаритних розмірів. За останні два десятиріччя вони зросли приблизно в 1,5... 2 рази. Одночасно з тим зросли і вимоги до виробничої надійності самих агрегатів. На жаль, зростання габаритних розмірів не супроводжувалось підвищенням технології виготовлення агрегатів, вдосконаленням методів їх монтажу і контролю, що зменшило очікуваний ефект від їх використання. Менш надійно стали працювати окремі вузли та деталі, збільшились раптові зупинки, значно зросли енергозатрати на обертання. Важливого значення при цьому набуває науково обгрунтоване призначення допусків на зношування

деталей, установку окремих вузлів, машин і агрегатів технологічних ліній. Зростають вимоги до точності діагностування технологічного стану обладнання, яке дозволяє оцінити його потенційні можливості, заздалегідь підготувати дефектні відомості і необхідні змінні деталі. В той же час в нормативних документах допуски на установку і центрування подаються без врахування конструктивних особливостей, механічних характеристик матеріалів тощо. Тому досить важливим є вивчення суті відмов і несправностей агрегатів та встановлення чинників, які визначають їх появу. Не менш важливим є уточнення розрахунків на міцність, які сприяють досягненню агрегатами оптимальних конструктивних і експлуатаційних якостей.

В цьому плані слід відзначити роботи Асташенкова Г.Г., Баніта Ф.Г., Боганова О.І., Богомолова Б.М., Бонахевича З., Верича Є.Д., Власова В.З., Герика М., Гомолішевського І., Гусєва Ю.І., Дешко Ю.І., Дроздова М.Є., Жураковського С., Калугіна Ю.М., Канторовича З.Б., Людери Л., Маркмана Я.Б., Микольського Ю.М., Мурського О.Д., Несвіжського О.А., Раєвського Г.В., Розенблада Г., Рояка Д.А., Сильонка С.Г., Шевченка Т.Г., Шнейдера В., Щербакова Ф.К. та ін., у яких розглядаються лише деякі питання розрархунку окремих вузлів, монтажу, експлуатації, ремонту та вивірки певних видів обладнання. Однак всі роботи настільки відрізняються, що виділити яку-небудь методику комплексного розрахунку з врахуванням сучасних вимог надто важко.

Аналогічно, існуючі класичні теорії, наукові і прикладні дослідження з питань технічної діагностики, надійності, контактної міцності, явищ тертя без додаткової обробки дуже важко або й неможливо застосувати щодо обертових агрегатів.

Разом з тим, інженерні методи розрахунку та технічного діагностування великогабаритного промислового обладнання з точки

зору механіки ще не одержали належного розвитку. Існуючі підходи часто дуже складні в технічному виконанні. До цього часу теорією і практикою не запропоновано в багатьох випадках ефективного вирішення проблем технічної діагностики, яка є одним з найдієвіших засобів підвищення надійності промислового обладнання в тому числі і великогабаритних машин і агрегатів неперервної дії. Тому дослідження, направлені на розв'язання цих питань, є перспективними і актуальними.

**Мета роботи** - розробка теоретичних основ розрахунку на міцність та технічної діагностики, створення на їх основі і запровадження у виробництво ефективних методів та засобів технічного діагностування великогабаритних обертових агрегатів неперервної дії для підвищення їх надійності.

**Основні задачі роботи:**

1. Дослідження пружно-деформованого стану та міцності окремих вузлів великогабаритних обертових агрегатів неперервної дії та створення теоретичних основ їх розрахунку.

2. Комплексне дослідження приводів агрегатів неперервної дії.

3. Теоретичні та експериментальні дослідження технічних параметрів стану окремих вузлів та розробка системи допусків на відхилення їх від номінальних значень.

4. Розробка системи технічної діагностики, створення на цій основі і запровадження у виробництво ефективних методів та засобів контролю технічних параметрів стану.

5. Розробка ефективних технологій ремонту агрегатів неперервної дії та створення конструкцій окремих вузлів підвищеної надійності.

6. Оптимізація та прогнозування технічного стану обертових агрегатів і розробка методів підвищення їх показників надійності.

Теоретичні дослідження проводились на основі положень класичних теорій міцності, пружності та пластичності, напівмоментної теорії оболонок, гідродинамічної теорії мащення, теорії механізмів і машин. При цьому використовувались сучасні методи математичної обробки інженерних розрахунків з використанням обчислювальної техніки.

**Результати теоретичних досліджень**, виконані автором, полягають у наступному:

- розроблено теоретичні основи розразунку на міцність окремих вузлів великогабаритних обертових агрегатів:
- проведено теоретичне дослідження пружно-деформованого стану елементів опорних вузлів та приводів:
- теоретично обгрунтовано та розраховано систему допусків на відхилення технічних параметрів стану агрегатів від номінальних значень:
- проведено дослідження енергозатрат на обертання агрегатів:
- створено систему технічної діагностики окремих вузлів і агрегатів у цілому:
- розв'язано задачу оптимізації та прогнозування технічного стану агрегатів за діагностичними параметрами.

**Експериментальні дослідження** проводились на двох спеціально розроблених та виготовлених установках для дослідження процесів тертя ковзання і кочення, які є характеристиками для опорного вузла та приводу, і підтвердили результати досліджень на діючих обертових агрегатах. Експериментальна перевірка розроблених методів і засобів діагностування на діючих обертових агрегатах дозволила провести їх широке запровадження на виробництві.

**Наукова новизна.** Створено теоретичні основи розрахунку на міцність окремих вузлів обертових агрегатів. Запропоновано мето-

дику інженерного розрахунку на міцність корпусу, як основної частини обертового агрегата. При цьому крім механічних чинників враховано і дію змінної по довжині температури. Розроблено систему допусків на відхилення геометричної осі обертання корпусу від прямолінійності для різних типорозмірів агрегатів з врахуванням механічних характеристик їх матеріалів.

Проведено теоретичні і експериментальні дослідження пружно-деформованого стану елементів опорних вузлів. Розв'язана задача внутрішнього контакту пружної підбандажної обичайки і жорсткого бандажа як циліндрів близьких радіусів. З'ясовано як впливає довільне положення у просторі осей опорних роликів і бандажів на їх контактну міцність, визначено величину максимально допустимих перекосів, які повинні встановлюватись і призначатись для кожного типорозміру зокрема. Розраховано коефіцієнт приведеної жорсткості опор для обертових агрегатів з врахуванням географічного їх положення і складено їх порівняльну характеристику.

Розроблено методику розрахунку енергозатрат приводу на обертання агрегатів. На спеціально розроблених і виготовлених експериментальних установках змодельовано процеси тертя ковзання і кочення, що мають місце в опорному вузлі обертового агрегата. Виходячи з умов контактної міцності і враховуючи можливі динамічні перевантаження визначено межі відхилень зазорів у відкритій зубчастій передачі приводу.

Створено систему технічної діагностики обертових агрегатів різного технічного призначення. Розроблено для них форми, методи та засоби діагностування технічних параметрів стану опорних вузлів, приводів та корпусів.

Теоретично досліджено задачі оптимізації та прогнозування технічного стану обертових агрегатів за їх діагностичними параметрами.

Для підвищення окремих показників надійності запропоновано і розраховано конструкції опорних і упорних вузлів, приводів з використанням пружних елементів, розроблено ефективні технології ремонту корпусів обертових агрегатів з використанням спеціально створених для цієї мети підіймально-транспортних засобів.

Сукупність отриманих результатів можна кваліфікувати як перспективний напрямок прикладної механіки та машинознавства.

Практична цінність роботи полягає у розробці інженерних методів розрахунку та технічної діагностики великогабаритних обертових агрегатів неперервної дії. До основних практичних результатів можна віднести наступні:

1. Розроблено методики інженерного розрахунку на міцність корпусів обертових агрегатів з врахуванням впливу температури та зміни взаємного положення опорних роликів: дослідження деформацій та зношування деталей опорних вузлів, зокрема підбандажних обичайок, визначення величини діаметрального зазору: дослідження енергозатрат на обертання агрегатів: призначення допусків на відхилення технічних параметрів від номінальних значень.

2. Створено банк даних для реалізації розроблених методик для обертових агрегатів різних типорозмірів.

3. Розроблено методики технічної діагностики та засоби контролю окремих технічних параметрів стану обертових печей, трубних млинів, сушильних барабанів та грануляторів.

4. Проведено експериментальні випробування розроблених засобів та конструкцій окремих вузлів обертових агрегатів і запроваджено їх на виробництві.

5. Розроблено та запроваджено методики оптимізації та прогнозування технічного стану агрегатів за результатами технічного діагностування.

Результати досліджень, розроблені системи технічної діагностики, її методи і засоби, а також рекомендації з практичного їх використання запроваджені майже на всіх заводах промисловості будівельних матеріалів України і багатьох країн СНД. Крім того, прилади для діагностики корпусу обертових агрегатів, контролю положення опорних роликів, взаємного положення деталей опорних вузлів успішно використовуються на Новолипецькому металургійному заводі (м. Липецьк), Пікальовському глиноземному комбінаті (Ленінградська обл.), ВО "Союзцемремонт" (м. Москва), ВО "Спецремонт" (м. Мінськ), об'єднанні "Оргміндобрива" (м. Митищі Московської обл.), ВО "Хімпром" (м. Суми), ВО "Укрцемремонт" та ін.

Результати роботи відображають дослідження, які виконувались на замовлення виробництв у 40 науково-дослідних госпдоговірних роботах і в більшості з них автор був відповідальним виконавцем або керівником. Вартість виконаних робіт в цінах 1990 р. становила понад 1 млн. крб., а економічний ефект від використання результатів на виробництві перевищив 3 млн. крб.

Пристрій для контролю форми поперечного перерізу циліндричних оболонок (а.с. 408140) відзначено дипломом третього ступеня ВДНГ СРСР (1983 р.), срібною медаллю цієї ж виставки в 1990 р. відзначено пристрій для вимірювання взаємного розташування великогабаритних машин (а.с. 1392333). Комплект приладів для контролю геометричних параметрів корпусу обертової печі відзначено дипломом другого ступеня ВДНГ УРСР (1987 р.).

**Апробація роботи**. Основні теоретичні та практичні результати досліджень доповідались на науково-технічних семінарах при

Республіканському будинку економічної та науково-технічної пропаганди товариства "Знання" УРСР (м. Київ, 1984...1987 р.р.), Міжнародному симпозіумі по цементу (м. Черкеськ, 1986 р.), Всесоюзних науково-технічних конференціях "Стан і методи підвищення якості машин та обладнання для виробництва цементу" (м. Тольятті, 1986, 1988 р.р.), Всесоюзних конференціях "Фундаментальні дослідження і нові технології в будівельному матеріалознавстві" (м. Бєлгород, 1989...1991 р.р.), нарадах головних спеціалістів Всесоюзного ВО "Союзцемремонт" (м. Москва, 1981...1988 р.р.), щорічних місячних курсах підвищення кваліфікації інженерно-технічних працівників промисловості будівельних матеріалів, чорної та кольорової металургії (м. Львів, 1980...1992 р.р.), Першому та Другому міжнародному симпозіумах українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 1993, 1995 рр.), науково-технічних конференціях Державного університету "Львівська політехніка" (м. Львів, 1975...1995 р.р.).

**Публікації.** За матеріалами дисертації опубліковано понад 130 наукових праць, в т.ч. отримано 87 авторських свідоцтв. Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень відображені у 4 монографіях, дві з яких депоновані, 20 наукових статтях та 26 авторських свідоцтвах. Обсяг матеріалу особисто автора складає приблизно 25 друкованих аркушів.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота викладена на 500 сторінках, складається із вступу, шести розділів та загальних висновків і містить 139 рисунків на 105 стор., 23 табиці на 17 стор., список літератури із 322 найменувань на 26 стор. і 5 додатків на 93 сторінках.

## ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі подається загальна характеристика роботи , обгрунтовано актуальність теми, її наукова новизна, практична цінність, сформульовано основні положення, які розглядаються у розділах дисертаційної роботи та найбільш вагомі результати, які виносяться на захист.

У першому розділі - "Методи дослідження міцності і надійності агрегатів" - проведено аналіз сучасного стану проблем міцності, надійності та контролю великогабаритних обертових агрегатів неперервної дії. Встановлено основні вимоги до розроблюваних конструкцій машин і агреґатів, які повинні враховувати найбільш важливі тенденції розвитку відповідних галузей промисловості.

В теперішній час для аґреґатів неперервної дії, які використовуються у промисловості будівельних матеріалів, хімічних виробництвах на підставі проведеного аналізу та відповідних нормативних документів можна виділити такі показники:

1. Продуктивність. 2. Паливна ощадливість. 3. Матеріало- і енергоємкість. 4. Надійність.

Якщо перші три показники суттєво залежать від технологічного призначення самого аґреґата, то забезпечення певної надійності можна досягнути сукупністю організаційно-технічних і науково-методичних заходів, направлених на підтримання в заданих межах технічних параметрів стану обладнання на всіх стадіях від створення до експлуатації. Розв'язувати цю проблему можна в багатьох напрямках. Та найбільш вдалим тут може бути розробка і створення відповідних методів та засобів технічної діагностики.

Надійність роботи машин і аґреґатів у значній мірі залежать від дотримання правил технічної експлуатації, що регламентуються відповідними нормами, інструкціями і положеннями. Вивчення

останніх засвідчує, що вони не завжди базуються на глибокому теоретичному аналізі. Крім того, значне збільшення габаритних розмірів не супроводжувалось поліпшенням конструкцій самих агрегатів та технології їх виготовлення, вдосконаленням методів монтажу і контролю. Все це не дало бажаного ефекту. Менш надійно стали працювати окремі деталі та вузли агрегатів, збільшились непланові простої, різко зросли енергозатрати на обертання.

До цього часу теорією і практикою наукових досліджень та інженерно-технічних вимірювань не запропоновано ефективних методів вирішення проблем підвищення надійності великогабаритних обертових агрегатів неперервної дії. Виходячи з цього, обгрунтовано методи підвищення надійності вказаних агрегатів і вибрано обсяг основних досліджень, які проведені у наступних розділах.

У другому розділі - "Дослідження пружно-деформованого стану опорних вузлів" - розглянуто вплив геометричних та динамічних чинників на деформативність і міцність елементів опорних вузлів обертових агрегатів.

При розрахунках обертових агрегатів на міцність їх опори приймаються, як правило, абсолютно жорсткими конструкціями. Проте в дійсності пружні деформації опор можуть досягати величин, співрозмірних з допуском на відхилення осі обертання від прямолінійності. Врахування деформативності опор при розрахунках обертових агрегатів можливе після дослідження пружних властивостей всіх складових елементів опорного вузла. Особливе місце тут має контактна задача пружної підбандажної обичайки з жорстким бандажом.

Радіальна деформація підбандажної обичайки W, тепловий діаметральний зазор $\varepsilon$ і навантаження на опору Q є тими параметрами опори,за допомогою яких можна прогнозувати механічний стан не тільки опори але й агрегата в цілому. Залежність між

вказаними параметрами при часткових випадках навантажень досліджувалась Гериком М., Рояком Д.А., Мурським О.Д., Маркманом Я.Б., Щербаковим Ф.К. В даній роботі ця задача розглянута при найбільш загальному випадку навантаження, яке враховує вагу корпусу і футерівки і випалювального матеріалу. Дію чинників на підбандажну обичайку можна подати у вигляді розподілених нормального T і дотичного $T_\tau$ навантажень.

$$T_n(\varphi) = T_0 + \sum_{i=1}^{\infty} T_i \cos i\varphi, \qquad (1)$$

$$T_\tau(\varphi) = -\rho_k \sin\varphi,$$

де

$$T_0 = \frac{1}{2\pi}[2\rho_m(r_1 - h_\varphi)(\sin\alpha_0 - \alpha_0\cos\alpha_0) + \rho_f(5 + \frac{\pi^2}{2})];$$

$$T_1 = \frac{1}{2\pi}[2\rho_m(r_1 - h_f)(\alpha_0 - 0,5\sin\alpha_0) + \pi(\rho_k + 2\rho_f)]$$

$$T_{2i} = \frac{2\rho_m(r_1 - h_f)}{\pi}[\frac{\sin(2i+1)\alpha_0}{2(2i+1)} + \frac{\sin(2i-1)\alpha_0}{2(2i-1)} - \frac{\sin 2i\alpha_0\cos\alpha_0}{2i}] + \frac{\rho_f(4i^2-5)}{\pi(4i^2-1)}(-1)^i;$$

$$T_{2i+1} = \frac{2\rho_m(r_1 - h_f)}{\pi}\left[\frac{\sin 2(i+1)\alpha_0}{4(i+1)} + \frac{\sin 2i\alpha_0}{4i} - \frac{\sin(2i+1)\alpha_0\cos\alpha_0}{2i+1}\right] + \frac{\rho_f}{2i+1}(-1)^i;$$

$i = \overline{1,\infty}$.

Тут $\rho$ - вага одиниці довжини еквівалентного кільця корпусу по дузі кола: $\rho_m$ і $\alpha_0$ - відповідно питома вага і кут завантаження сипучим матеріалом: $\rho_f$- вага одиниці довжини прогінної частини футерівки по дузі кола: $h_f$ - товщина футерівки: $r_1$ -внутрішній радіус корпусу: $\varphi$ - біжучий кут, який відрахований від нижнього вертикального положення проти годинникової стрілки.

Розв'язуючи контактну цю задачу під дією зусиль (1) знайдемо співвідношення, що характеризує залежність кута контакту $\beta$ від навантаження і теплового зазору $\varepsilon$

$$a_\beta\varepsilon^2 + 2\varepsilon[r_0(a_\beta + b_\beta) + d_\beta] + d_\beta r_0 = 0, \qquad (2)$$

де $a_\beta$, $b_\beta$, $d_\beta$ -величини, що є функціями кута контакту.

Оскільки тепловий зазор $\varepsilon$ під час експлуатації агрегата за рахунок деформації підбандажної обичайки змінюється на величи-

ну радіального переміщення W її верхньої точки, то повний (робочий) зазор ξ буде дорівнювати

$$\xi=\varepsilon+w, \qquad (3)$$

де $W = 0,5\varepsilon(1-\beta\sin\beta-\cos\beta)+\varepsilon\frac{r_0}{2r_0+\varepsilon}[\beta\sin\beta+\cos\beta+1-\frac{\pi}{2}\sin\beta-\Delta_\beta\pi\cos\beta]-$

$$-\frac{r_0^4}{EI_{po}}\Bigg\{\rho_k[\cos^2\beta+\cos\beta-\frac{1}{8}\sin^2\beta+\frac{(\pi-\beta)^2}{8}-\frac{\pi-\beta}{2}\sin\beta\cos\beta-\Delta_\beta(3\sin\beta\cos\beta+$$

$$+(\pi-\beta)(1+2\cos^2\beta))]+\frac{T_1}{2}\left[\frac{1}{4}((\pi-\beta)^2-\sin^2\beta)-\right]-\Delta_\beta(\sin\beta\cos\beta+\pi-\beta)-$$

$$-\frac{1}{2}\sum_{k=2}^{\infty}T_k\left[\frac{k^2+1}{k(k^2-1)^2}\sin\beta\sin k\beta+\frac{2}{(k^2-1)^2}\cos\beta\sin k\beta+\frac{2}{(k^2-1)^2}\cos\beta\cos k\beta+\right.$$

$$\left.+\frac{2}{(k^2-1)^2}(-1)^k+\Delta\beta\left(\frac{2}{k}\cos\beta\sin k\beta-\frac{\sin(k-1)\beta}{k-1}-\sin\frac{(k+1)\beta}{k+1}\right)\right]\Bigg\}.$$

$$\Delta_\beta=\frac{1+\cos\beta-0,5(\pi-\beta)\sin\beta}{\sin\beta+(\pi-)\cos\beta}.$$

Залежності (2) і (3) представляють собою систему трансцендентних рівнянь, яка розв'язувалась числовими методами. На рис. 1 і рис. 2 приведено ці залежності для опори обертової печі розміром 5×285 м. З наведених графіків можна встановити величину критичного навантаження $Q_{kr}$ в залежності від критичної радіальної деформації.

При малих зазорах (ε<30 мм) залежність ε від W і ξ від ε майже лінійна, а тому для практичних розрахунків можна прийняти W=0,87ε , а ξ=1,87ε.

При дослідженні взаємодії бандажа з опорними роликами розглянуто задачу зовнішнього контакту двох тіл з довільним розміщенням їх осей. Запропоновано просту і точну методику розрахунку при перекосі осей циліндричних тіл у нормальній площині, яка полягає у заміні еліптичної епюри напружень на конічну. Встановлено, що перекіс опорних роликів обертової печі розміром 5x185 м в межах 50' , що дорівнює допуску, встановленому відповідними

нормативами, приводить до збільшення контактних напружень у 5...7 раз.

Для визначення пружно-деформованого стану опорного вузла в цілому, розрахункова схема якого представлена на рис. 3, проведено теоретичне дослідження податливостей окремих складових елементів. Приведена податливість опори визначиться за залежністю

$$\gamma_{op} = \gamma_{i1} + 0,5(\gamma_{br} + \gamma_{rb}) + 0,5(\gamma_{rp} + \gamma_{kp}) + \gamma_{rf} + \gamma_{0f}, \qquad (4)$$

де $\gamma_{i1} = \gamma_{po}$ - податливість підбандажної обичайки у випадку бандажа вільної посадки: $\gamma_{i1} = \gamma_b$ - подаливість вварного бандажа: $\gamma_{br}$ - податливість бандажа і ролика при їх контактній взаємодії: $\gamma_{rb}, \gamma_{rp}, \gamma_{kp}, \gamma_{rf}, \gamma_{0f}$ -податливість відповідно ролика з віссю, радіальних підшипників, корпусів підшипників, рами з фундаментом і основи фундаменту.

Податливість бандажа $\gamma_b$- це відношення зміщення центра бандажа до навантаження на опору, що викликає це зміщення. Для цього використаємо епюру переміщень бандажа у вертикальній площині під дією навантаження і реакцій від опорних роликів.

У випадку вільної посадки можна вважати, що жорсткість бандажа набагато більша від жорсткості підбандажної обичайки. Тому в цьому випадку податливістю бандажа нехтують.

Податливість підбандажної обичайки буде дорівнювати $\gamma_{po} = \Delta_0 / Q$. Зміна положення центра ваги $\Delta_0$ підбандажної обичайки визначається використовуючи вирази (3).

Теоретичним дослідженням контактної взаємодії бандажа з опорними роликами для визначення податливості $\gamma_{br}$ отримано залежність

$$\gamma_{br} = \frac{2(\mu_1 + \mu_2)}{\pi l_b}\left(\ln\frac{4R_bR_p}{R_b + R_p} + 0,814\right). \qquad (5)$$

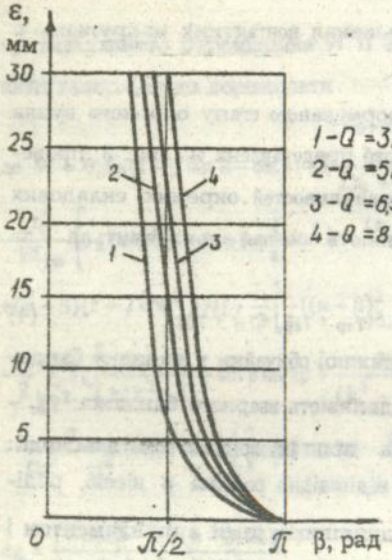


**Рис. 1.** Залежність кута контакту β від діаметрального зазору ε.

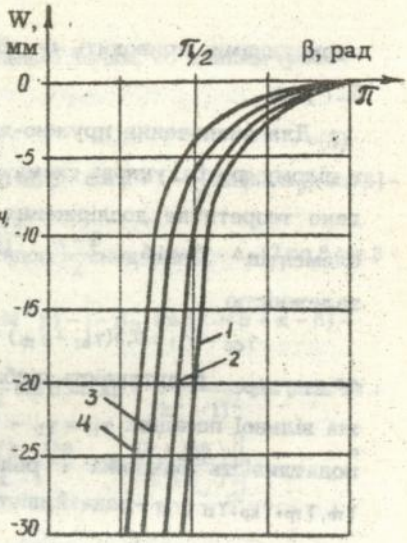


**Рис. 2.** Залежність радіального переміщення W від кута контакту β.

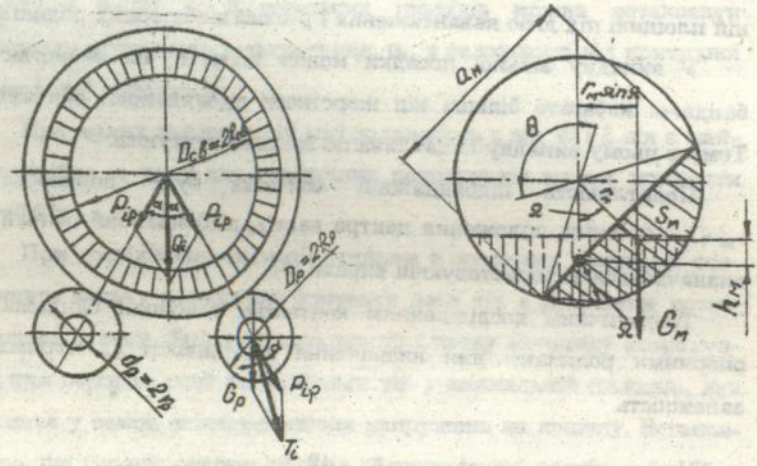

**Рис. 3.** Схема поперечного перерізу обертового агрегата.

Тут $l_b$ - ширина бандажа: $R_b$ і $R_p$ - відповідно радіуси бандажа і ролика: $\mu_1$ і $\mu_2$- коефіцієнти Ляме матеріалів бандажа і ролика.

На податливість осі опорного ролика суттєво впливає запресований на неї барабан ролика. Тому під дією навантаження вісь ролика з барабаном розглянуто як ступінчастий стержень, при визначенні прогину якого використано метод зміни початкових параметрів. Податливість осі ролика при цьому визначиться як

$$\gamma_{rb} = \frac{V(l_0/2)}{Q_b}, \qquad (6)$$

де $V(l_0/2)$ - прогин середини осі ролика: $Q_b$ - навантаження на бандаж.

Інші податливості визначимо за допомогою виразів

$$\gamma_{rp} = \frac{2(\delta_{r1} + \delta_{r2})}{Q_b} \qquad (7)$$

$$\gamma_{kp} = \frac{h_{kp}}{ES_{kp}}; \qquad (8)$$

$$\gamma_{of} = \frac{1}{k_{of} S_{of}}, \qquad (9)$$

де $\delta_{r1}$ - радіальна деформація в контакті найбільш навантаженого тіла кочення з доріжкою кочення: $\delta_{r2}$ - радіальна деформація в контакті кільця підшипника з поверхнями цапфи і корпусу: $h_{kp}$ і $S_{kp}$ - відповідно висота корпусу підшипника і площа опирання його на раму: $S_{of}$ - площа основи фундаменту: $K_o$ - коефіцієнт пружного стиску основи фундаменту.

Податливість рами з фундаментом є дуже малою, а тому $\gamma_{fm} \approx 0$.

На рис. 4 приведено залежність вертикального переміщення $\Delta_y$ центра опорного перерізу навантаження на опору Q . За рахунок меншої жорсткості опори деформативність опорних вузлів оберто-

вих печей Миколаївського ЦГК (МЦГК) є значно більшою ніж доля печей Карачаєво-Черкеського цемзаводу (КЧЦЗ).

В табл. 1 наведено величини деформацій опорних вузлів обертових печей КЧЦЗ і МЦГК з прямолінійною віссю обертання. Як видно, найбільшу деформацію має опора 2. Неважко при цьому також помітити, що пружні зміщення опор майже не змінюють свого взаємного положення. Картина різко змінюється при відхиленні осі обертання від прямої лінії.

Проведені дослідження пружно-деформованого стану опорних вузлів дають можливість стверджувати, що деформації як окремих елементів, так і опори в цілому слід враховувати при відповідних розрахунках самих агрегатів і при виконанні монтажно-налагоджувальних та діагностичних робіт.

**Таблиця 1.** Пружні деформації опор обертових печей ∅5×185 м

| Номер опори | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Навантаження на опору, мН | 4,0 | 5,2 | 3,0 | 3,9 | 3,7 | 5,7 | 4,2 |
| К Ч Ц З | | | | | | | |
| Жорсткість опори, мН/м·10³ | 2,6 | 2,6 | 2,6 | 2,6 | 2,6 | 3,3 | 2,6 |
| Деформація опори, мм | 1,5 | 2,0 | 1,1 | 1,5 | 1,4 | 1,7 | 1,6 |
| М Ц Г К | | | | | | | |
| Жорсткість опори, мН/м·10³ | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,7 | 1,3 |
| Деформація опори, мм | 3,0 | 4,0 | 2,2 | 3,0 | 2,8 | 3,3 | 3,2 |

У третьому розділі - "Дослідження міцності корпусів обертових агрегатів" - подано теоретичні основи розрахунку на міцність корпусів обертових агрегатів. Це стосується, в першу чергу, обертових печей, корпуси яких довжиною 100...230 м опираються на 5...9 опор,

міцність яких залежить від маси випалювального в них матеріалу, футерівки тощо. Значний вплив при цьому здійснює сам технологічний процес, головним чинником якого у даному випадку є теплова дія. Кожен з прогонів агрегата деформуючись, призводить до виникнення внутрішніх силових чинників, домінуючими серед яких є згинаючі моменти. Розглядаючи корпус як довгу оболонку, нехтуючи крайовими ефектами, можна дійти висновку, що основними напруженнями будуть поздовжні і кільцеві.

Числові розрахунки і експериментальні дослідження на діючих агрегатах стверджують, що напруження, які виникають від дії температурних чинників одного порядку з механічними напруженнями, а тому їх врахування необхідне починаючи від проектування і закінчуючи експлуатацією і ремонтом.

Для створення методики розрахунку корпусів обертових агрегатів будемо базуватись на таких гіпотезах:

1. Корпус і футерівка є ізотропними матеріалами з відомими фізико-механічними характеристиками.

2. Корпус вважається циліндричною оболонкою, а футерівка щільно пристає до нього по всьому периметру. Ця суперечлива на перший погляд гіпотеза підтверджується практичними спостереженнями, якими встановлено існування такої початкової температури То, при якій вибираються всі зазори між корпусом і футерівкою.

3. Футерівка працює тільки на стиск.

4. Температура стала по товщині корпусу і є меншою від температури футерівки на зовнішній поверхні (неідеальний контакт).

5. Між футерівкою і корпусом у нагрітому стані виникають тільки стискаючі радіальні зусилля.

Базою для створення методики розрахунку є загальновідомі методи визначення опорних моментів та реакцій опор для багато-

опорних балок на жорстких або пружних опорах. Нормальні балочні напруження $\sigma_0$ при цьому (рис. 5) визначаються із залежності

$$\sigma_0 = \frac{M_{zg}}{\pi r_o^2 \delta_0} \cos\beta, \tag{10}$$

де $r_0$ і $\delta_0$- відповідно радіус серединної поверхні і товщини оболонки корпусу.

Внаслідок симетрії $0 \le \beta \le \pi$.

Від дії вагових чинників, деформуючись у поперечному перерізі згідно з теорією оболонок В. Власова отримаємо

$$\sigma_{z0} = \frac{16l^2 q}{\pi r_0^2 \delta_0}\left(\frac{1,332\cos 2\beta}{C_1} + \frac{1,0672\cos 4\beta}{C_2}\right)\sin\frac{\pi z}{l}; \tag{11}$$

$$\sigma_{s0} = \frac{4l^4 q}{\pi^3 r_0^5}\left(\frac{15,984\cos 2\beta}{C_1} + \frac{256,128\cos 4\beta}{C_2}\right)\sin\frac{\pi z}{l}; \tag{12}$$

$$C_1 = \pi^4 + 12\frac{\delta_0 l^4}{r_0^6};\ C_1 = \pi^4 + 4800\frac{\delta_0 l^4}{r_0^6}.$$

Тут q - інтенсивність розподіленого навантаження.

При визначенні напружень від температурної дії у футерівці і оболонці виходимо з рівнянь осесиметричної навантаженої оболонки, що дає змогу визначити радіальні і кільцеві напруження у самій футерівці, а також переміщення її зовнішнього краю.

Розглядаючи металеву оболонку агрегата маємо значення радіального тиску p на неї футерівки, а також умову рівності радіальних переміщень у зоні їх контакту

$$p = -\sigma_r^t(r_1), \tag{13}$$

$$W_0 = W(r_1). \tag{14}$$

При цьому самі радіальні переміщення оболонки і корпусу визначаються як

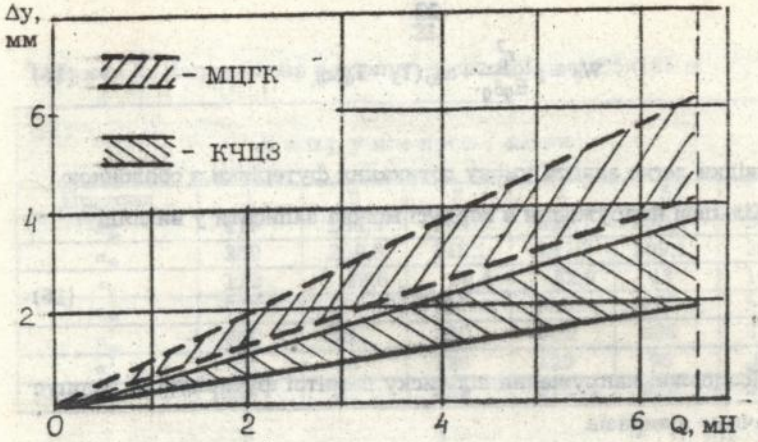


**Рис. 4.** Вертикальне переміщення центра опорного перерізу обертової печі.

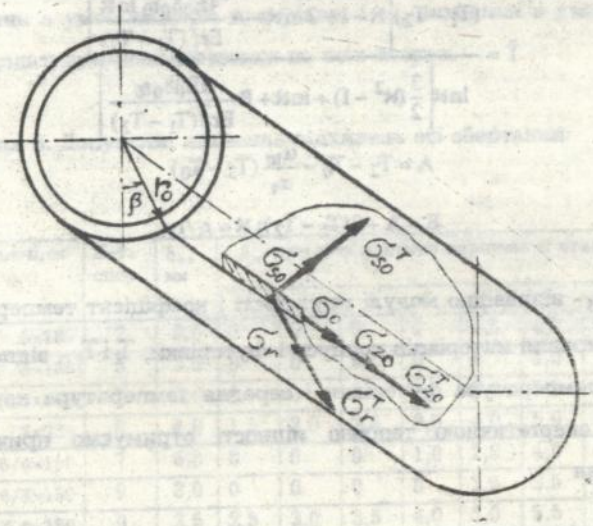


**Рис. 5.** Схема напружень в корпусі обертового агрегата.

$$W_0 = p\frac{r_0^2}{E_0\delta_0} + \alpha_{to}(T_3 - T_0)r_0, \qquad (15)$$

звідки легко знайти умову дотикання футерівки з оболонкою.

Кільцеві напруження в корпусі можна записати у вигляді

$$\sigma_{so}^T = p\, r_o/\delta_o. \qquad (16)$$

Поздовжні напруження від тиску нагрітої футерівки на корпус визначимо з виразів

$$\sigma_{zo}^T = E_0\alpha_{to}\left[T_2 - T_0 - \frac{\alpha_{to}}{\alpha_{to}}(T_3 - T_0) + \bar{T}\right], \qquad (18)$$

де

$$\bar{T} = \frac{(T_1 - T_2)\left[\aleph - 1 - 2\ln\aleph - A\dfrac{4E_0\delta_0 r_0 \ln\aleph}{Er_3^2(T_1 - T_2)}\right]}{\ln\aleph\left[\dfrac{3}{2}(\aleph^2 - 1) + \ln\aleph + B\dfrac{2E_0\delta_0 r_0}{Er_3^2(T_1 - T_2)}\right]};$$

$$A = T_2 - T_0 - \frac{\alpha_{to}}{\alpha_t}(T_3 - T_0)$$

$$B = A + 2(T_1 - T_2);\ \aleph = r_1/r_3,$$

$E_0$, $E$ і $\alpha_{to}$, $\alpha_t$ - відповідно модулі пружності і коефіцієнт температурного розширення матеріалів корпусу і футерівки, $T_2$ і $T_3$ - відповідно зовнішня температура футерівки і середня температура корпусу. Згідно з енергетичною теорією міцності отримуємо приведене напруження

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{(\sigma_{zo} + \sigma_{zo}^T + \sigma_o)^2 + (\sigma_s + \sigma_{so}^T)^2 + (\sigma_{zo} + \sigma_{zo}^T + \sigma_o)(\sigma_s + \sigma_{so}^T)}. \qquad (18)$$

Результати обчислень вказаних напружень подано в табл. 2.

**Таблиця 2.** Напруження в корпусі обертової печі Ø5×185 м.

| Напруження, кПа·10² | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Прогони | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| $\sigma_{zo}$ | 419 | 284,5 | 244,2 | 291,7 | 238,5 | 262,3 |
| $\sigma_{xo}$ | 309 | 209,8 | 146,1 | 257,3 | 209,1 | 264,8 |
| $\sigma_{\theta}$ | 122 | 49,6 | 69,4 | 82,9 | 43 | 103,7 |
| $\sigma_{zr}$ | 767 | 484 | 417 | 555 | 437 | 543 |
| $\sigma^{T}_{xo}$ | 360 | 360 | 486 | 486 | 336 | 336 |
| $\sigma^{T}_{zo}$ | 65 | 65 | 120 | 120 | 95 | 95 |
| $\sigma_{T}$ | 1050 | 791 | 834 | 975 | 678 | 631 |

Користуючись розробленою методикою проведено розрахунок корпусів обертових печей і в табл. 3 подано значення максимально допустимих відхилень від прямолінійності їх осей обертання $\delta_m$, виходячи з умов міцності матеріалу, і $\delta_n$, виходячи з умови наявності додатнього навантаження на всіх опорах.

**Таблиця 3.** Допустимі значення відхилень осі обертання

| Розмір печі, м | К-ть опор | $\delta_n$, мм | $\delta_m$ при виготовленні корпусів зі сталей, мм** | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 5×185 | 7 | 5,0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1,5 | 4,5 | 7,0 | 7,5* |
| 5×185 | 8 | 3,5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1,0 | 2,5 | 6,0* |
| 4,5×170 | 7 | 6,0 | 0 | 0 | 0 | 1,5 | 3,0 | 5,5 | 6,5 | 8,0* |
| 7×230 | 8 | 4,0 | 1,5 | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 4,0 | 5,0 | 6,0 | 8,5* |
| 4/3,6/4×150 | 7 | 6,0 | 0 | 0 | 0 | 1,0 | 2,0 | 4,0 | 6,0 | 7,0* |
| 4/3,6/4×150 | 9 | 3,0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2,5 | 3,5 | 5,5* | 5,5* |
| 3,6/3,3/3,6×150 | 9 | 3,5 | 2,5 | 3,0 | 3,5 | 4,0 | 5,0 | 5,5 | 6,0* | 6,0* |

**Примітка:** **1-Вст3, М16С; 2-14Г, 09Г2, 19Г; 3-24Г, 14Г2,12ХГ; 4-15ГС, 14ХГС; 5-18Г2С; 6-25Г2С; 7-20ХГСА; 8-25ХГСА.

* При цих відхиленнях корпус провисає на всіх опущених опорах.

Аналіз результатів дає можливість стверджувати, що допустимі відхилення осі обертання для різних агрегатів істотно відрізняються від встановленого відповідними нормативами ±3 мм для всіх обертових печей. Отже, в технічних умовах та положеннях, що регламентують точність установки агрегатів, критерії призначення цього допуску необгрунтовані.

Допустимі відхилення осі обертання повинні встановлюватись заводом-виготовлювачем для кожного агрегата зокрема з врахуванням його конструктивних особливостей, технології виготовлення, матеріалу самого корпусу, умов експлуатації та прийнятого методу контролю.

У четвертому розділі - "Комплексне дослідження приводів"- розроблено теоретичні основи розрахунку енергозатрат на обертання агрегатів і з'ясовано їх залежність від окремих чинників.

Потужність приводу обертового агрегата витрачається в основному на переміщення, перемішування і подрібнення матеріалу, на подолання сил тертя, а також пружні деформації окремих елементів. Отож, загальну потужність прводу можна отримати сумуванням окремих силових складових. При цьому її визначення проводиться з врахуванням чинників, які не брались до уваги іншими авторами.

На подолання моменту, створюваного випалювальними матеріалами (Рис. 3), буде затрачатись потужність приводу, яка визначиться з залежності:

$$N_m = \frac{\pi n}{9,55\eta} \sum_{i=1}^{k'} R_{cbi} L_i \rho_{mi} m_i r_{mi} \sin \Omega_i , \qquad (19)$$

де $n$ - швидкість обертання агрегата, $L_i$ і $m_i$ - відповідно довжина і коефіцієнт заповнення і-ї теплотехнічної зони: $k'$ - кількість теплотехнічних зон: $\eta$ -к.к.д. привода.

Перекочування бандажів по опорних роликах обумовлене втратами механічної енергії як на зовнішнє тертя в зоні контакту, так і на внутрішнє тертя, тобто пружний гістерезис у матеріалах доторкуваних тіл. З урахуванням вказаних явищ отримано вирази

$$N_b = \frac{nf_k}{9,55\eta} \sum_{i=1}^{n_{OA}} [Q_i R_{bi} (R_{bi} + R_{pi}) / R_{pi} \cos\alpha_i]. \qquad (20)$$

$$N_b = \frac{n}{4590\eta} \sum_{i=1}^{2n_{OA}} [Q_i b_i \alpha_{gi} (R_{bi} + R_{pi}) / R_{pi} \cos\alpha_i]. \qquad (21)$$

Тут $f_k$- коефіцієнт опору кочення; $n_O$ - кількість опор; $b_i$- півширина смуги контакту; $\alpha_g$ - коефіцієнт гістерезисних втрат.

При визначенні потужності привода, яка витрачається на тертя в підшипниках ковзання опорних роликів на підставі гідродинамічної теорії мащення з'ясовано, що умови рідинного тертя можуть мати місце лише при певних поєднаннях навантажень, швидкостей, в'язкості мастила та відносного зазору. У більшості випадків опори обертових агрегатів працюють в умовах змішаного тертя, коли між цапфою і вкладишем відбувається безпосередній контакт. При цьому, використовуючи функцію І.Я.Штаєрмана розподілу тиску при внутрішньому контакті двох циліндричних тіл близьких радіусів, отримуємо

$$Np = \frac{n}{19,1\eta} \sum_{i=1}^{4n_{OA}} [T_i d_i f_i D_{bi} C_i / D_{pi}], \qquad (22)$$

де $f_i$- коефіцієнт тертя ковзання; $C_i$ - коефіцієнт, значення якого визначається в залежності від кута контакту цапфи і вкладиша.

Розрахунками встановлено, що для рухомих посадок 7-го кваліте́ту кут контакту в навантажених з'єднаннях близький до 60, а

при рухомих посадках 12...14 кваліітетів він не перевищує 25°. При цьому значення коефіцієнта C знаходиться в межах 1,02...1,13.

У більшості випадків осі опорних роликів є непаралельними до осі бандажа, а тому виникає додаткове ковзання у зоні їх контакту. Додаткові затрати потужності при цьому становитимуть

$$N_{b.per} = \frac{n}{9,55\eta} \sum_{i=1}^{n_{OA}} (Q_i f_{bi} R_{bi} tg\beta_{ni} / \cos 2\alpha_i), \qquad (23)$$

де $n_O$ - кількість перекошених роликів; $f_b$ - коефіцієнт тертя ковзання у контакті бандажа з роликом.

При розрахунку потужності приводу слід враховувати і те, що корпус самого агреґата під дією ваги і прикладених до нього навантажень деформується як у поздовжньому, так і поперечних перерізах. Ці деформації зростають при викривленнях осі обертання. Потужність приводу, яка затрачується при цьому на обертання пружно-деформованого корпусу становитиме

$$N_0 = \frac{EI_0 n}{9,55R_d\eta} \sqrt{\frac{2GI_p}{I_0(E+\sigma_{max})}} (\cos\psi_1 - \cos\psi_o). \qquad (24)$$

У цьому виразі: $I_0$, $I_p$ і $R$ - відповідно осьовий та полярний моменти інерції і радіус викривлення оболонки корпусу; $\sigma_{ma}$ - максимальне нормальне напруження в оболонці; $\psi_o$ і $\psi_1$ - кути закручування початкового і кінцевого перерізів.

При викривленні геометричної осі, коли неправильно змонтований корпус встановлений на правильно виставлені роликові опори, центр його перерізу зміщується відносно осі обертання, потужність, яка затрачується на обертання ексцентрично розміщеного зафутерованого корпусу і матеріалу, що знаходиться у ньому, визначиться за залежністю

$$N_{mkf} = N_m + (\Delta G_m + \Delta G_{kf}) \frac{n\delta_m}{9,55\eta} \sin\frac{\pi nt}{30}, \qquad (25)$$

де $\Delta G_{kf}$ - вага викривленої частини корпусу з футерівкою; $\Delta G_m$ - вага випалювального матеріалу в даній частині корпусу; $\delta_m$ - величина викривлення геометричної осі корпусу.

Для обертової печі розміром 5х185 м, яка експлуатується у відповідності з Правилами технічної експлуатації при визначенні потужності приводу отримуємо такі значення окремих її складових у квт: $N_m$=481; $N_r$= 200 при f = 0,03; $N_b$= 600 при $f_b$= 0,03 і $\beta_n$= 50' ; $N_b$= 21; $N_0$= 29.

У подані вище вирази (20)...(25) входять сталі і змінні параметри, які в значній мірі залежать від умов роботи окремих вузлів. Так порушення тільки нормальної роботи одного підшипника опорного вузла збільшує потужність приводу на 50...80 квт, а зростання коефіцієнта тертя f на всіх опорах всього на 0,01 спричиняє перевантаження приводу до 12%. Перекіс опоринх роликів у межах 0,5...1° збільшує витрати потужності на 5...15%, а відхилення кута опирання бандажів на опорні ролики в межах 1° змінює потужність приводу на 2%. При односторонньому викривленні геометричної осі корпусу в прогонах у межах допуску коливання потужності за один оберт становлять 84 квт.

Проведеними теоретичними дослідженнями встановлено, що найбільший вплив на потужність приводу здійснює зміна коефіцієнтів тертя. Для визначення їх дійсних значень з врахуванням специфічних умов роботи створено експериментальні установки, які імітують роботу опорного вузла. Проектування та виготовлення устновок здійснювалось на основі механічного моделювання, яке обумовлювало геометричні, кінематичні та динамічні критерії подібності.

Результати проведених досліджень дали можливість встановити, що момент тертя кочення з ростом навантаження знаходиться у лінійній залежності від нього на всьому діапазоні розглядуваних

швидкостей. Коефіцієнт опору кочення при цьому зменшується і знаходиться в межах (2,5...11) $10^{-4}$ в залежності від швидкості (Рис.6).

Наявність відносного перекосу роликів по різному впливає на опір коченню. Так перекіс у дотичній площині на кут $\beta_t=3^\circ$ збільшує момент опору тертя кочення в 3...4 рази при малих навантаженнях і у 8...10 разів - при великих.

Перекіс у нормальній площині на такий же кут приводить до збільшення моменту тертя всього в 1,2...1,4 рази. Це є результатом більш значного додаткового проковзування в зоні контакту при перекосі в дотичній площині.

При дослідженні процесу тертя ковзання з'ясовано вплив на момент і коефіцієнт тертя основних чинників, які можуть змінюватись у процесі роботи. Зі збільшенням питомого навантаження момент тертя зростає, що особливо характерно для випадків використання малов'язких мастил. Коефіцієнт тертя при цьому зменшується. Причому різка зміна спостерігається при тиску до 1250 кПа. Числові значення коефіцієнта тертя ковзання в залежності від поєднання швидкості, навантаження і в'язкості мастила коливаються від 0,05 до 0,11 (Рис.7). Мінімальне значення коефіцієнта тертя має місце при роботі з використанням мастил з в'язкістю 120...220 сст.

Вплив відносного зазору стверджує, що підвищення точності виготовлення підшипників зменшує коефіцієнт тертя ковзання при всіх інших однакових чинниках.

Проведені дослідження дають можливість ствджувати, що основний вплив на потужність приводу здійснюють конструктивні особливості і чинники, які є наслідком порушення правил технічної експлуатації опорних вузлів.

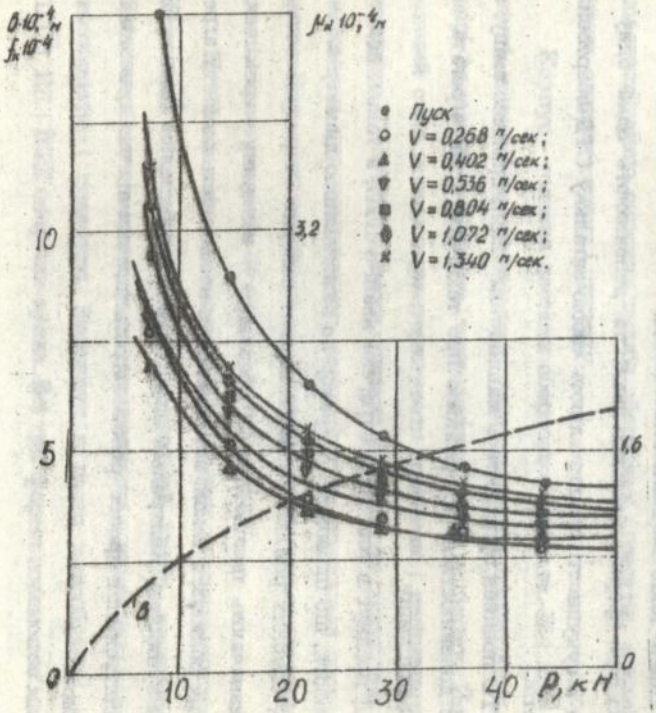


**Рис. 6.** Залежність коефіцієнта тертя кочення від навантаження.

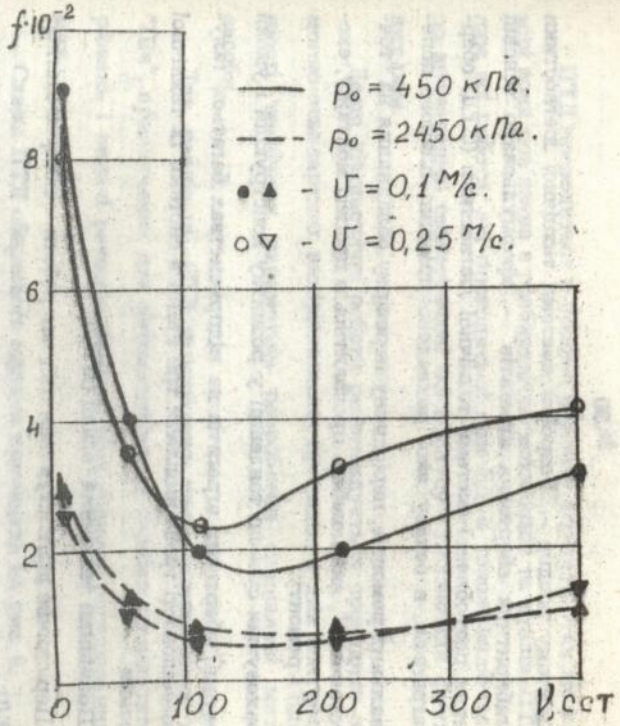


**Рис. 7.** Залежність коефіцієнта тертя ковзання від в'язкості мастила.

У п'ятому розділі - "Розробка системи технічної діагностики великогабаритних обертових агрегатів" - сформульовано основні положення розробленої системи технічної діагностики (СТД) обертових агрегатів, в основу якої покладено принцип планово-попереджувальних ремонтів, періодичну перевірку обладнання на "точність установки", яка повинна проводитись в процесі монтажу, експлуатації і ремонту.

Враховуючи сучасні тенденції у розвитку конструкцій і умови експлуатації обертових агрегатів на підприємствах багатьох галузей промисловості треба виділити три етапи в системи їх технічної діагностики:

1. Позмінний технічний огляд (ПТО);

2. Періодичне діагностування під час роботи - експрес-діагностика (ЕД);

3. Повна технічна діагностика (ПТД).

Всі три форми взаємозв'язані та доповнюють одна одну і тільки в сукупності представляють собою загальну СТД обертових агрегатів.

ПТО повинен проводитись машиністом, який приймає зміну, а також доповнюється інформацією про технічний стан агрегата за попередню зміну.

ЕД поєднує в собі всі роботи, пов'язані з ПТО, а також додаткові роботи, що проводить оператор по вимірюванню діаметрів бандажів, опорних роликів і діаметральних зазорів. За результатами ЕД визначають положення осі обертання і величину переміщень опорних роликів, а також встановлюють необхідність ремонту агрегата з зупинкою. Контрольні вимірювання і роботи пов'язані з ЕД проводяться як в процесі роботи агрегатів, так і під час зупинки їх на ремонт.

ПТД проводиться в процесі ремонту агрегатів, так як в значній мірі вона пов'язана з розбиранням механізмів та вузлів. ПТД охоплює всі роботи, які проводяться при ЕД, а також включає роботи по визначенню геометричної осі корпусу і положення фундаментних рам.

Деякі діагностичні роботи рекомендується проводити за допомогою стандартних вимірювальних праладів, а для контролю більшості технічних параметрів розроблено спеціальні методи та засоби.

Для реалізації СТД розроблено пакет прикладних програм "Піч", призначених для автоматизованої обробки результатів вимірювань і видачі рекомендацій по необхідному регулюванню окремих параметрів.

Схема ПТД обертового агрґата приведена на рис. 8.

Вказані форми розробленої СТД поєднують в собі всі роботи по діагностуванню окремих вузлів обертових агреґатів, зокрема корпусу, опорного вузла і приводу.

Корпус - головна частина обертового агреґата. Від його жорсткості, міцності та правильності геометричних параметрів в значній мірі залежить надійність технологічної лінії в цілому. Його технічний стан можна характеризувати прямими і непрямими параметрами. Для вимірювання прямих параметрів розроблені і рекомендовані для практичного використання спеціальні засоби контролю. Більшість непрямих параметрів визначаються візуально, а їх значення отримують на працюючому агреґаті.

Найбільш складним щодо забезпечення оптимальних умов експлуатації обертовіх агреґатів є опорний вузол, технічний стан якого необхідно визначати за параметрами з максимальною інформативністю і повнотою. Виходячи з цього розроблено процеси ПТО, ЕД і ПТД опорного вузла. Всі три форми взаємопов'язані і

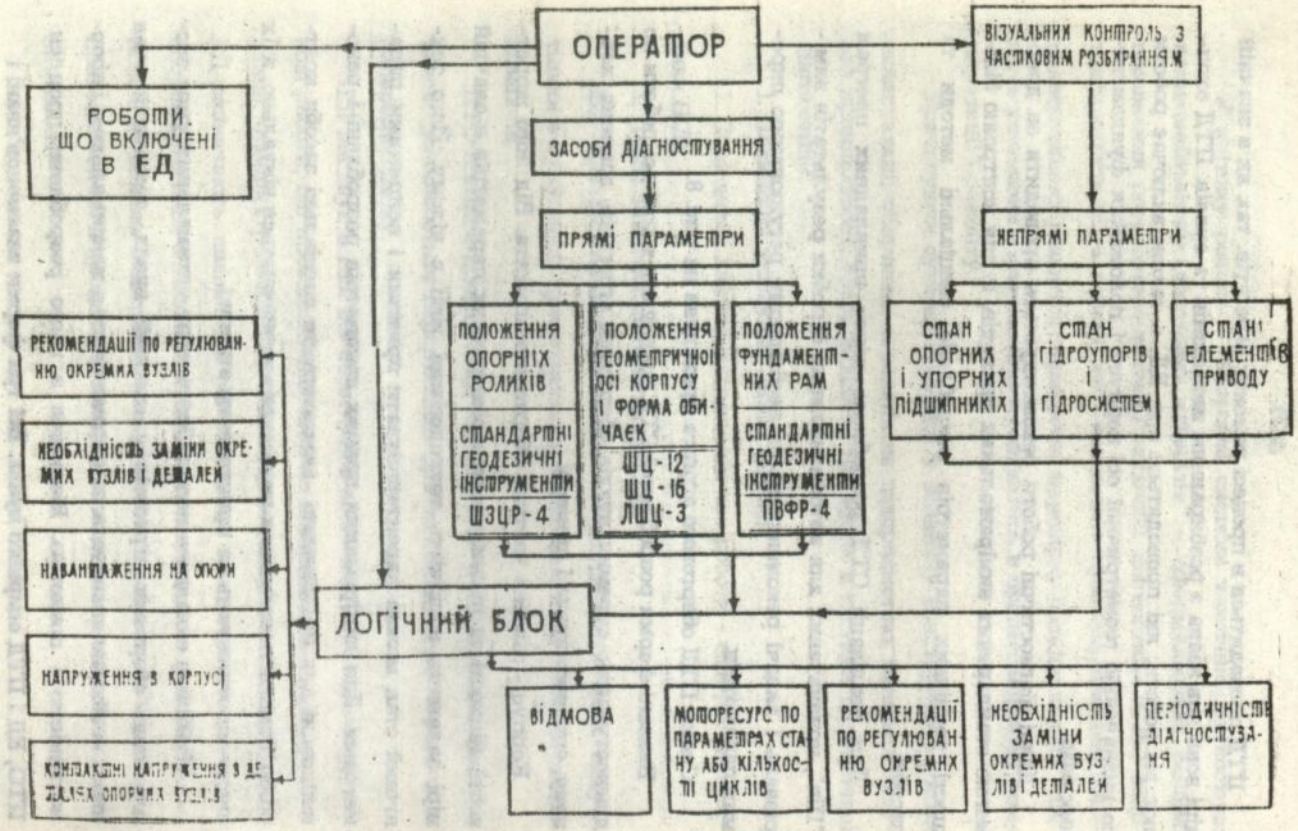


Рис. 8. Схема повної технічної діагностики обертового агрегата.

представляють загальну СТД опорного вузла, що, в свою чергу, є невід'ємною частиною СТД обертового агрегата в цілому.

Маючи значення прямих параметрів стану і ,порівнюючи їх з критичними значеннями, визначають моторесурс опорного вузла.

Для успішної реалізації результатів технічної діагностики крім висновків щодо технічного стану розроблено рекомендації по виведенню обертових агрегатів у найбільш оптимальний режим роботи. Як вище було з'ясовано, на кожен параметр стану є певний допуск, який в реальних умовах не завжди витримується, а певним чином коригується. А тому для логічного завершення технічної діагностики розв'язано задачу оптимізації налагоджувальних і регулювальних робіт з метою отримання найбільш оптимальних умов роботи самого обладнання.

У шостому розділі - "Підвищення показників надійності великогабаритних обертових агрегатів" - на підставі розробленої системи технічної діагностики розглянуто методи підвищення роботоздатності, безвідмовності, довговічності та інших показників надійності окремих вузлів обертових агрегатів у цілому.

Запропоновано конструкції бандажа і опорного ролика з підвищеною ремонто- і контролездатністю.

Вирішенню названої проблеми сприяє внесення принципових змін в самі конструкції окремих вузлів. З цією метою створені і запроваджені у виробництво методи та засоби автоматизації і механізації процесів регулювання взаємного положення елементів опорних вузлів.

Для спрощення процесу регулювання опорних роликів, забезпечення сталої віддалі і паралельності між ними запропоновано конструкції, в якій корпуси підшипників попарно з'єднуються відповідними тягами, що можуть змінювати свою довжину.

У такій конструкції горизонтальне зусилля повністю сприймається тягами і на фундаментну раму не передається.

Попередніми дослідженнями встановлено, що навантаження на опорні вузли в реальних умовах можеть значно зростати. Це приводить до різкого збільшення осьових зусиль, які сприймаються як окремими упорними вузлами, так і підшипниковими вузлами самих оопорних роликів. Для підвищення їх роботоздатності розроблено конструкції підшипникових вузлів, у яких перевантаження зведено до мінімуму. Це досягається за рахунок пружних елементів, які додатково встановлюються між підшипниками (Рис.9). У такій конструкції номінальне зусилля сприймає один підшипник, а перевантаження через пружний елемент передається на інший. Така конструкція на відміну від існуючої, передає зусилля в обох напрямках.

Найбільш раціональним методом підвищення надійності роботи і довговічності приоду є розробка конструкцій, які були б невразливими від похибок при монтажі і збиранні. Найбільш простою і раціональною по відношенню до існуючої відкритої зубчастої передачі приводу є конструкція, де підвінцева шестірня встановлена на важелі, вісь обертання якого розміщена на лінії зачеплення (Рис.10), тобто лінії дії рівнодійної від тангенціального і нормального зусиль. Завдяки тому, що рівнодійна R сприймається віссю і рамою, пружний елемент розвантажений, тобто для забезпечення нормальної роботи зубчастої передачі достатньо мінімального зусилля стискування пружин, необхідного для сприймання власної ваги шестірні з важелем.

Щоб з'ясувати позитивні якості і недоліки розроблених конструкцій, проведено силовий аналіз елементів зачеплення і дано їм комплексну оцінку. Згідно із запропонованою методикою оцінки можна вибрати найкращий варіант приводу для певного

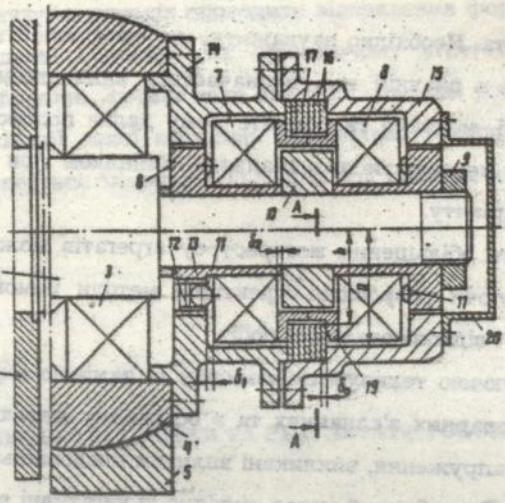

**Рис. 9.** Опорний ролик з пружним елементом в упорному вузлі.

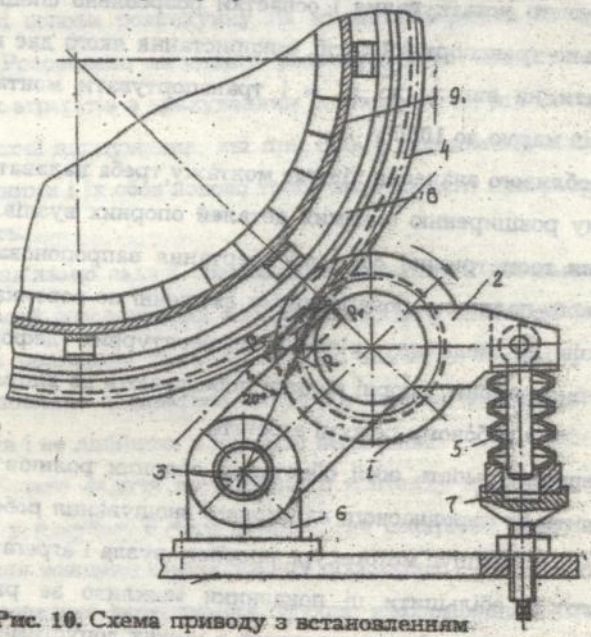


**Рис. 10.** Схема приводу з встановленням підвінцевої шестерні на важелі.

типу агреґата. Необхідно зауважити, що ефективність застосування приводу в значній мірі визначається зниженням затрат при експлуатації, монтажі та ремонті. Тому деяке подорожчання конструкції не може бути визначальним чинником при виборі оптимального варіанту.

Значного збільшення моторесурсу агреґатів можна досягнути використовуючи розроблені ефективні методи ремонтно-налагоджувальних і відновлювальних робіт.

За існуючою технологією ремонту із заміною окремих частин корпусу у зварних з'єднаннях та в основному металі з'являються додаткові напруження, викликані впливом поздовжнього згинаючого моменту. Розроблений метод ліквідує ці негативні явища.

Для прискорення темпів ремонтних робіт, зменшення кількості допоміжного устаткування і оснастки розроблено спеціальний підіймально-транспортний засіб, використання якого дає можливість піднімати на висоту до 17 м і транспортувати монтажні блоки корпусів масою до 1000 т.

Особливого значення під час монтажу треба надавати температурному розширенню окремих деталей опорних вузлів. Для вимірювання геометричної осі і осі обертання запропоновано метод , суть якого полягає у попередньому змішенні по вертикалі опорних перерізів на величину різниці температурних деформацій. По закінченні ремонту опорні ролики пересувають до випрямлення осі обертання в робочому режимі агреґата.

Непаралельність осей обертання опорних роликів і бандажів приводить до передчасного надмірного зношування робочих поверхонь. А це зменшує моторесурс опорного вузла і агреґата в цілому. Поновити і збільшити ці показники можливо за рахунок відновлення форми робочих поверхонь в межах допустимих діаметрів. З цією метою розроблено спеціальну методику, яка дозволяє на

відміну від існуючих методів проводити відновлення форми робочої поверхні бандажа і ролика на працюючому агрегаті без його зупинки і розбиранні. Займає така операція одну-дві робочі зміни.

Для реалізації даної методики розроблено токарний верстат, який встановлюється базпосередньо на опорі працюючого агрегата.

## ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ

1. Прооведено дослідження основних показників роботи обертових агрегатів, вибрано основні критерії оцінки їх якості. Створено теоретичні основи розрахунку на міцність окремих їх вузлів та деталей. Розроблено методику розрахунку на міцність корпусів обертових агрегатів з врахуванням температурної дії. Встановлено, що додаткові напруження, які при цьому виникають співрозмірні з механічними і їх обов'язково треба враховувати при розрахунках на міцність.

2. Розв'язано задачі зовнішнього контакту з довільним розміщенням осей доторкуваних тіл, що має місце у взаємодії бандажа з опорними роликами. Встановлено, що значення перекосу опорних роликів повинно задаватись виходячи з умов контактної міцності матеріалів і не лінійною, а кутовою величиною.

Розв'язано задачу внутрішнього контакту циліндрів близьких радіусів, у результаті чого встановлено емпіричні залежності для визначення товщини підбандажних прокладок.

3. Проведено дослідження пружно-деформованого стану окремих деталей опорних вузлів та опор обертових агрегатів у цілому.

Встановлено умови, за яких при розрахунку на міцність корпусів опори можна вважати абсолютно жорсткими конструкціями.

Теоретичним дослідженням відкритої зубчастої передачі встановлено умови найбільш оптимальної їх роботи.

4. Теоретично обгрунтовано і розраховано систему допусків на відхилення технічних параметрів стану від номінальних для найбільш типових великогабаритних обертових агрегатів, а саме обертових печей розмірами 4х150 м, 4,5х170 м, 5х185 м, 7х230 м та ін.

5. Проведено дослідження енергозатрат на обертання обертових агрегатів. Теоретичними розрахунками з'ясовано вплив окремих чинників на загальну потужність приводу.

Експериментальними дослідженнями встановлено найбільш сприятливі умови та геометричні розміри підшипників ковзання і кочення, які використовуються в опорах обертових агрегатів.

З метою створення найбільш надійної та економічної роботи приводу рекомендується застосування мастила з в'язкістю при робочій температурі не менше як 120 сст.

6. Створено систему технічної діагностики обертових агрегатів, розроблено алгоритм і програми технічного діагностування окремих вузлів, яке можна проводити під час зупинки і роботи агрегатів.

Однозначно визначені технічні параметри і функції стану опорних вузлів, корпусу і приводу. Встановлено відповідність між вказаними параметрами і функціями стану. Запропоновано методи і засоби контролю параметрів технічного стану, ефективність яких підтверджується використанням їх від моменту проектування до експлуатації та ремонту агрегатів.

7. Розроблено комплекс спеціальних приладів для вимірювання діаметрів, форми, зазорів, битти, температури, співосності, паралельності, перпендикулярності окремих деталей, вузлів та їх поверхонь.

Методи для контролю геометричної осі, осі обертання, положення опорних роликів, фундаментних рам базуються на безконтактних методах вимірювань механічних величин з використанням сучасної лазерної та обчислювальної техніки.

Методика технічної діагностики великогабаритної зубчастої передачі дозволяє контролювати геометрію і дефекти зачеплення на працюючому агрегаті і може бути застосована до будь-якого обладнання неперервної дії.

8. Запропоновано прогнозування технічного стану великогабаритних обертових агрегатів в цілому і їх вузлів зокрема на підставі результатів технічного діагностування. Теоретично розв'язано задачу і створено програму оптимізації параметрів стану, зокрема осі обертання обертової печі за діагностичними параметрами в межах розробленої системи допусків.

9. Для підвищення роботоздатності, безвідмовності, довговічності розроблено конструкції підвищеної ремонто- і контролездатності зокрема бандажів, опорних роликів, зубчастих коліс.

Підвищення роботоздатності агрегатів в цілому можна досягнути запровадивши розроблені конструкції з пружними елементами, які використовуються на обертових печах розміром 5x185 м, а також конструкції приводів, у яких підвінцева шестірня може самовстановлюватись в необхідних межах по відношенню до вінцевого колеса.

10. Для відновлення робочих поверхонь опорних роликів і бандажів, а разом з тим і моторесурсу, запропоновано конструкцію верстата, яким завод "Волгоцеммаш" комплектує обертові печі розміром 5x185 м.

11. Розроблено передову технологію ремонту обертових агрегатів, яка полягає у вирівнюванні і зменшенні робочих напружень у поперечних перерізах корпусів, що приводить до підвищення

роботоздатності і збільшення міжремонтних періодів. Запропонована методика використовується при ремонтах обладнання на більшості цементних заводів України.

12. Розроблені систама технічної діагностики, її методи і засоби, а також рекомендації з практичного їх використання, запроваджені майже на всіх заводах промисловості будівельних матеріалів України і багатьох країн СНД.

Майже всі методи і засоби контролю, а також запропоновані конструкції захищені авторськими свідоцтвами.

На протязі більше 10 років під керівництвом автора проводились щорічні курси підвищення кваліфікації інженерно-технічних працівників промисловості будівельних матеріалів, чорної і кольорової металургії, які займаються питаннями розрахунку, монтажу і налагоджуванням великогабаритного промислового обладнання.

13. Результати відображають дослідження, які виконувались на замовлення виробництв у 40 науково-дослідних госпдоговірних та бюджетних роботах і в більшості з них автор був відповідальним виконавцем або керівником.

Вартість робіт в цінах 1990 р. становила понад 1 млн крб., а економічний ефект від використання результатів на виробництві перевищив 3 млн крб.

**Основні публікації за матеріалами дисертаційної роботи:**

1. Кузьо И.В., Микольский Ю.Н., Шевченко Т.Г. Современные методы контроля установки оборудования. Львов, 1982, 144 с

2. Кузьо И.В., Шевченко Т.Г. Расчет и контроль установки агрегатов непрерывного производства, Львов,"Вища школа", 1987, 176 с.

3. Белоус Б.Д., Зинько Я.А., Кузьо И.В., Куриленков В.И., Пашистый В.А., Лозовой И.С., Баушев К.Е. Алгоритм и программа для выбора оптимального положения оси вращающейся печи по диагностическим параметрам. Деп. в УкрНИИНТИ 716-Ук87 от 11.02. 1987, 140 с.

4. Кузьо И.В., Пашистый В.А., Пономаренко А.Н. Жесткость опорного узла вращающейся печи. Деп. в УкрНИИНТИ, 58-Ук90, от 18.01.1990 г., 52 с.

5. Кузьо І.В., Микольський Ю.Н. До питання про положення осі обертання обертової печі. Вісник ЛПІ "Деякі питання динаміки та технології машин". Вид-во Львівського ун-ту, Львів, 1973, N 69, с. 69...74.

6. Кузьо И.В., Кычма А.А., Микольский Ю.Н. О динамических нагрузках в зацеплении открытой зубчатой передачи привода вращающейся печи. Сб. ЛПИ "Доклады и научные сообщения" Изд. объед."Вища школа" при Львовском ун-те, Львов, 1974, 134, с. 23...25.

7. Кузьо І.В., Микольський Ю.Н., Філатов Л.П. Про вплив перекосів опорних роликів на напружений стан деталей опорного вузла. Зб. ЛПІ "Деякі питання динаміки машин". Вид. об'єд. "Вища школа" при Львівському ун-ті, Львів, 1976, N 104, с. 8...12.

8. Кузьо И.В., Микольский Ю.Н., Кравченко В.М. Влияние взаимного положения деталей опорного узла на мощность привода вращающейся печи. Сб. ЛПИ "Доклады и научные сообщения". Изд.объед. "Вища школа" при Львовском ун-те, Львов, 1977, N8 /127/ с. 39...42.

9. Кузьо И.В., Кычма А.А., Микольский Ю.Н. Об оптимальных параметрах открытой зубчатой передачи привода вращающейся печи. Вестник ЛПИ "Технология машиностроения и динамическая

прочность машин". Изд. объед. "Вища школа" при Львовском ун-те, Львов, 1981, N 156, с. 50...52.

10. Микитин М.И.,Кузьо И.В. Влияние температуры на напряженное состояние корпуса и футеровки вращающейся печи. Вестник ЛПИ "Динамическая прочность машин и приборов". Изд.объед. "Вища школа" при Львовском ун-те, Львов, 1986,N 200, с.86...89.

11. Кузьо И.В., Панкевич Б.В. Техническая диагностика барабанных мельниц. Вестник ЛПИ "Динамическая прочность машин и приборов". Изд-во при Львовском ун-те. Изд. объед. "Вища школа", Львов, 1987, N 210, с. 57...59.

12. Кузьо И.В., Пономаренко А.Н. Определение жесткости опорного узла вращающихся печей. Вестник ЛПИ "Динамика и прочность машин и приборов". Изд-во при Львовском ун-те. Изд. объед."Вища школа", Львов, 1988, N 220, с. 59...61.

13. Кузьо И.В., Пашистый В.А., Зинько Я.А., Ванкевич П.И. Проектирование и изготовление оборудования с учетом требований технической диагностики. Труды ин-та "ВНИИЦЕММАШ", вып. XXX1, Тольятти, 1988, с. 11...13.

14. Зинько Я.А., Кузьо И.В. Техническая диагностика вращающихся печей. Труды ин-та "ВНИИЦЕММАШ", вып. XXX1, Тольятти, 1988, с. 14-17.

15. Кычма А.А., Павлыще В.Т.,Кузьо И.В., Пашистый В.А. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на работоспособность венцовой пары привода вращающейся печи. Труды ин-та "ВНИИЦЕММАШ". Вып. XXXП, Тольятти, 1989, с.66...71.

16. Кузьо И.В., Ванкевич П.И., Пашистый В.А. Деформации и напряжения в корпусе вращающейся печи вблизи вварного бандажа. Вестник ЛПИ "Динамика, прочность и проектирование

машин и приборов". Изд.объед. "Вища школа", Львов, 1989, N 230, с. 55...57.

17. Микольский Ю.Н., Кравченко В.М., Ханжонков Ю.С., Шевченко Т.Г., Кузьо И.В. Устройство для определения отклонения форм отверстий изделий. А.с. N 408140, 1974, бюл. N 47, 3 с.

18. Микольский Ю.Н., Зеленый И.Т., Кузьо И.В., Гнаткович С.А., Дорощук А.П. Монтажное подъемно-транспортное устройство. А.с. N 929537, 1982, бюл. N 19, 2 с.

19. Кузьо И.В., Бризе В.Й., Микльский Ю.Н., Ґрыцыняк Г.В., Шевченко Т.Г. Роликоопора вращающейся печи. А.с. N 976249, 1982, бюл. N 43, 4 с.

20. Кузьо И.В., Кычма А.А., Пашистый В.А., Бризе В.Й. Приводное устройство вращающейся печи. А.с. N 1213331, 1986, бюл. N 7, 4 с.

21. Кузьо И.В., Микольский Ю.Н., Процайло М.Ф., Ґрыцыняк Г.В. Устройство для определения взаимного положения опорных роликов вращающейся печи. А.с. N 1249302, 1986, бюл. N 29, 3 с.

22. Кузьо И.В., Пашистый В.А., Павлыще В.Т., Кычма А.А. Приводное устройство вращающейся печи. А.с. N 1395920, 1988, бюл. N 18, 3 с.

23. Кузьо И.В., Пашистый В.А., Пономаренко А.Н. Роликоопора вращающейся печи. А.с. N 1488700, 1989, бюл. N 23, 4 с.

24. Кузьо И.В., Пашистый В.А., Зинько Я.А., Ванкевич П.И., Платонов В.С. Футеровка вращающейся печи.А.с. N1527460, 1989, бюл. N 45, 3 с.

25. Кузьо И.В., Зинько Я.А., Ванкевич П.И., Пашистый В.А. Устройство для диагностики опорного блока вращающейся печи. А.с. N 1534263, 1990, бюл. N 1, 3 с.

26. Кузьо И.В., Пашистый В.А., Лозовой И.С., Бризе В.Й., Романуха М.А., Прокопец Е.Б. Способ ремонта вращающейся печи.

А.с. N 1534264, 1990, бюл. N 1, 4 с.

27. Пашистый В.А., Кузьо И.В., Логачев Ф.С., Вишнев А.В. Устройство для ремонта опорного ролика вращающейся печи. А.с. N 1537998, 1990, бюл. N 3, 4 с.

28. Ванкевич П.И., Пашистый В.А., Кузьо И.В. Упор вращающейся печи. А.с. N 1543209, 1990, бюл. N 6, 3 с.

29. Кузьо И.В., Ванкевич П.И.,Пашистый В.А., Зинько Я.А. Бандаж вращающейся печи. А.с. N 1608406,1990, бюл. N 43, 3 с.

30. Кузьо И.В., Пашистый В.А., Юзькив И.П. Способ определения нагрузок на опорный ролик вращающейся печи. А.с. N 16112194 1990, бюл. N 45, 3 с.

31. Кузьо И.В., Пашистый В.А., Зинько Я.А., Ванкевич П.И. Роликоопора вращающейся печи. А.с. N 1626065, 1991, бюл.N 5, 4с.

32. Кузьо И.В., Зинько Я.А., Пашистый В.А. Устройство для определения формы поперечного сечения корпуса вращающейся печи. А.с. N 1649228, 1991, бюл. N 18, 3 с.

33. Величко Л.Д., Микитин М.И., Кузьо И.В., Пашистый В.А. Способ оптимизации положения оси вращающейся печи. А.с. N 1659691, 1991, бюл. N 24, 6 с.

34. Кузьо И.В., Пашистый В.А., Романуха М.А., Сохацкий Л.Я. Устройство для определения нагрузок на опорный ролик вращающейся печи. А.с. N 1659692, 1991, бюл. N 24, 3 с.

35. Кузьо И.В., Пашистый В.А., Понимаш В.А., Гилевский С.Л. Способ диагностики оси, преимущественно опорного ролика вращающейся печи и устройство для его осуществления. А.с. N 1659693, 1991, бюл. N 24, 3 с.

36. Кузьо И.В., Пашистый В.А., Домбровский В.Г., Максымчук Ю.Ю. Угломер для определения углов установки опорных роликов вращающейся печи. А.с. N 1670348, 1991,бюл. N 30, 2 с.

37. Кузьо И.В., Пашистый В.А., Понимаш В.А., Гилевский С.Л. Устройство для определения нагрузок на опоры вращающейся печи. А.с. N 1719843, 1992, бюл. N 10, 3 с.

38. Пашистый В.А.,Кузьо И.В., Платонов В.С. Устройство для контроля нагрузок на роликоопоре вращающейся печи. А.с. N 1719846, 1992, бюл. N 10, 3 с.

39. Кузьо И.В., Пашистый В.А., Ванкевич П.И., Микитин М.И. Способ измельчения материалов и устройство для его осуществления. А.с. N 1729587, 1992, бюл. N 16, 6 с.

40. Кузьо И.В., Пашистый В.А., Зинько Я.А. Устройство для диагностирования корпуса вращающейся печи. А.с. N 1767311, 1992, бюл, N 37, 3 с.

41. Кузьо И.В., Ванкевич П.И., Величко Л.Д., Белоус Б.Д. Футеровка вращающейся печи.А.с. N 1803694, 1993, бюл. N 11, 2 с.

42. Кузьо И.В., Пашистый В.А., Ванкевич П.И., Яремкевич С.К. Приводное устройство вращающейся печи. А.с. N 1825949, 1993, бюл. N 25, 3 с.

43. Кузьо И.В. Влияние положения осей на износостойкость деталей опорных узлов вращающейся печи. Сб.молодых ученых ЛПИ "Механика и машиностроение", N 3. Библ. указатель ВИНИТИ "Депонированные рукописи", 1980, N 11 109, 7 с.

44. Кузьо И.В., Лозовой И.С., Баушев К.Е. Методика автоматизированного расчета силовых факторов, действующих в корпусе вращающейся печи. Деп. в УкрНИИНТИ N 3556-Д82. Библ. указатель ВИНИТИ" Депонированные рукописи", 1982, N 9 131, 13 с

45. Зинько Я.А., Кузьо И.В., Смерека И.П., Пашистый В.А. Техническая диагностика вращающейся печи. Деп. в УкрНИИНТИ N 2454-Ук86 от 31.10.1986 г., 16 с.

46. Смерека И.П., Кузьо И.В., Пашистый В.А., Зинько Я.А. Расчет контактного взаимодействия подбандажной обечайки с бан-

дажом врашающейся печи. Деп. в УкрНИИНТИ N 1195-Ук87 от 13.04.1987 г., 25 с.

47. Смерека И.П., Кузьо И.В., Куриленков В.И., Зинько Я.А. Пашистый В.А. Программа автоматизированного расчета деформаций подбандажной обечайки. Деп. в УкрНИИНТИ N 1772-Ук87 от 30.06.1987 г., 18 с.

48. Кузьо И.В., Зинько Я.А., Домбровский В.Г. Техническая диагностика трубных мельниц. Тезисы докладов к Всесоюзной конференции. Часть 7 "Технология машиностроения и материаловедения", Белгород, 1989, с. 87.

49. Кузьо І.В. Технічна діагностика обертових оболонок типу цементної печі. Тези доповідей 1-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові, 18-20 травня 1993 р., м. Львів, с. 267-268.

50. Кузьо І.В. Підвищення показників надійності обладнання для виробництва будівельних матеріалів. Тези доповідей 2-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові, м. Львів, 4-6 травня 1995 р., с. 59.

Всього за темою дисертаційної роботи опубліковано понад 130 наукових праць.

**Кузьо И.В. Прочность и надежность крупногабаритных вращающихся агрегатов непрерывного действия.**

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.02 - машиноведение. Государственный университет "Львовская политехника", Львов, 1995. Защищается диссертация, которая содержит теоретические основы расчета на прочность, систему и методы технической диагностики крупногабаритных вращающихся агрегатов непрерывного действия, разработки по созданию новых узлов, методов их ремонта и восстановления, а также практические рекомендации с целью повы-

шения показателей их надежности. Установлено, что допуск на отклонение технических параметров состояния отдельных узлов от номинальных значений должен назначаться заводом-изготовителем для каждого агрегата в отдельности с учетом его конструктивных особенностей, технологии изготовления, условий эксплуатации и принятых методов контроля. На этой основе разработан комплекс специальных средств диагностирования, который используется на практике на многих промышленных предприятиях Укрины и стран СНГ.

**Ihor V. Kuzio. The Strength and Reliability of Continuous Action Large-dimension Revolving Units.**

A technical science doctor's thesis in the field of 05.02.02 - "Machinery". State University "Lviv Polytechnic", Lviv, 1995.

The Thesis which is defended contains the theoretical principles of stress calculations, the system and methods of tecnical diagnostics of the continuous action lage-dimension revolving units, the elaboration of the criation of new parts and methods for their repair and rehabilitation, as well as practical recomendation on ways to increace their reliability.

It has been established that the tolerance within technical parameters of every part of the unit must be fexed by the producing plant for each unit, while taking into contsideration its design, technology conditions of utilization and methods of control.

On this basis a complex diagnostical means has been worked out. These means have been put into practice by many enterprises in Ukraine and the CIS.

**Ключові слова:** міцність, надійність, жорсткість, розрахунок, технічна діагностика, обертовий агрегат, обладнання.

Кузьо І.В.

**Кузьо Ігор Володимирович**

# МІЦНІСТЬ ТА НАДІЙНІСТЬ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ АҐРЕҐАТІВ НЕПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

Спецтальність 05.02.02 - Машинознавство

Автореферат

на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук

Підписано до друку 21.11.95 р. Формат 60x84 1/16.

Друк офсетний. Ум друк арк. 2,7. Тираж 100. Зам. 998.

Друк ПТУ № 58. 290008, Львів, ів. Федорова, 9.