

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

На правах рукопису

Слободян Володимир Іванович

УДК 622.692.4

**РАЦІОНАЛЬНЕ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ
РЕСУРСІВ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ
МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ**

Спеціальність 05.15.13 – Трубопровідний транспорт, нафтогазосховища

*Всі примірники дисертації ідентичні
за змістом.
Вчений секретар спеціалізованої вченої
ради Д 20.057.04 *[підпис]* Пилипів А.В.
ДИСЕРТАЦІЯ 15.02.2011р.*

на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Науковий керівник –

Грудз Володимир Ярославович,
доктор технічних наук, професор

Івано-Франківськ – 2011



d392

ЗМІСТ

ВСТУП

С.
4

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ І ФОРМУВАННЯ ЗАВДАНЬ

ДОСЛІДЖЕННЯ

9

- | | | | |
|----|----|---|----|
| 1. | 1. | Характеристика сучасного стану та розвиток газотранспортної системи України | 10 |
| 1. | 2. | Принципи енергозбереження при експлуатації газотранспортної системи України | 13 |
| 1. | 3. | Компресорні станції та їх основне обладнання | 18 |
| 1. | 4. | Технологічні трубопроводи компресорних станцій | 29 |
| 1. | 5. | Багатоцехові компресорні станції | 33 |
| 1. | 6. | Конкретизація завдань дослідження | 36 |

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

ГАЗОВИХ ПОТОКІВ У СКЛАДНИХ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ

СИСТЕМАХ

38

- | | | | |
|----|----|---|----|
| 2. | 1. | Аналіз стаціонарних режимів роботи газотранспортних систем | 40 |
| 2. | 2. | Енергетична ефективність використання високопотужних ГПА на компресорних станціях багатониткових систем | 51 |
| 2. | 3. | Характеристика квазістаціонарних режимів роботи багатоцехових компресорних станцій | 59 |
| 2. | 4. | Висновки до розділу 2 | 64 |

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ
ТРУБОПРОВODІВ КС ТА ЇЇ ПІДВИЩЕННЯ

	СТРІЧКОВИМИ БАНДАЖАМИ	66
3. 1.	Забезпечення безаварійної експлуатації протипомпажних ліній ГПА	66
3. 2.	Дослідження поверхонь руйнування зразків із технологічних газопроводів КС	79
3. 3.	Підвищення міцності трубопроводів КС стрічковими бандажами	95
3. 4.	Висновки до розділу 3	106

РОЗДІЛ 4

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ
ТРАНСПОРТУВАННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ

4. 1.	Оцінка ступеня можливого використання резервів газотранспортних технологій	110
4. 2.	Підвищення ефективності застосування ТДУ в системах регулювання і розподілу природного газу	116
4. 3.	Використання установок малої потужності	118
4. 4.	Впровадження виробничо-експериментальної турбодетандерної установки на Богородчанській ГРС	127
4. 5.	Висновки до розділу 4	131

	ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ПІДСУМКОВІ ВИСНОВКИ	132
--	--	-----

	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	134
--	----------------------------	-----

	ДОДАТКИ	147
--	---------	-----

ВСТУП

Актуальність теми. Неухильне зростання ролі трубопровідного транспорту газу як засобу диверсифікації енергетичних джерел та життєва необхідність визначального для енергетичної стратегії України раціонального використання енергоресурсів, вимагає вирішення задачі підвищення надійності та ефективності роботи газоперекачувальних агрегатів (ГПА) компресорних станцій (КС), які змінюють свою структуру та технологічне навантаження, а також піддаються з часом фізичному та моральному старінню. Відомі на сьогодні методи оптимізації ремонтів та обслуговування газотранспортних систем не дають змоги вирішити питання підвищення надійності ГПА з урахуванням їх поточного стану. Ефективність експлуатації газоперекачувальних агрегатів може бути підвищена шляхом правильного встановлення термінів і послідовності проведення планово-попереджувальних ремонтів за реальним технічним станом агрегату, який як відомо, може змінюватись і безперервно, і дискретно. Тому оцінка технічного стану ГПА визначає не тільки його здатність до виконання процесу компримування газу на КС, але й міру споживання енергоносіїв для виконання цієї важливої задачі. У зв'язку з сказаним, характер експлуатації газоперекачувальних агрегатів і системи їх обслуговування, а також бережливе використання прихованих технологічними процесами резервів економії енергетичних носіїв, на даному етапі експлуатації газотранспортних систем мають особливо актуальне значення. В такій постановці задача забезпечення надійності і економічності експлуатації ГПА, особливо для умов складних газотранспортних систем, може бути практично реалізована, а її результати використані при плануванні технічного обслуговування агрегатів і забезпечення їх оптимальної експлуатації (Державний реєстраційний № 0110U000145).

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Робота носить науково-прикладний характер і входить в комплекс тематичних планів НАК “Нафтогаз України“, спрямованих на підвищення надійності експлуатації газотранспортного комплексу і окреслених Національною програмою “Концепція розвитку, модернізації і переоснащення газотранспортної системи України на 2009 - 2015 рр.“, і виконана в рамках держбюджетної теми “Удосконалення наукових основ управління технологічними процесами видобування та транспортування нафти і газу з мінімальними енергозатратами“.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є удосконалення методів експлуатації складних газотранспортних систем (ГТС) великої пропускної здатності для більш повного використання енергоресурсів на транспортування газу і прихованих резервів виробництва.

Поставлена мета досягається шляхом реалізації наступних завдань:

1. Визначення резервів використання енергоресурсів при експлуатації складних газотранспортних систем і прихованих резервів виробництва.
2. Дослідження раціонального розподілу навантаження між цехами багатоцехових компресорних станцій та залежно від розподілення газових потоків у складних газотранспортних системах.
3. Оцінка втомної міцності та тріщиностійкості технологічних трубопроводів компресорних станцій і розробка заходів з їх підвищення.
4. Виявлення і обґрунтування можливості використання прихованих енергетичних резервів у структурі складних газотранспортних систем великої пропускної здатності.
5. Апробація у виробничих умовах запропонованих заходів і засобів та розробка рекомендацій з подальшого підвищення їх ефективності.

Об'єктом дослідження є елементи складних газотранспортних систем ДК“Укртрансгаз“ НАК“Нафтогаз України“.

Предметом дослідження є енергетичні ресурси компресорних станцій магістральних газопроводів.

Методи дослідження: системний аналіз експлуатаційних параметрів ГПА, традиційні методи аналізу показників експлуатації ГПА, методи побудови експлуатаційних характеристик ГПА, кореляційно-регресійний аналіз, факторний аналіз, методи математичного програмування, виявлення впливу організаційно-технічних чинників на ефективність експлуатації.

Положення, що захищаються. Вплив характеристик режиму і розподілу потоків газу в складних газотранспортних системах на енерговитрати на транспортування газу, виявлення і використання прихованих енергорезервів..

Наукова новизна отриманих результатів.

Вперше:

- на основі статистичного аналізу і аналітичних досліджень показників експлуатації компресорних станцій складних газотранспортних систем показано, що в умовах квазістаціонарного режиму можуть виникати високочастотні пульсації тиску з значною амплітудою;
- на основі аналізу газових потоків у складних газотранспортних системах показано, що енерговитрати на компримування газу ГПА великої одиничної потужності суттєво залежать від перерозподілу витрат газу між паралельними нитками системи, що підвищує ефективність регулювання режимів складних ГТС;
- на основі експериментальних досліджень моделей - “вирізок“ отримано залежності параметрів опору втомному руйнуванню труб протитомпажних ліній для забезпечення їх надійності при реконструкції.

Удосконалено:

- метод оцінки показників енерговитрат на транспортування газу залежно від розподілу продуктивності для багатоцехових КС;
- принципи використання прихованих енергоресурсів на КС.

Практичне значення отриманих результатів. Встановлені закономірності раціонального розподілу газових потоків у складних газотранспортних системах використано для розробки режимів роботи багатоцехових компресорних станцій з метою економії енерговитрат на транспортування газу; розроблено алгоритми і

програми розрахунку, які використовуються на практиці в Богородчанському ЛВУМГ.

На основі досліджень пульсацій тиску у вхідних лініях КС встановлено їх пошкоджуючий вплив на втомну міцність трубної сталі; розроблено технологічний регламент і проведено реконструкцію системи обв'язки ГПА на КС-39.

Запропоновано методи прогнозування та практичного використання прихованих енергорезервів, які впроваджено в практику в Богородчанському ЛВУМГ .

Особистий внесок здобувача. Удосконалено принципи використання прихованих енергоресурсів технологічних процесів та створено і впроваджено у виробництво турбодетандерну установку.

Встановлено, що для багатоцехових КС складних ГТС при роботі на непроектних режимах важливе значення на енерговитратність перекачування має розподіл газових потоків між нитками складної газотранспортної системи.

Показано, що флуктуації витрати газу в умовах квазістаціонарного режиму роботи газопроводу призводять до пульсацій тиску на вході компресорної станції, встановлено амплітудно-частотні характеристики коливного процесу.

Досліджено втомну міцність трубної сталі технологічних трубопроводів КС, запропоновано методи їх підсилення з застосуванням бандажів.

Автор брав безпосередню участь в розробці і впровадженні у виробництво запропонованої техніки і технологій .

Апробація результатів дисертації. Результати досліджень доповідались на:

- науково-практичної конференції факультету нафтогазопроводів, 7-8 травня 1998 р., м.Івано-Франківськ;

- міжнародній науково-технічній конференції “Ресурсозберігаючі технології у нафтогазовій енергетиці“, 16-20.04.2007, м.Івано-Франківськ;

- нараді ДК Укртрансгаз НАК “Нафтогаз України” “Проблеми довгострокових реконструкцій ПСГ та шляхи їх вирішення”, 17-20 квітня 2007 р., м.Яремче;

- всеукраїнській науково-практичній конференції “Оптимізація наукових досліджень - 2009“, 17 червня, 2009 р., м. Миколаїв;

- всеукраїнській науково-практичній конференції “Передовий науково-практичний досвід - 2009“, 17 вересня 2009 р., м. Миколаїв;

- всеукраїнській науково-практичній конференції “Шляхи підвищення ефективності експлуатації трубопровідного транспорту нафти і газу та підготовка кадрів галузі“, 2-3 вересня 2010 р., м. Івано-Франківськ.

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 11 друкованих праць, з яких 6 у фахових виданнях ВАК, 2 деклараційні патенти.

Структура дисертації. Дисертація складається з вступу, 4-х розділів, висновків та додатків, які викладені на 146 стор. машинописного тексту і містять 3 табл., 55 рис., та 2 додатки на 3 стор. Список використаних літературних джерел містить 127 найменувань.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ І ФОРМУВАННЯ ЗАВДАНЬ

ДОСЛІДЖЕННЯ

Природний газ посідає сьогодні особливе місце в структурі енергоспоживання в Україні з часткою понад 40%, що вдвічі перевищує цей показник у світі. За останні 25 років загальне енергоспоживання в світі збільшилося майже на 40%, у той же час споживання газу - на 65%. Така динаміка росту використання цього виду палива пояснюється його надійністю, зручністю, економічністю й особливо - екологічністю.

Газотранспортна система України (ГТС) - найпотужніша у світі за обсягом транзиту - виконує дві основні функції: забезпечення природним газом внутрішніх споживачів, а також транзит російського природного газу в європейські країни. Газотранспортна система складається з 37 тис. км газопроводів із компресорними станціями, 13 підземних сховищ газу (ПСГ), мережі газорозподільних (ГРС) і газовимірювальних (ГВС) станцій (рис.1.1).

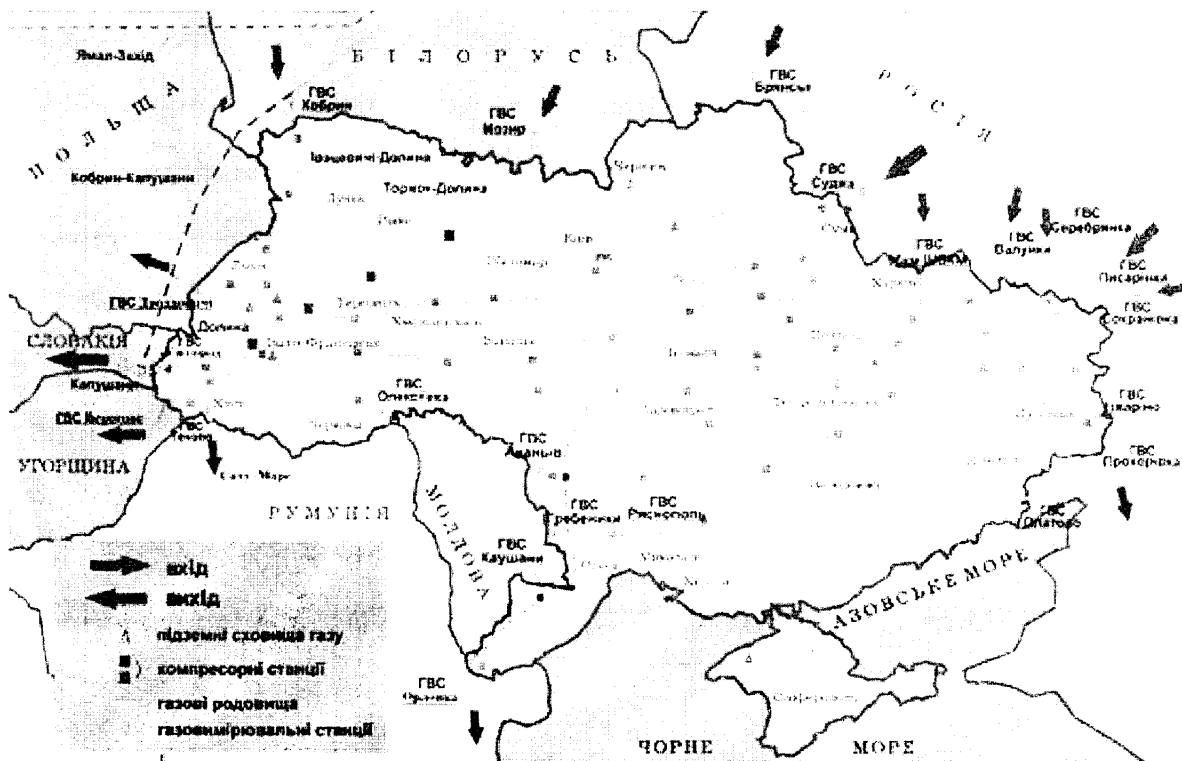


Рис. 1.1. Схема газотранспортної системи України

Принципи реалізації державної політики щодо функціонування газотранспортної системи України, підтримання її належного технічного стану та забезпечення надійності функціонування визначені Законами України “Про трубопровідний транспорт” та “Про нафту і газ”, “Енергетичною стратегією України на період до 2030 року”.

Загальні засади розвитку ГТС України продиктовані збільшенням обсягів транзитного транспортування природного газу з місць його видобування (родовищ Сибіру) до основних споживачів, які представлені в основному промисловими підприємствами та побутовим сектором Західної Європи. На шляху потужних газових потоків зі сходу на захід лежить територія України, якій належить бути основним газовим транзитним транспортером.

1.1. Характеристика сучасного стану та розвиток газотранспортної системи України

Газотранспортна система України (ГТС) складається з 37,6 тис. км газопроводів різного призначення та продуктивності, 73 компресорних станцій із 110 компресорними цехами, де встановлено 703 газоперекачувальні агрегати загальною потужністю 5,4 тис. МВт, 1607 газорозподільних станцій, 13 підземних сховищ газу (ГТС) загальною місткістю за активним газом понад 32,0 млрд. м³ та об'єктів інфраструктури. За активною ємністю ПСГ Українська ГТС займає друге місце в Європі (рис.1.2).

На "вході" ГТС спроможна прийняти до 290 млрд. м³, а на “виході” передати 175 млрд. м³ природного газу, в т.ч. 140 млрд. м³ - до країн Західної та Центральної Європи. На сьогодні близько 29% газопроводів відпрацювали свій амортизаційний термін, майже 60% експлуатуються від 10 до 33 років. Майже третина із 703 ГПА КС виробила свій моторесурс або близька до цього і потребує реконструкції.[3]

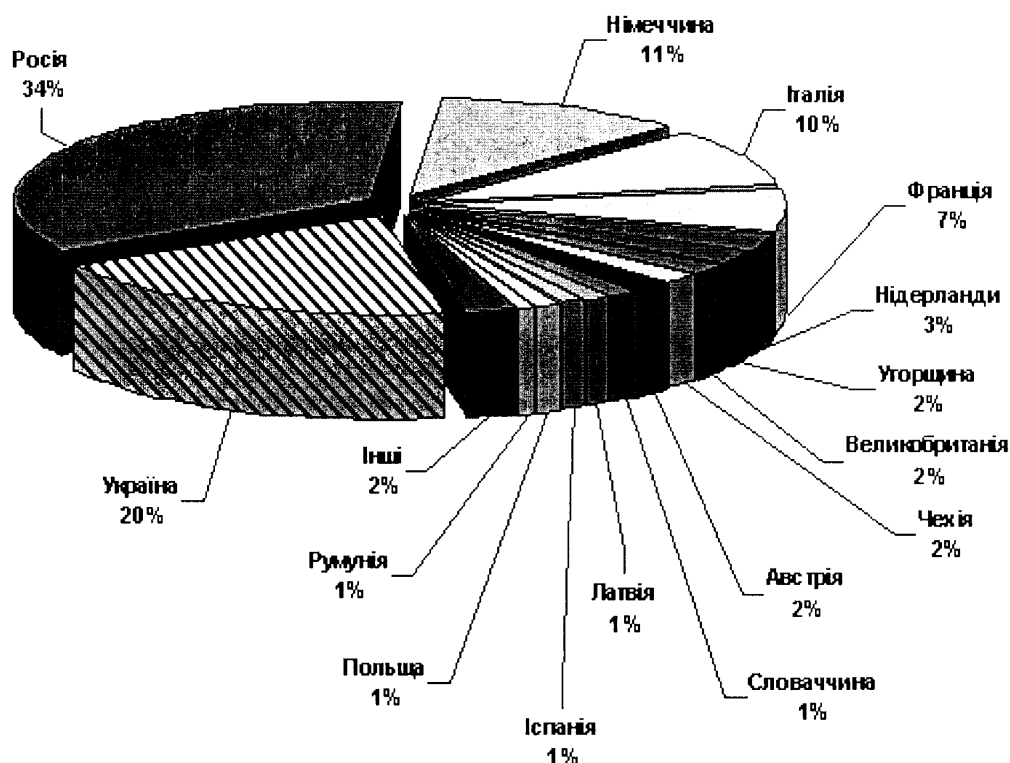


Рис. 1.2. Частка активної місткості ПСГ країн Європи.

Забезпечення споживачів природним газом здійснюється газовими мережами тиском до 1,2 МПа, довжина яких складає близько 287 тис. км. Необхідний режим газопостачання в цих мережах забезпечують близько 51 тис. газорегуляторних пунктів (ГРП).

Система газопостачання природного газу тиском до 1,2 МПа має значний ступінь зносу і, крім цього, експлуатується в складних умовах інженерної інфраструктури населених пунктів. Так, 11,6 тис. км розподільчих газопроводів (або близько 7%) та 4,9 тис. ГРП (або близько 14%) вже відпрацювали свій амортизаційний термін.

Зважаючи на терміни експлуатації газопроводів та їх технічний стан, для підтримання надійного та ефективного функціонування до 2015 року планується повністю завершити реконструкцію всіх компресорних станцій. До 2030 року буде завершено модернізацію та техпереоснащення газотранспортної системи з використанням найбільш сучасних та ефективних технологій.

На період до 2030 року за даними [4] в реконструкцію газотранспортної системи необхідно вкласти понад 92,4 млрд.грн. Планується довести завантаженість ГТС до проектних показників та збільшення її транзитних потужностей на 30 - 35 млрд. м³ газу на рік за рахунок будівництва КС на газопроводі Торжок-Долина, другої нитки газопроводу "Ананьїв-Ізмаїл" та газопроводу в напрямку Ужгорода. Збільшення потужності ПСГ до 7 млрд. м³/рік можливе за рахунок реконструкції та техпереоснащення Солохівського, Пролетарського та Більче-Волинсько-Угерського ПСГ.

У 2009 році балансові втрати газу при транспортуванні по ГТС України склали 1,06 млрд м³ (0,5% загального обсягу, що надійшов у країну).

Під час транспортування російського газу до Європи ДК "Укртрансгаз" витрачає близько 7 млрд м³ газу на рік (технологічний газ).

"Низьку ціну на транспортування газу з Росії до ЄС Україна компенсувала низькими цінами на блакитне паливо для внутрішніх споживачів. По суті, за рахунок "Укртрансгазу" оплачували субсидії бізнесу та населенню, а компанія не мала змоги виділяти достатньо грошей на модернізацію ГТС, - каже Володимир Омельченко, провідний експерт енергетичних програм Центру Разумкова. - На ці потреби щороку слід виділяти щонайменше \$500 млн, а реально протягом кількох років ці статті витрат фінансували на 25-30%". "Принаймні третину грошей, які виділяли на ГТС, розкрадали, - розвиває тему Олександр Тодійчук, президент Київського міжнародного енергетичного клубу Q-club. - Саме тому потрібних регламентних робіт із підтримки ГТС у належному стані не виконували, технічні кондиції системи почали погіршуватися, і країни Євросоюзу всерйоз занепокоїлися" [3].

На березень 2009 загальна сума інвестицій, необхідних для модернізації та реконструкції ГТС України, складала 3 млрд. 18,5 млн. дол., у т.ч.:

- на реконструкцію та будівництво компресорних станцій - 1435,3 млн. дол.,
- на модернізацію лінійної частини газопроводів - 616,3 млн. дол.,
- на підземні сховища газу - 455,3 млн. дол.,

- на будівництво нових газовимірювальних станцій (ГВС) на вході в газотранспортну систему України (тобто на східному кордоні з Росією) - 448 млн. дол. (газовимірювальні станції на східному кордоні, мінімум дев'ять, дуже потрібні Україні, адже досі всі виміри здійснюються на російському боці).

Вартість модернізації та реконструкції ГТС України є набагато дешевшою, ніж будівництво нових магістралей.

1.2. Принципи енергозбереження при експлуатації газотранспортної системи України

Споживання природного газу в Україні 2010 року порівняно з 2009-м зменшилося на 4,1 млрд. кубометрів. Однак наша держава стабільно посідає місце в першій десятці країн світу за обсягом споживання природного газу і третє місце - за обсягами його імпорту. Україна закуповує 50 - 55 млрд. кубометрів газу на рік, або 71% від його загальних обсягів споживання, тобто частка імпорту в газовому балансі України критично висока. При цьому держава витрачає шалені кошти на закупівлю газу. Якщо в 2007 році газ коштував Україні 6,5 млрд. дол. (ціна тисячі кубометрів газу складала 130 доларів), то в 2008-му - вже понад 9 млрд. дол. (179,5 дол. за тисячу кубометрів). Залежність від одного джерела газопоставок порушує баланс енергетичної безпеки і ставить економіку України в надмірну залежність від тенденцій зовнішньоекономічної політики Росії. Одним із чинників катастрофічного стану паливно-енергетичного комплексу є надзвичайно велике споживання енергоносіїв на одиницю виробництва внутрішнього валового продукту: Україна витрачає в 2,6 рази більше, ніж країни Західної Європи і світу. Фактично Україна зажила слави однієї з найбільш енерговитратних країн світу: рівень витрат становить 2,2% від світової частки первинної енергії, тоді як кількість населення ледь сягає 1% від світової. У цьому сенсі Україна може скористатися досвідом Європи з подолання енергетичної кризи 70-х років минулого століття. В індустріальних країнах Заходу зростання в кілька разів цін на енергоносії внаслідок двох нафтових криз (1973 - 1974 та 1979 - 1980 років)

призвело до наполегливих пошуків шляхів розв'язання проблем, пов'язаних із ефективним використанням і економією енергоресурсів. Як наслідок, обсяг енергоспоживання, наприклад, у ФРН протягом 1973 - 1975 років залишився незмінним, і це за умови зростання ВВП на 23%, а промислового виробництва - майже на 11%.

Критична ситуація з високою енергоємністю ВВП об'єктивно обмежує конкурентоспроможність національного виробництва і лягає важким тягарем на економіку, тим більше в умовах її зовнішньої енергетичної залежності. У найбільш енергоємних галузях національної економіки - металургійній, машинобудівній, хімічній, а також житлово-комунальній сфері - динаміка зниження енергоємності валової доданої вартості не досягла необхідних показників через погіршення технічного стану обладнання, яке, за оцінками експертів, має ступінь зносу 65 - 70%. Унаслідок цього в зазначених галузях триває процес підвищення питомих витрат паливно-енергетичних ресурсів на деякі важливі види продукції.

Фактор енергозбереження є одним із визначальних для енергетичної стратегії України. Згідно з "Основними напрямками енергетичної стратегії" до 2030 року [4], за рахунок енергозбереження енергоємність ВВП у 2030 році має зменшитися вдвічі - з нинішнього рівня 0,89 кг у.п./дол. до 0,41 кг у.п./дол. Одним із найбільш ефективних і масштабних напрямів енергозбереження є галузеве енергозбереження за такими основними напрямками, як впровадження нових енергозберігаючих технологій і обладнання; удосконалення існуючих технологій і обладнання; скорочення витрат енергоносіїв. Підвищення ціни на енергоресурси в Україні може різко вплинути на собівартість продукції і повинно нівелюватися саме за рахунок зменшення енерговитрат на одиницю продукції за прикладом країн Західної Європи. Коли ціна на газ у 2007 році для металургійної промисловості Німеччини становила 360 дол., а для українських металургів - 130 дол., німецькі виробники успішно конкурували з українськими за рахунок зменшення витрат енергоносіїв на одиницю виробленої продукції. Якщо в металургійній промисловості замінити технологію мартенівської виплавки сталі

на технологію конверторної виплавки, витрати палива на виплавку тонни конверторної сталі становитимуть 5,7 кг у.п. проти 106,6 кг у.п., що витрачаються при мартенівській технології. Заміна мартенівського способу виплавки сталі в обсязі 16,4 млн. тонн на рік конверторним способом дасть змогу зекономити 1,65 млн. тонн у.п. на рік (понад 1,4 млрд. м³).

Великі резерви економії енергоресурсів є і при виробництві будівельних матеріалів. Так, перехід із мокрого способу виробництва цементу на напівсухий і сухий зменшить енерговитрати на майже 0,5 млн. тонн у.п. на рік, що складатиме 25% від річного обсягу споживання паливно-енергетичних ресурсів на виробництво цементу. Випуск цегли з 30 - 40% пустотілості забезпечує скорочення витрат природного газу на близько 100 млн. кубометрів на рік, що дорівнює 25% від річного обсягу його споживання.

Впровадження у ГТС газоперекачувальних агрегатів нового покоління, а також здійснення модернізації діючих дасть можливість підвищити коефіцієнт корисної дії на 8 - 10%. Газоперекачувальними агрегатами ГТС України на власні потреби витрачається більш як 6 млрд. кубометрів газу на рік, або майже 10% усього газу, який споживається в Україні. Впровадження зазначеної технології на діючих ГПА, а також заміна газоперекачувальних морально застарілих двигунів та агрегатів дасть змогу зменшити витрати природного газу на власні потреби ГТС до 1 млрд. кубометрів на рік. Необхідно також зазначити, що у газорозподільній мережі мають місце виробничо-технологічні витрати природного газу, як нормативні, так і ненормативні. Зараз спостерігається тенденція до зменшення виробничо-технологічних витрат. Якщо витрати природного газу в ГТС (балансові витрати) у 2004 році становили 1,06 млрд. кубометрів, то у 2007 році - вже 0,683 млрд.

Іншим ефективним напрямом підвищення енергетичної ефективності є використання вторинних енергоресурсів. За рахунок впровадження технології когенерації на компресорних станціях ГТС можна щороку виробляти близько 15 - 16 млрд. кВт.год. електроенергії та близько 12,5 млн. ГДж енергії. Важливим є й те, що зазначені обсяги енергії виробляються без витрат органічного палива.

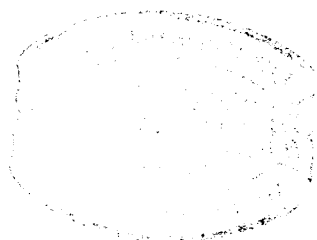
Понад 40% усього газу, а це 29,6 млрд. м³, споживається в комунально-побутовому секторі, в основному для опалення, на що тільки підприємства житлово-комунального господарства витрачають 11 - 14 млрд. м³ газу щороку. Такі великі обсяги споживання природного газу пояснюються тим, що основним паливом для ТЕЦ є природний газ (76 - 80%). Інші види палива використовуються в невеликій кількості: мазут - на рівні 15 - 18%, а також вугілля в обсязі 5 - 6%. Зменшення рівня енергетичної залежності країни від зовнішніх поставок палива (природний газ, нафта) можна досягти за рахунок збільшення використання власного вугілля. Це єдиний природний вид палива, геологічних запасів якого в Україні вистачить для задоволення потреб теплової енергетики і сировинного забезпечення ряду галузей промисловості ще на 400 років. Його прогнозні запаси оцінюються в 117,5 млрд. тонн, із них розвіданих - 56,7 млрд. тонн. Річний видобуток коливається в межах 78 - 79 млн. тонн. Частка вугілля при виробництві теплової та електричної енергії в Україні становить лише 44,2%, тоді як, наприклад, у сусідній Польщі - 95%. Необхідно виправити перекис паливно-енергетичного балансу країни в частині споживання імпортованого природного газу за наявності значних запасів вітчизняного вугілля. Окрім того, слід сказати про колосальні втрати тепла через незадовільний стан системи тепlopостачання. Довжина магістральних і розподільчих теплових мереж в Україні (за винятком тепломереж промислових підприємств) складає 24,3 тис. км. Стан більшості тепломереж незадовільний. Більш як 28% тепломереж експлуатуються понад 25 років, 43% - понад 10 років, і лише 29% тепломереж мають термін експлуатації менше 10 років. Втрати тепла в таких трубопроводах сягають 30% і більше.

Реконструкція теплових мереж із використанням попередньо ізольованих труб, застосування надійних систем обліку забезпечить зменшення втрати тепла в тепломережах по Україні до 7%. Якщо ж додати заміну та модернізацію котлів малої потужності, які на сьогодні експлуатуються в комунальній теплоенергетиці, то це дасть змогу скоротити річне споживання природного газу на 200 млн. м³.

Крім перелічених заходів з енергозбереження, велику роль відіграє використання сучасних систем обліку та контролю за витратами енергоресурсів.

Так, тільки на початок 2008 року кількість квартир, газифікованих природним газом, становила 12,8 млн., з них обладнано лічильниками 7,3 млн., або 55,1%. Позитивна динаміка обліку споживання газу очевидна. У 2001 році було газифіковано природним газом 10,6 млн. квартир, з них обладнано лічильниками 2,9 млн., або 27,1%. Попри збільшення на 2 млн. кількості газифікованих квартир, доведення обладнання лічильниками до 55% (або вдвічі) дало можливість не збільшувати споживання природного газу населенням, а навіть зменшити його: у 2001 році - 17,31 млрд. м³, у 2007-му - 17,131 млрд. м³. Проте поки що темпи встановлення лічильників газу все ж недостатні. У разі забезпечення всіх газифікованих квартир лічильниками економія природного газу може становити ще 30% від наявного обсягу споживання газу. До речі, не останню роль у стабільному забезпеченні енергоносіями комунального сектора має відіграти й поліпшення платіжної дисципліни. Так, протягом 1999 - 2008 років підприємства комунальної теплоенергетики та котельні промислових підприємств заборгували 4,365 млрд. гривень, а вже за чотири місяці 2008 року заборгованість сягнула 935 млн. грн. Усі споживачі України заборгували за газ, спожитий протягом 1999 - 2008 років, 7,625 млрд. грн., у поточному році борг за чотири місяці становить 1,108 млрд. грн.

Для поліпшення ситуації в державі уряду слід розробити нову програму енергозбереження на період до 2030 року відповідно до положень Енергетичної стратегії України. Для її втілення в життя вкрай потрібно розробити і запропонувати Верховній Раді України для затвердження низку законопроектів, які стимулювали б впровадження енергозберігаючих технологій. У майбутньому ця робота окупиться зменшенням витрат на енергоресурси. Верховній Раді необхідно також прийняти низку законів: нову редакцію Закону "Про енергозбереження", Закону України "Про енергоефективність".



d392

1.3. Компресорні станції та їх основне обладнання

Компресорні станції системи дальнього транспортування газу призначені для підвищення енергії газового потоку, необхідної для його руху з заданою витратою на лінійних ділянках. Основним обладнанням компресорних станцій є газоперекачувальні агрегати [13], в яких здійснюється компримування газу, тобто передача механічної енергії приводу газовому потоку. Основні типи газоперекачувальних агрегатів та їх характеристика подані в таблиці 1.1. Основною функцією, що визначає якість функціонування системи газопостачання, є безперебійність постачання споживачам газу потрібної якості. Вирішуючи завдання аналізу й оптимізації надійності [7, 18], систему газопостачання та її підсистеми можна розглядати як однопродуктові об'єкти, оскільки газ тут складає основну частку відносно інших видів продукції газової промисловості. Для систем газопостачання можна прийняти класифікацію завдань у сфері дослідження надійності, що складаються з п'яти основних класів, а саме: концептуальних, інформаційних, функціональних, нормативних та оптимізаційних.

Концептуальні завдання включають визначення місця проблеми надійності в загальній проблемі керування розвитком і режимом газопостачальних систем, у тому числі під час створення автоматизованої системи планування і керування розвитком єдиної системи газопостачання та її об'єктів.

Інформаційні завдання включають питання створення достовірної бази даних, методології одержання необхідної вихідної інформації (детермінованої, ймовірно визначеної і ймовірно невизначеної), дослідження її властивостей.

Функціональні завдання пов'язані з визначенням фактично досягнутих рівнів надійності транспортування газу, а також відповідних структурних характеристик системи, даних про перерозподіл потоків газу, про фактичні резерви продуктивності та їх розподіл, характеристики надійності устаткування, даних про нерівномірність газоспоживання (особливо сезонну).

Таблиця 1.1

Основне обладнання компресорних станцій трансукраїнських газопроводів

№	Назва КС	Кількість цехів	Тип ГПА	Тип двигуна	Тип нагнітача	Кількість ГПА	Потужність приводу, кВт	Загальна потуж- ність, кВт	ККД %	витрата ПГ в 2009 р., млн.куб.м.
МГ "Уренгой- Помари-Ужгород"										
1	Ромни	1	ГТК-25I	MS 5002	PSL 804-2/36	3	25000	75000	27,5	59,8589
2	Гребінківська	1	ГПА-25С	ДН-80	650-21-2	1	25000	25000	35	60,3681
			ГПА-25С	ДН-80	650-21-2	1	25000			
			ГПА-25С	ДН-80	650-21-2	1	25000			
3	Бар-2	1	ГПА-25С	ДН-80	650-21-2	1	25000	25000	85,854	
			ГПА-25С	ДН-80	650-21-2	1	25000	25000		
4	Гусятин-2	1	ГТК-25I	MS 5002	PSL 804-2/36	3	25000	75000	81,052	53,474
5	Софіївка	1	ГТК-25I	MS 5002	PSL 804-2/36	3	25000	75000	27,5	78,436
6	Ставище	1	ГТК-25I	MS 5002	PSL 804-2/36	3	25000	75000		
7	Іллінці	1	ГТК-25I	MS 5002	PSL 804-2/36	3	25000	75000		
8	Богородчани-2	1	ГТК-25I	MS 5002	PSL 804-2/36	3	25000	75000	99,413	45,913
9	Голятин	1	ГТК-25I	MS 5002	PSL 804-2/36	3	25000	75000		

Продовження таблиці 1.1

№	Назва КС	Кількість цехів	Тип ГПА	Тип двигуна	Тип нагнітача	Кількість ГПА	Потужність приводу, кВт	Загальна потужність, кВт	ККД %	витрата ПГ в 2009 р., млн.куб.м.
МГ "Союз"										
1	Ново-Псков	1	ГТК-10І	MS 3002	RF 2BB-30	6	10000	60000	25,7	59,7364
2	Борова	1	ГТК-10АІ	AI-336-2-10	RF 2BB-30	1	10000	10000	34	1,8849
3	Первомайськ	1	ГТК-10І	MS 3002	RF 2BB-30	7	10000	70000		53,796
4	Машівка	1	ГТК-10І	MS 3002	RF 2BB-30	7	10000	70000		57,068
5	Кременчук	1	ГТК-10І	MS 3002	RF 2BB-30	7	10000	70000		37,15
6	Олександрівка	1	ГТК-10І	MS 3002	Демаг 655 P2	7	10000	70000		80,798
7	Тальне	1	ГТК-10І	MS 3002	Демаг 655 P2	7	10000	70000	25,7	45,825
8	Гайсин	1	ГТК-10І	MS 3002	Демаг 655 P2	7	10000	70000		77,678
9	Бар-1	1	ГТК-10І	MS 3002	Демаг 655 P2	7	10000	70000		43,365
10	Гусятин-1	1	ГТК-10І	MS 3002	Демаг 655 P2	7	10000	70000		110,804
11	Богородчани-1	1	ГТК-10І	MS 3002	RF 2BB-30	7	10000	70000		51,465
12	Хуст	1	ГТК-10І	MS 3002	RF 2BB-30	7	10000	70000		85,755
										28,721

Продовження таблиці 1.1

№	Назва КС	Кількість цехів	Тип ГПА	Тип двигуна	Тип нагнітача	Кількість ГПА	Потужність приводу, кВт	Загальна потуж- ність, кВт	ККД %	витрата ПГ в 2009 р., млн.куб.м.
МГ "Прогрес"										
1	Ромни	1	ГПА-25/76	ГТН-25/76	650-21-1	1	25000	50000	28	56,1247
			ГПА-25С	ДН-80	650-21-1	1	25000	25000	35	
2	Гребінківська	1	ГПА-25С	ДН-80	650-21-1	1	25000	25000	31	50,96
			ГПУ-16	ДЖ-59	НЦ-16-75	4	16000	64000		
3	Софіївка	1	ГПА-25/76	ГТН-25/76	650-21-2	2	25000	50000	28	25,899
			ГПА-25С	ДН-80	650-21-2	1	25000	25000	35	
4	Ставище	1	ГПУ-16	ДЖ-59	НЦ-16С	3	16000	48000	31	0,091
			ГПУ-16	ДЖ-59	НЦ-16С	1	16000	16000	31	
			ГПУ-16К "Водолій"	ДУ-71	НЦ-16С	1	16000	16000	43	
5	Іллінци	1	СТД-12500	СТ	235-21-1	7	12500	87500	90	
6	Бар-2	1	ЕГПА-25Рч	СТ	650-21-1	3	25000	75000	90	
7	Гусятин-2	1	ГПУ-10	ДР-59	235-21-1	5	10000	50000	27	56,28
			ГПУ-10	ДР-59	235-21-1	2	10000	20000	27	
8	Богородчани-2	1	ЕГПА-25Рч	СТ	650-21-1	3	25000	75000	90	
9	Голятин	1	ГПУ-10	ДР-59	235-21-1	8	10000	80000	27	

Нормативні завдання включають вибір показників і критеріїв надійності, які використовуються для різних об'єктів у різний час, а також визначення їх нормативних рівнів. До цих завдань належить і розробка нормативних вимог щодо структури й побудови системи і засобів резервування, надійності устаткування, надійності транспортування газу до споживачів.

Оптимізаційні завдання пов'язані з вибором оптимальних рівнів надійності й резервів, оптимальної структури й будови системи з урахуванням чинників надійності та економічної ефективності, оптимальним розподілом резервів між підсистемами й об'єктами систем транспорту газу та інших питань, прийняттям оптимальних рішень, пов'язаних з чинниками надійності.

Розрахунок будь-яких показників, що характеризують стан об'єкта в майбутньому, ґрунтується на елементах прогнозу [12]. Головне завдання прогнозування - виявлення оптимально зміни прогнозованих характеристик і параметрів з метою отримання максимального ефекту за заздалегідь обраним критерієм (економічним, технічним, технологічним тощо). При цьому прогноз є як результатом передбачення у вигляді сукупності оцінок щодо майбутнього досліджуваного процесу [40].

Основною метою в завданнях прогнозування стає вибір таких проектних варіантів розвитку системи, які забезпечували б задану потребу в газі на планований період при оптимальних (чи нормативних) рівнях надійності [14, 15].

У зв'язку з цим можна виділити такі основні завдання, пов'язані із прогнозуванням функціонування систем і об'єктів транспорту газу:

- вибір оптимальної структури, будови і складу системи;
- визначення оптимальних рівнів експлуатації у системі;
- розробка структури і вибір засобів керування об'єктами;
- визначення оптимальних обсягів транспортування;
- обґрунтування показників експлуатації системи.

Очевидно, що енерговитратність на транспортування газу в першу чергу залежить від технічного стану газоперекачувальних агрегатів, які є об'єктами великої одиничної потужності. Тому зниження рівня надійності ГПА призводить

не тільки до виникнення аварійних ситуацій, а й до суттєвої перевитрати енергоресурсів на транспортування газу [11].

Ретроспекція, діагностика і прогноз - три етапи повного циклу прогнозування. Перший етап полягає в дослідженні прогнозованого процесу у минулому, виявленні й уточненні характеристик і структурних параметрів процесу його аналізом і розчленуванням, встановлення характеру і зміни цих показників. За результатами цього циклу розробляють динамічну модель процесу, який вивчається.

На етапі діагностики встановлюють початкові та допустимі характеристики параметрів, вимірюють їх та обирають методи прогнозування. На третьому етапі здійснюють прогноз.

Схема процесу прогнозування технічного стану газоперекачувальних агрегатів (ГПА) компресорних станцій (КС) зображена на рисунку 1.3. Прогноз повинен ґрунтуватися на обліку реального процесу зміни технічного стану елементів ГПА з виявленням впливу комплексу чинників, в першу чергу, керованих, прогнозованих. Ними слугують технічні вимоги щодо ремонту й обслуговування та періодичності контролю (діагностування) технічного стану агрегатів.

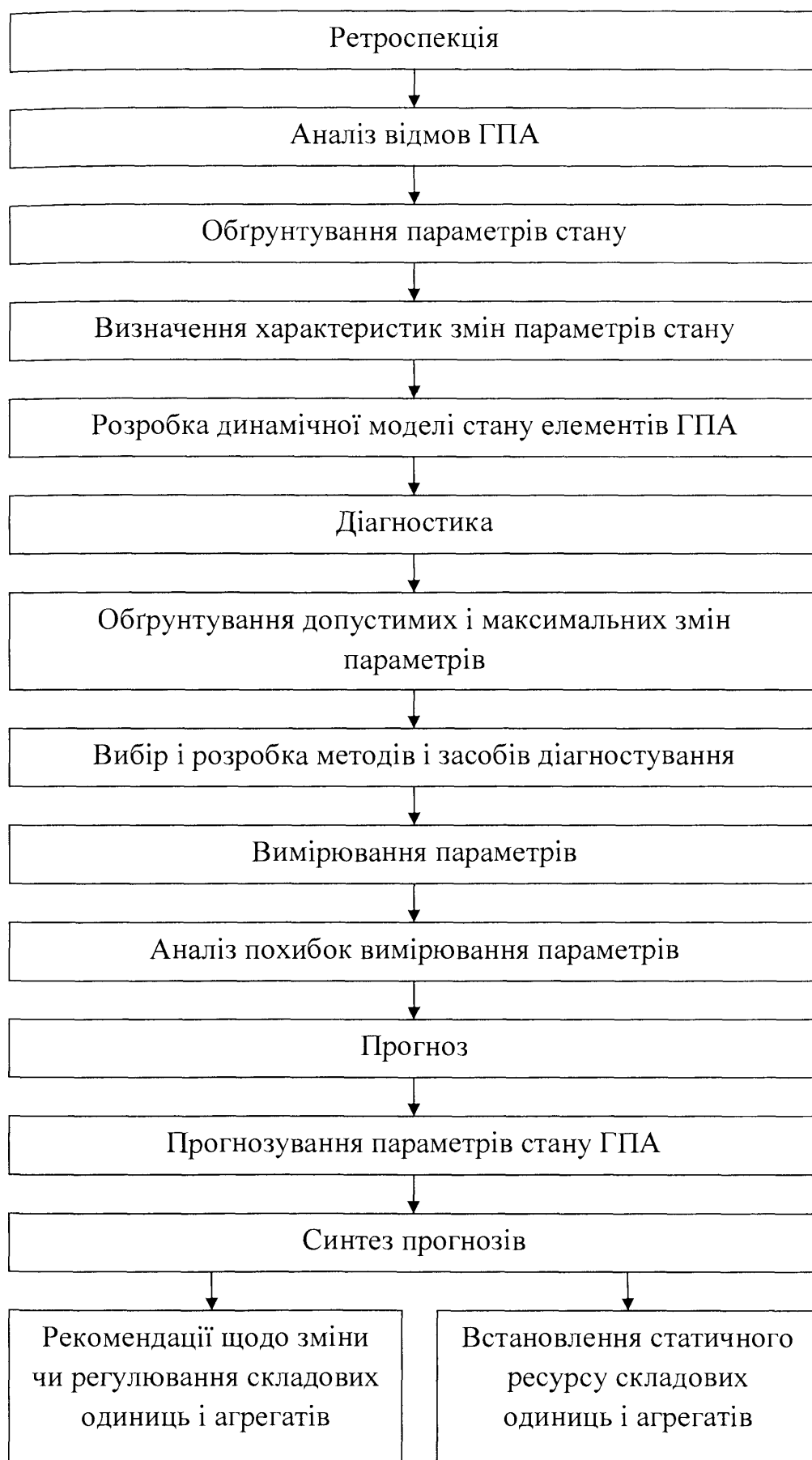


Рис. 1.3. Етапи прогнозування стану ГПА

Облік і прогноз технічного стану можна здійснювати в такій послідовності:

- процеси зміни параметрів стану і відмови елементів,
- ремонт (списання) ГПА,
- визначення вартісних характеристик відмови і ремонту,
- отримання прогнозованих показників, у тому числі показників надійності ГПА.

Зібрані статистичні дані [89-92] щодо технічного стану всіх типів ГПА УМГ "Прикарпаттрансгаз", їх рівня напрацювання, причин відмов та витрат на ремонтні роботи, кількість яких залежить від конструктивних особливостей агрегатів, умов їх експлуатації, складності конструкції, типу приводу тощо, мають достатній рівень інформативності. Аналізуючи вартісні характеристики відмов і ремонтів, проведено прогнозування затрат на експлуатацію системи.

Шляхом математичного моделювання визначено, що загальні затрати на експлуатацію мають тенденцію до зростання (рис. 1.4 та 1.5). За 5 років темп приросту склав 90,2%. Це пояснюється зростанням вартості використаних запасних частин на 170%. Незважаючи на зростання кошторисної вартості ремонтних робіт, вартість ремонту окремого ГПА значно знижується. У порівнянні із 2003 роком вартість ремонту ГПА знизилась на 65%, що пояснюється зменшенням трудозатрат, зниженням непродуктивних втрат часу, ефективною організацією постачання, характером ушкоджень.

В УМГ "Прикарпаттрансгаз" діагностування ГПА різних типів проводиться згідно встановленою нормативною документацією періодичністю за допомогою технічних вимог на ремонт і обслуговування, що дає змогу керувати станом та надійністю агрегатів. Ці вимоги є сукупністю початкових і допустимих значень параметрів стану (зношування деталей, яке допускається), що обумовлюють нормальну роботу елементів машин.

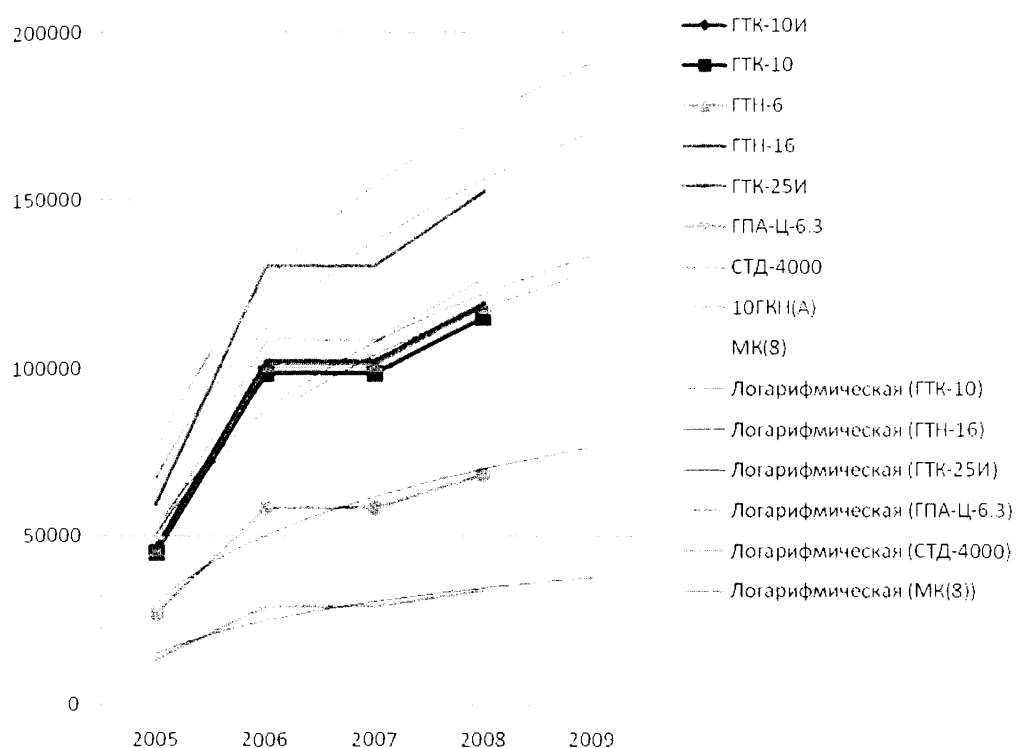


Рис. 1.4. Прогнозування витрат на середні ремонтні роботи агрегатів (за фактичними даними УМГ "Прикарпаттрансгаз")

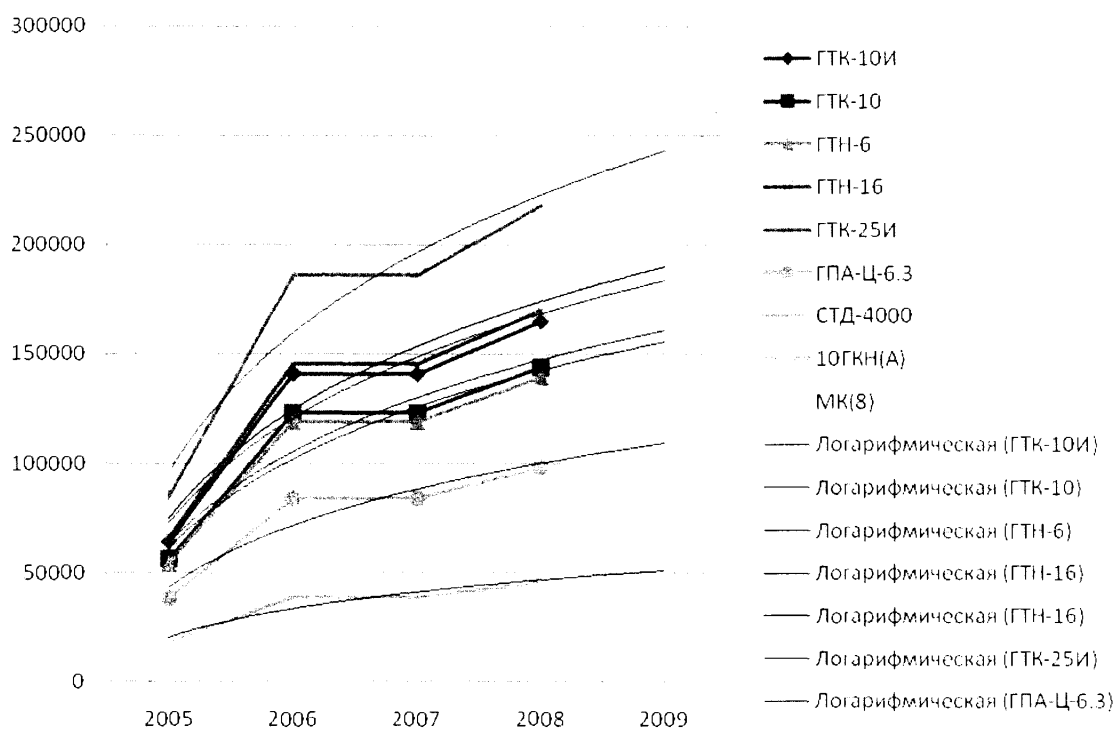


Рис.1.5. Прогнозування витрат на капітальні ремонтні роботи агрегатів (за фактичними даними УМГ "Прикарпаттрансгаз")

Попередження відмов можливе в результаті проведення робіт щодо заміни, регулювання або ремонту об'єкта, значення параметра якого наблизилося до граничного. На практиці це здійснюється завдяки таким заходам:

- застосуванню в документації щодо технічного обслуговування й ремонту системи значень (відхилень) параметрів, що допускаються;
- застосуванню при технічному обслуговуванні методів прогнозування зміни ресурсного параметра і визначення залишкового ресурсу конкретного об'єкта;
- регламентованому по напрацюванню попереджувальному проведенню операцій.

Проте вигода щодо зменшення кількості відмов супроводжується і негативним явищем - неповним використанням ресурсу випереджувально-відновлених об'єктів. Це особливо відчутно, коли йдеться про ресурсні параметри, відновлення яких потребує зупинки агрегату для капітального ремонту.

Застосування методу прогнозування зміни параметра конкретного об'єкта дає змогу уникнути цього недоліку і практично повністю використовувати ресурс об'єкта, не допустивши його відмови в процесі технічного обслуговування або ремонту. Після регламентованого напрацювання об'єкт піддають заміні або іншій операції залежно від його стану.

Для оцінки технічного стану ГПА застосовують різні методи діагностування [49, 50], що поділяються на організаційні і технологічні.

Організаційні методи визначають характер основних завдань діагностування, застосування діагностичних засобів, періодичність їх використання і т.д.

Технологічні методи діагностування безпосередньо визначають прийоми і способи вимірювання параметрів виявлення якісних ознак стану ГПА. Для перевірки працездатності ГПА застосовуються методи діагностування, що виявляють (без вказівки місця і причини) певну сукупність відмов і пошкоджень (наприклад, зниження потужності, економічності). При пошуку дефектів, методи діагностування дозволяють виявити місце, вигляд і причину дефекту (розрегулювання конкретного механізму, невірний момент нагнітання палива, зношування,

поломка поршневих кілець тощо).

Щодо застосування діагностичних засобів, методи діагностування поділяють на дві групи: органолептичні (або суб'єктивні) й інструментальні (об'єктивні). Органолептичні методи включають прослуховування, огляд, перевірку дотиком і нюхом. Всі якісні ознаки технічного стану встановлюють органолептичними методами діагностування.

Інструментальні методи застосовують для вимірювання і контролю всіх параметрів технічного стану, використовуючи при цьому діагностичні засоби.

Методи діагностування певного об'єкта розрізняються між собою вимірюваними параметрами, прийомами вимірювання й обробки результатів. За режимом роботи об'єкта діагностування можна виділити методи діагностування при сталому, несталому і статодинамічному режимах роботи. Діагностування при сталому режимі проводять для об'єкта, що працює в стаціонарному режимі при постійних швидкісному, температурному і силовому навантаженнях. Діагностування при несталому режимі роботи застосовують для вимірювання параметрів у нестационарних умовах (розгін, різке гальмування або зняття навантаження, прогрів або охолодження об'єкта, що діагностується). Статодинамічний метод у процесі діагностування використовується при чергуванні сталого і несталогорежимів роботи об'єкта, що діагностується.

На сьогодні для діагностування ГПА переважно застосовуються методи діагностування у сталому режимі, набагато рідше - в несталому і дуже рідко - статодинамічному. Із застосуванням електронних й автоматизованих засобів діагностування сфера застосування останніх двох методів розширюється. Статодинамічний метод може бути реалізований тільки в автоматизованому способі діагностування, оскільки вимірюють параметри, що чергуються в суворо заданому сталому і несталому режимах.

У процесі експлуатації ГПА в основному ставиться завдання підтримки їх надійності на високому рівні, керування нею протягом тривалого періоду.

Керування надійністю при одному і тому ж рівні використання агрегатів досягається шляхом виявлення і попередження відмов. Своєчасне виявлення

відмов дає змогу, з одного боку, запобігти подальшим поломкам, аваріям ГПА, а з іншого - оперативно припинити зниження ефективності їх експлуатації (зменшення потужності, продуктивності, збільшення втрат природного газу).

1.4. Технологічні трубопроводи компресорних станцій

За останній час помітно знизилася надійність технологічних трубопроводів компресорних станцій [44,62], що, перш за все, пов'язано зі зростанням напружень, викликаних залежністю положення опор від сезонної зміни характеристик ґрунту, монтажними напруженнями і корозійним зносом. У цих умовах вібрація технологічних трубопроводів КС і динамічні напруження призводять до зміни механізму руйнування, а іноді й до їх руйнування, особливо за наявності дефекту стінки труби.

Основною причиною вібрації технологічних трубопроводів компресорних станцій є пульсація (коливання) параметрів потоку, що транспортується. Підвищені амплітуди пульсації підсилюють вібраційні процеси, дія на яких змінює характеристик опор, як показує практика, виявляється малоефективною. Для підвищення надійності роботи технологічних трубопроводів компресорних станцій слід встановити причини і розробити методику зниження інтенсивності низькочастотних коливань потоку газу.

Низькочастотний показник пульсації зазвичай обмежується першою оборотною гармонікою - показником частот, менших від 100 Гц [67]. Розглянемо основні складові спектру низькочастотної пульсації тиску газу в трубопроводі нагнітання ГТК-10І з зворотним клапаном при роботі "в трасу". Частота зворотної гармоніки 77.67 Гц. Оскільки довжина ділянки труби l від нагнітача до колектора 25 м, то гармоніка з частотою 4.35 Гц викликана власними коливаннями газу саме на цій ділянці. Вважаючи перетин труби у нагнітачі акустично закритим, а в колекторі - акустично відкритим, отримуємо, що власна частота f коливань на цій ділянці при швидкості звуку 430 м/с складає 4.3 Гц.

Джерелом цих коливань є зрив вихорів у трійнику, утвореному з'єднанням трубопроводу нагнітання, з колектором.

Гармоніки з частотами 13.34 Гц і 23.69 Гц - це власні коливання газу в лінії рециркуляції на ділянці між нагнітачем і зворотним клапаном (довжина ділянки $8.7+5.3=14.0$ м), обидва кінці ділянки акустично закрито. Джерелом коливань так само є зрив вихорів у трійнику, утвореному з'єднанням трубопроводів нагнітання і рециркуляції. Залежність амплітуд цих гармонік від числа оборотів нагнітача - швидкості потоку в трубопроводі - і практично постійна частота коливань підтверджують висновок про те, що джерелом коливань є зрив вихорів у трійниках.

Проте довжина ділянок, що визначають частоту власних коливань, залежить від числа і номера працюючих машин. Так, у спектрах низькочастотної пульсації перед краном №2 агрегату №2 у цеху з п'яти агрегатів ГТК-10І при спільній роботі агрегатів №№ 3, 4, 5 гармоніка 15.49 Гц в 6 разів більша, ніж при роботі агрегатів №№ 1, 4, 5. Це призвело до різкого посилення вібрації трубопроводів обв'язування агрегатів № 1 і 2.

Амплітуда й частота відриву вихорів, що викликають низькочастотні коливання газу в тупикових ділянках трубопроводу, повинні залежати не тільки від швидкості потоку в трубопроводі, але й від швидкості потоку в колекторі. Так, збільшення числа обертів з 4570 до 4750 об/хв призвело до зростання віброшвидкості в колекторі, що склала 23.437 Гц, й зростання амплітуди, що збільшилася приблизно у 15 разів.

Таким чином, основною причиною низькочастотних коливань потоку в технологічних трубопроводах компресорних станцій є власні коливання в тупикових ділянках трубопроводів між колекторами і нагнітачем. Ці коливання зумовлені зривом вихорів у трійниках, утворених з'єднанням трубопроводів, а їх амплітуда й частота визначаються довжиною відповідних ділянок і середньою швидкістю потоку газу в них, залежною від кількості та режиму працюючих агрегатів і діаметра трубопроводів.

Оскільки до сьогодні не вдається кількісно оцінити зрив вихорів у трійникових з'єднаннях, то розрахунок параметрів низькочастотної пульсації є неможливим. Для зниження амплітуд низькочастотної пульсації потоку необхідно, перш за все, щоб у системі "тупиковий трубопровід - колектор" не виникли умови резонансу для коливань газу в тупиковому трубопроводі. З цією метою слід відповідним чином обрати співвідношення довжин тупикової ділянки й колектора і врахувати відмінність умов розповсюдження коливань на безвитратних ділянках і за наявності середньої швидкості.

Залежність амплітуди від частоти коливань ділянки колектора з приєднаними тупиковими ділянками визначається модулем комплексного коефіцієнта передачі (амплітудно-частотною характеристикою) [100]

$$|K(j \cdot \omega)| = \left| \frac{1}{ch(\gamma \cdot l) \cdot ch(\gamma_k \cdot l_k) + \sigma \cdot sh(\gamma \cdot l) \cdot sh(\gamma_k \cdot l_k) + ch(\gamma \cdot l) \cdot sh(\gamma_k \cdot l_k)} \right|, \quad (1.1)$$

де l, l_k - довжини тупикового трубопроводу і ділянки колектора між ними;

σ - відношення площ перетину тупикового трубопроводу (S) і колектора (S_k);

$\gamma = \beta + j \cdot \frac{\omega}{c}$ - постійна розповсюдження в тупиковому трубопроводі;

c - швидкість звуку;

$$\beta = \frac{r}{2\rho c};$$

$$r = \frac{2}{D} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \zeta \cdot \omega};$$

ρ - щільність газу;

ζ - коефіцієнт в'язкості;

$$\beta_k = \frac{\lambda}{4 \cdot D} \cdot \frac{\omega_0}{c};$$

$$\lambda = 0.067 \cdot \left(\frac{2 \cdot \delta}{D} \right)^{0.2};$$

D - діаметр колектора;

ω_0 - швидкість звуку в колекторі;

λ - шорсткість труби.

У результаті проведених розрахунків встановлено, що амплітуда коливань у системі зростає з наближенням довжини до співвідношення

$$l, l_k = m \cdot l, \quad (1.2)$$

де m - ціле парне число. При цьому частота коливань близька до власної частоти коливань газу в тупиковому трубопроводі.

Крім співвідношення l і l_k на амплітуду коливань великий вплив має відношення площ σ . У зв'язку з цим, обравши співвідношення l і l_k , при цілому непарному числі n можна обмежити амплітуду низькочастотних коливань потоку. Проте, у зв'язку зі зміною ряду параметрів, що визначають амплітуду низькочастотних коливань потоку (число оборотів нагнітача, температура і щільність газу), відхилення від резонансу у всьому діапазоні зміни параметрів може не відбутися, і для зниження амплітуд необхідно, щоб система мала достатнє згасання. Згасання в коливальних системах зазвичай оцінюється за допомогою добротності, залежної від співвідношення площ і швидкості звуку в колекторі ω_0 .

Поблизу резонансу $l=0.95 \div 1.05l$ та зі зменшенням її добротність збільшується, далеко від резонансу - зменшується. Тому, якщо в системі можливий резонанс, то краще обрати такий діаметр тупикового трубопроводу, що дорівнює діаметру колектора. Якщо ж умови резонансу в системі не виникають,

то діаметр тупикового трубопроводу повинен бути набагато меншим за діаметр колектора.

1.5. Багатоцехові компресорні станції

Для розрахунку режимів роботи компресорних станцій, обладнаних різними типами агрегатів з електро- і газотурбінними приводами або машинами різної потужності з газотурбінним приводом, можна застосувати два способи. Перший спосіб ґрунтується на застосуванні багатовимірної нелінійної екстраполяції для наближеного встановлення параметрів компресорної станції на основі інформації про фактичні режими роботи.

Припустимо, що $F=f(R)$ - невідома залежність критерію якості від оптимальних параметрів системи. Складовими вектора \bar{R} можуть бути кількість включених машин, кількість оборотів кожного або групи агрегатів, режимні параметри Q , P , T , енерговитрати на компримування газу та ін. Нехай $\bar{R} = (Q, P_{ex}, T_{ex}, n)$ - даний вектор стану. [100]

Завдання полягає у відтворенні невідомої векторної функції $F = f(\bar{R})$ за кінцевим числом відомих значень вектора \bar{R} і відповідних йому значень F .

Для КС з різними типами приводу були отримані характеристики у вигляді полінома [95, 101]

$$F = f(Q, P_{ex}, e, m, n)$$

$$T_{вих} = f(T_{ex}, e)$$

Інший спосіб полягає в тому, що складна багатоцехова КС розчленовується на декілька умовних компресорних станцій, обладнаних однотипними агрегатами. У випадку, коли однотипне устаткування зосереджене в окремих цехах і компримування газу здійснюється послідовною схемою їх з'єднання, кожен такий цех розглядається як самостійна компресорна станція зі своїми технологічними обмеженнями. Щоб укласти це в загальну схему розрахунку газопроводу, між

такими КС вводять фіктивну лінійну ділянку, що допускає падіння тиску не більше, ніж в технологічному об'язуванні КС.

Зокрема, коли компресорна станція має складну структуру цехів, завдання істотно ускладнюється і відшукати оптимальний варіант роботи багатоцехової КС, обладнаної агрегатами різних типів, застосовують методи послідовних наближень.

Розрахунок для багатоцехової компресорної станції заснований на описаному вище методі вибору оптимального режиму роботи компресорної станції, обладнаної однотипними агрегатами.

За заданою величиною потоку Q_i через КС, тиску входу $P_{вх}^{(i)}$ і виходу $P_{вих}^{(i)}$ обирають таку схему увімкнення агрегатів (із наявних можливих), тобто такі значення k_i - число груп певної компресорної станції і s_i - число ступенів стиснення, щоб енергетичні або вартісні витрати на компримування газу були мінімальними:

$$F_i(\bar{r}, \bar{u})|_{Q_i} = F_{\min}^{(i)}(\bar{r}, \bar{u}).$$

Уявимо компресорну станцію, що складається з i_l паралельно та j_l послідовно працюючих цехів ($i_l = \overline{1, n}; j_l = \overline{1, m}$). Цехи відрізняються різними типами нагнітачів, а значить, обмеження в них теж різні (такі, як межі регулювання за обертами ротора, максимально допустимі потужності агрегатів і температура газу перед турбіною високого тиску, межі об'ємної продуктивності відцентрових нагнітачів). Сукупність цих обмежень визначає ділянку допустимого керування \bar{u} .

У загальному випадку для складної багатоцехової компресорної станції ставиться завдання при додаткових обмеженнях [100]

$$\sum_{i_1=1}^n \sum_{k_1=1}^{k_r} q_{i_1, k_1}^{(i)} = Q_i, i = 1, 2, \dots, n; k_i = 1, 2, \dots, k_r, \quad (1.3)$$

$$\sum_{j_1=1}^m \sum_{s_1=1}^{S_p} \Delta P_{j_1, s_1}^{(i)} = P_{\text{вух}}^i - P_{\text{вх}}^i = \Delta P_i, j_1 = 1, 2, \dots, m, \quad (1.4)$$

$$S_j = 1, 2, \dots, S_p$$

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 = \dots = \Delta P_n,$$

де Q_i - величина потоку в певній групі певного цеху;

$\Delta P_{j_1, s_1}$ - підвищення тиску на s_1 -го ступеня j_1 -го цеху.

Функціонал, що мінімізується, при цьому складатиметься з суми витрат на компримування газу по всіх цехах [108, 11, 116]:

$$F(\bar{r}, \bar{u})|_{Q_i} = \sum_{j_1=1}^n \sum_{j_1=1}^m F_{i, j_1}^{(i)}(\bar{r}, \bar{u}), \quad (1.5)$$

Таким чином, завдання розрахунку оптимального варіанту роботи багатоцехової компресорної станції ставиться як пошук оптимального плану розподілу навантажень між окремими її цехами. При цьому виходять із мінімуму сумарних енергетичних (або вартісних) витрат з урахуванням відповідних технологічних обмежень [117, 118, 119].

Завдання вирішують, знижуючи розмірність методом послідовного наближення і подальшого розрахунку одновимірного завдання оптимізації КС за логіко-комбінаторним методом.

Для кожного варіанту плану розподілу Q_i вирішують завдання оптимізації режиму роботи кожного цеху КС, підраховують відповідні до цього плану сумарні енерговитрати, на підставі чого ухвалюють рішення про подальший хід обчислень. Така покрокова процедура оцінки планів розподілу Q_{il} , Q_{il-1} шляхом зіставлення відповідних їм мінімальних енерговитрат $F(Q_{il})$ і $F(Q_{il-1})$ дає змогу за два кроки визначити напрям пошуку екстремуму і потім визначити його величину з наперед заданою точністю. При цьому передбачається, що функція $F(Q_{il})|_{\bar{r}} -$ увігнута, має єдиний екстремум. Крок дискретизації по Q_i в області екстремуму може бути обраний скільки завгодно малим. Для пошуку оптимального розподілу

поток газу між двома цехами, перший з яких обладнаний відцентровими нагнітачами з газотурбінним приводом типу ГТК - 25I, другий ГТК - 10I, було потрібно 4 кроки при величині дискретизації 0,0625 [101].

1.6. Конкретизація завдань дослідження

Аналіз наукових джерел з питань енергозбереження та оптимізації експлуатаційних параметрів компресорних станцій магістральних газопроводів і складних газотранспортних систем показує, що поставлена проблема є багатогранною і вимагає розв'язання з метою економії витрат енергії на трубопровідне транспортування газу.

Для багатониткових газотранспортних систем великої довжини і значної пропускної здатності при прогнозних розрахунках слід враховувати температурний режим газопроводів і фізичні властивості транспортованого газу, оскільки навіть незначне у процентному відношенні відхилення призводить до суттєвої абсолютної похибки в обсягах транспортування.

З енергетичної точки зору оптимальний режим роботи складної газотранспортної системи досягається у випадку, коли всі газоперекачувальні агрегати багатоцехових компресорних станцій працюватимуть при максимальному ККД або наближено до нього. Однак, при непроектних режимах роботи газотранспортної системи досягти такого завантаження кожного з цехів практично неможливо. У зв'язку з цим виникає завдання регулювання режимів роботи багатоцехових компресорних станцій складних газотранспортних систем шляхом перепускання газових потоків через міжниткові перемички.

Велике значення для складних газотранспортних систем значної пропускної здатності мають флуктуації тиску і витрати, викликані нестабільністю газових потоків. Незважаючи на невеликі відносні відхилення параметрів процесу від стаціонарних, у потоці виникають суттєві за абсолютною величиною коливання тиску і витрати, які, з одного боку, змінюють енергетичну характеристику потоку

газу і викликають втому металу труб з іншого. Це призводить до перевитрати енергії на транспорт газу і деградації механічних властивостей трубної сталі.

Слід також зауважити, що, відповідно до технологічного регламенту експлуатації обладнання компресорних станцій і газоспоживання, на об'єктах газотранспортної системи виникають незворотні втрати енергії газового потоку, які при раціональному підході до технології можуть бути використані на практиці. До таких втрат енергії належать енергетичні втрати при дроселюванні газового потоку. Застосування турбодетандерних установок дасть можливість підвищити рівень корисного використання енергії.

Виходячи зі сказаного, можна сформулювати основні завдання дослідження таким чином:

- аналіз енергетичного потенціалу складних газотранспортних систем великої пропускної здатності з метою встановлення енергетичних резервів;
- оптимізація режимів роботи газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях для скорочення енерговитрат на транспортування газу;
- оцінка пульсацій тиску в газопроводах при квазістаціонарних процесах і визначення їх механічних властивостей трубної сталі при пульсаційному навантаженні;
- використання незворотних втрат енергії при технології транспортування газу на основі турбодетандерних установок.
- практична апробація запропонованих розробок з метою вдосконалення технологій.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОВИХ ПОТОКІВ У СКЛАДНИХ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМАХ

Повна енергія рухомого газу, як сума потенціальної, кінетичної та внутрішньої, визначається такими параметрами потоку, як тиск, швидкість і температура. У політропічному процесі розширення газу, притаманному магістральним газопроводам, збільшення температури газу зумовлює зростання його питомого об'єму та збільшення лінійних швидкостей потоку. Зростання лінійних швидкостей газу в трубопроводі і пов'язане з ним зростання турбулентних пульсацій викликає збільшення гідравлічних втрат енергії на виконання роботи силами внутрішнього тертя потоку і зростання дисипативних втрат енергії. Крім того, збільшення температури газу викликає зростання швидкості розповсюдження малих збурень у газовому потоці, що призводить до виникнення і зростання інерційних втрат енергії в газовому потоці. Відзначимо також зростання динамічної в'язкості зі збільшенням температури газу. Однак при русі газового потоку в зоні шорстких труб турбулентного режиму вплив внутрішнього тертя між шарами газу на загальні гідравлічні втрати енергії мізерний.

Таким чином, збільшення внутрішньої енергії газу в газовому потоці призводить до зростання загальних гідравлічних втрат енергії і при сталій витраті газу викликає потребу підводу енергії ззовні, тобто зростання енергетичних витрат на компресорних станціях, що виражається в збільшенні витрат паливного газу.

Збільшення потенціальної енергії газу на компресорних станціях неможливе без одночасного зростання його внутрішньої енергії в процесі політропічного стиску газу в компенсаторах. Тому з метою зменшення гідродинамічних втрат енергії при русі газу в лінійних ділянках газопроводу проводять охолодження газу після компримування. Зменшення температури перекачуваного газу призводить до скорочення гідравлічних втрат енергії в газопроводі, що, в

кінцевому рахунку, спричинить економію паливного газу, який витрачається на перекачку. Однак, на охолодження газу також витрачається певний об'єм енергії. Якщо газ охолоджують в апаратах повітряного охолодження, то необхідно затратити енергію на привід вентиляторів, а при використанні водяного охолодження - на привід насосів для перекачування води. Зазначимо, що для збільшення глибини охолодження газу при сталій його витраті необхідно збільшити витрату холодоагенту (повітря чи води), що неодмінно викличе зростання затрат енергії на охолодження газового потоку. Отже, з одного боку, збільшення глибини охолодження газу після компримування призведе до зменшення гідравлічних втрат енергії на його перекачування, тобто до економії паливного газу; а з іншого боку, для збільшення глибини охолодження газу необхідно збільшити затрати енергії на охолодження. Очевидно, що збільшувати глибину охолодження газу доцільно до тих пір, поки сумарні затрати енергії на перекачування газу та його охолодження будуть зменшуватися. Отже мінімум сумарних енергозатрат на перекачування газу і його охолодження відповідає оптимальній температурі охолодження газу [28].

Поставлене завдання визначення оптимальної температури охолодження газу належить до класу завдань на пошук глобального екстремуму функції мети [20,27], яка є функцією багатьох змінних. Однак такий підхід може бути використаний у тому випадку, якщо визначається оптимальна температура охолодження для простого газопроводу. У випадку складної системи, в якій газопроводи з'єднані між собою міжнитковими перемичками з різною кількістю компресорних станцій на різних нитках, досягнення мети викликає серйозні ускладнення. Тому більш простим підходом слід вважати метод числового відбору варіантів. Цей метод полягає в тому, що для складної газотранспортної системи визначають потужність кожної КС при різних глибинах охолодження газу. Одночасно розраховуються затрати енергії для досягнення заданої глибини охолодження. Розрахунки ведуться доти, поки сумарні затрати енергії на транспорт і охолодження не почнуть зростати.

2.1. Аналіз стаціонарних режимів роботи газотранспортних систем

Пропускна здатність системи трансконтинентальних газопроводів визначається пропускною здатністю лінійних ділянок, продуктивністю компресорних станцій. Для визначення пропускної здатності системи вибрано метод характеристики. Характеристика кожної з лінійних ділянок газопроводів одержана на основі основного рівняння газопроводів, яке може бути записане у вигляді [2,72,101]:

$$Q = 0.326 * 10^{-6} d^{2.5} \sqrt{\frac{P_n^2 - P_k^2}{\lambda \Delta Z T L}} \quad (2.1)$$

де d, L - діаметр і довжина лінійної ділянки, мм, км;
 P_n, P_k - тиск на початку і в кінці лінійної ділянки, ата;
 λ - коефіцієнт гідравлічного опору;
 Δ - відносна густина газу;
 Z - коефіцієнт стислості газу за середніх умов;
 T - середня температура газу в газопроводі, К;
 Q - витрата газу за стандартних умов, млн м³ / добу.

Виходячи з (2.1), характеристику лінійної ділянки можна подати у вигляді:

$$P_n^2 - P_k^2 = C_{ij} Q^2; \quad (2.2)$$

де C_{ij} - сталий коефіцієнт для і-тої ділянки j-го газопроводу.

$$C_{ij} = \frac{\lambda \Delta Z T L}{(0.326 * 10^{-6} d^{2.5})^2}$$

Якщо рух газу в газопроводі характеризується великими значеннями числа Рейнольдса [17], властивими зоні шорстких труб турбулентного режиму, то

коефіцієнт гідравлічного опору не залежить від витрати газу, і його можна вважати сталим.

Характеристика кожної з компресорних станцій, на яких працюють повнонапірні нагнітачі за паралельною схемою, записувалася на основі характеристики окремого ГПА в двочленній формі [75,102].

$$\varepsilon^2 = a_0 - b_0 Q_B^2; \quad (2.3)$$

де ε - ступінь стиску агрегату;

Q_B - об'ємна продуктивність ГПА за умов входу в машину;

a, b - сталі коефіцієнти, які можуть бути знайдені за паспортними або реальними характеристиками агрегату.

Використовуючи рівняння характеристики ГПА в формі (2.3) і переходячи до комерційної продуктивності компресорної станції, на якій працює паралельно N агрегатів, можна подати характеристику КС у вигляді:

$$P_{H_{ij}}^2 = \alpha_{ij} P_{B_{ij}}^2 - \frac{B_{ij}}{r^2} Q_j^2; \quad (2.4)$$

де $\alpha_{ij} = \alpha_0 : b_{ij} = b_0 \left(\frac{P_{CT} T Z_B}{T_{CT}} \right);$

P_{CT}, T_{CT} - стандартні умови.

Рівняння характеристики КС записане для кожної компресорної станції і кожного з газопроводів, що входять до системи, а рівняння характеристики трубопроводу - для кожної лінійної ділянки. При цьому вважається, що всі міжниткові перемички між газопроводами системи закриті. У результаті отримаємо систему рівнянь, які дають змогу визначити пропускну здатність кожного з газопроводів, що входять до складу системи. Розв'язок системи має вигляд:

$$Q_j = \sqrt{\frac{P_{B1}^2 \prod_{i=1}^{n_j} \alpha_{ij} - P_k^2}{\sum_{i=1}^{n_j} (b_{ij} + c_{ij}) \prod_{i=1}^{n_j} \alpha_{ij}}}; \quad (2.5)$$

де n - кількість КС на j -тому газопроводі системи;

P_N - тиск на вході в КС-її системи;

P_K - тиск в кінці останньої лінійної ділянки.

Сумарна пропускна здатність системи при закритих міжниткових перемичках визначається як сума:

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i \quad (2.6)$$

Для реалізації наведеної розрахункової схеми розроблено алгоритм і складено програму розрахунку пропускної здатності системи при закритих перемичках. Програма працює в діалоговому режимі. При відкритті частини чи всіх міжниткових перемичок можливі міжниткові перетоки газу, які дають змогу збільшити пропускну здатність системи. Розроблений алгоритм розрахунку і складена за ним програма дають змогу виконати коректування продуктивності кожного з газопроводів і системи в цілому. Слід зазначити, що пропускна здатність системи визначається її станом (тобто числом працюючих КС і відкритих перемичок) та параметрами газу на вході КС-її в кінці системи. Тому режимні обмеження вводяться у вигляді тисків на початку (на вході КС-1) і в кінці системи.

Розрахунки гідравлічних параметрів газу як в трубопроводі, так і в мережі на сьогодні проводять, в основному, при стаціонарному режимі руху газу на базі відомих в літературі формул [15,27,46,47]. На точність розрахунку впливає багато факторів, до яких можна віднести температуру газу, хімічний склад газу, місцеві опори і багато інших. При дослідженні процесу руху газу в стаціонарному режимі гідравлічні та температурні режими описуються незалежними системами

диференціальних рівнянь. Очевидно, що на практиці температура гідродинамічні характеристики пов'язані. До того ж, у літературі наведені формули різного ступеня точності для визначення температури. Тому існує потреба проведення аналізу існуючих формул для визначення розподілу температурного поля та його впливу на процес руху газу.

На сьогодні в літературі наведена велика кількість моделей руху газу в трубопроводах, які враховують ті чи інші його особливості (врахування зміни кінетичної енергії руху, перепаду висот і т.п.) [27,46,47,72]. У користувача не завжди є можливість оцінити достовірність розрахованих параметрів, бо в рамках моделей, які дали можливість отримати інженерні формули, не вдається розмежувати фактори впливу на характер руху газу. До таких факторів слід зарахувати: місцеві опори, нехтування силою Кориоліса, силою тяжіння і т.п., усереднення параметрів газу (температури, коефіцієнту надстислості, густини). При дослідженні моделей руху газу, як правило, вивчається один із параметрів, наприклад, температура, і мало приділяється уваги дослідженню впливу цього параметру на інші гідродинамічні характеристики руху [101,124]. У зв'язку з цим у роботі наведено аналіз основних формул для визначення розподілу температури газу в стаціонарному випадку та впливу останньої на обчислення коефіцієнта теплоємності й об'ємні витрати газу. Наведено алгоритм уточнення середньої температури і визначення відповідних об'ємних витрат газу. Разом з тим, побудовано алгоритм визначення хімічного складу сумішей газу.

При розрахунках параметрів руху газу використовується, в основному, квадратична залежність тиску від об'ємного або масового переносу газу з урахуванням зміни тиску й масових сил [56,120] при $z=\text{const}$, $t=\text{const}$:

- для горизонтального трубопроводу

$$p(x) = \sqrt{p_0^2 - \lambda z \frac{gRt}{D} \left(\frac{M}{S} \right)^2 x} \quad (2.7)$$

- для нахиленого трубопроводу

$$p(x) = \sqrt{p_0^2 e^{-b} - \lambda z \frac{Rt}{D} \left(\frac{M}{S}\right)^2 \frac{1 - e^{-b}}{b} x} \quad (2.8)$$

де позначено :

$$S = \frac{\pi D^2}{4}, \quad b = \frac{2g\Delta h}{zRt}, \quad (2.9)$$

де $p = p(x)$ - розподіл тиску по довжині трубопроводу;

λ - коефіцієнт гідравлічного опору;

$M_0 = \rho_0 Q_0$ - масова витрата газу,

ρ_0 - густина газу в стандартних умовах,

$Q_{об}$ - об'ємна витрата газу в стандартних умовах;

T - температура газу за Цельсієм;

R - газова стала;

g - прискорення вільного падіння;

x - біжуча координата $x \in [0, l]$,

l - довжина трубопроводу,

D - внутрішній діаметр трубопроводу;

z - коефіцієнт надстислості газу, для обчислення якого використовується емпірична формула

$$z = \frac{1}{1 + fp}, \quad (2.10)$$

де p - тиск, який вимірюється в атмосферах,

$$f = (24 - 0.21t^{\circ}C) \cdot 10^{-4},$$

$t^{\circ}C$ - температура газу за Цельсієм, яка з достатньою для практики точністю описує відмінність реального газу від ідеального.

При цьому використовуються середні значення таких параметрів, як температура, коефіцієнт надстислості і т.п., які мають значний вплив на розподіл тиску та об'ємну витрату газу. З формули (2.7) випливає, що масова витрата газу M в стаціонарному ізотермічному випадку визначається за формулою

$$G = F \sqrt{\frac{D(P_0^2 - P_k^2)}{\lambda z R T_c L}} \quad , \quad (2.11)$$

звідки

$$Q_0 = \frac{F}{\rho_0} \sqrt{\frac{D(P_0^2 - P_k^2)}{\lambda z R T_c L}} \quad . \quad (2.12)$$

З формули (2.12) видно, що середня температура t_c має досить значний вплив на величину об'ємної втрати. У формулі (2.12) T_c - середня температура. При визначенні розподілу температури вздовж горизонтального трубопроводу, як правило, користуються формулою [56]

$$t = t_r + (t_0 - t_r)e^{-ax} - D_h \frac{P_0 - P_k}{L} \frac{1 - e^{-ax}}{a} \quad , \quad (2.13)$$

де t_r - температура ґрунту;

t_0 - початкова температура газу;

k - коефіцієнт теплопередачі від газу до ґрунту;

D_h - коефіцієнт Джоуля-Томпсона

$$a = \frac{k\pi D}{Gc_p} \quad . \quad (2.14)$$

У формулі (2.13) останній доданок правої частини визначає ефект Джоуля-Томсона, тобто зниження температури при русі газу. Формула (2.13) не враховує зміну температури за рахунок роботи, затраченої на протидію тертю. Якщо врахувати останню, то розподіл температури вздовж горизонтального трубопроводу визначається за формулою [72]

$$t = t_r + (t_0 - t_r)e^{-ax} - D_h \frac{\Delta P}{aL}(1 - e^{-ax}) + \frac{gi}{ac_p}(1 - e^{-ax}), \quad (2.15)$$

де p_0, p_k - значення тисків на початку та в кінці трубопроводу відповідно,

$$i = \frac{\Delta P}{g\rho_c L}, \quad \Delta P = P_0 - P_k. \quad (2.16)$$

З формули (2.15) випливає, що врахування роботи тертя приводить до підвищення температури. У літературі [51,56] показано, що формула (2.15) дає значно точніші результати, ніж формула (2.13). Відомо, що середня температура визначається за формулою

$$t_c = \frac{1}{L} \int_0^L t(x) dx. \quad (2.17)$$

Тому для визначення середньої температури на основі формули (2.13) отримуємо співвідношення

$$t_{c,1} = t_r + (t_0 - t_r) \frac{(1 - e^{-ax})}{aL} - D_h \frac{\Delta P}{aL} \left(1 - \frac{(1 - e^{-ax})}{aL}\right), \quad (2.18)$$

а за формулою (2.15):

$$t_{c,2} = t_r + (t_0 - t_r) \frac{(1 - e^{-aL})}{aL} - D_h \frac{\Delta P}{aL} \left(1 - \frac{(1 - e^{-aL})}{aL}\right) + \frac{gi}{ac_p} \left(1 - \frac{(1 - e^{-aL})}{aL}\right) \quad (2.19)$$

Як видно з формул (2.13) - (2.19), розподіл температури та її середнє значення залежать від коефіцієнта теплоємності, для обчислення якого використовується емпірична формула

$$C_p = \alpha_1 + \alpha_2(t_c + 273) + \alpha_3\rho_0 + \alpha_4(t_c + 273)10^{-2} + \alpha_5(t_c + 273)(t_c + 273)10^{-4} \quad (2.20),$$

де $\alpha_1 = 2.9629$, $\alpha_2 = -0.95495$, $\alpha_3 = 0.04553$, $\alpha_4 = 0.01194$, $\alpha_5 = 0.22871$,

Як видно з (2.20) коефіцієнт теплоємності залежать від температури, тобто є сенс проаналізувати як вплив температури на об'ємні витрати газу та коефіцієнт теплопровідності, так і вплив останнього на об'ємні витрати газу.

Наведемо короткий опис алгоритму для визначення середньої температури вздовж трубопроводу та врахування її при обчисленні об'ємної витрати газу [27].

1) Вхідними параметрами виступають k , D , L , C_p , t_0 - початкова температура газу, t_r - температура ґрунту.

2) За формулою обчислюється початкове наближення середньої температури.

$$t_{c,3} = t_r + (t_0 - t_r) \frac{(1 - e^{-ax})}{aL}. \quad (2.21)$$

3) Обчислюється коефіцієнт гідравлічного опору та коефіцієнт надстислості.

4) За формулою (2.4) при $x = L$ обчислюється початкове наближення кінцевого тиску.

5) Маючи тепер наближене значення P_k , уточнюємо середнє значення температури.

6) Уточнюємо коефіцієнти гідравлічного опору та надстислості, де використовуються обчислені значення середньої температури та середнє значення тиску

$$P_c = \frac{2}{3} \left(P_0 + \frac{P_k^2}{P_0 + P_k} \right) \quad (2.22)$$

7) Вихідний тиск P_k обчислюється за формулою (2.34) при $x = L$ і уточнених значеннях коефіцієнтів.

8) Після другої ітерації досліджується вплив початкової температури t_0 на об'ємний розхід Q_0 при заданому значенні P_0 та розрахованих параметрах λ, z, P_k .

Апробація отриманих результатів проводилась під час обчислювального експерименту, де досліджувались:

1. Вплив тертя в газовому потоці на середню температуру газу.
2. Вплив сил тертя в газовому потоці на величину об'ємної витрати з урахуванням сили тертя і без урахування сили тертя.
3. Залежність середньої температури від коефіцієнта теплоємності C_p .
4. Вплив зміни C_p на об'ємну витрату Q_0 .

У таблиці 2.1. наведені значення середніх температур у трубопроводі при різних значеннях початкової температури. При цьому середня температура обчислювалась без урахування сил тертя та з урахуванням сил тертя.

Таблиця 2.1

**Значення середніх температур,
обчислених з урахуванням сили тертя і без урахування сили тертя при
різних значеннях вхідної температури газу**

$t_0, ^\circ\text{C}$	без урахування тертя		з урахуванням тертя	
	t_c , без ітер, $^\circ\text{C}$	t_c , з ітер, $^\circ\text{C}$	t_c , без ітер, $^\circ\text{C}$	t_c , з ітер, $^\circ\text{C}$
0	3.494963434	3.498760751	5.66426757	5.663873694
5	5.043411693	5.043239238	7.212715829	7.197309547
10	6.591859952	6.578587019	8.761164088	8.721799228
15	8.140308211	8.104961792	10.30961235	10.23749498
20	9.688756469	9.62251656	11.85806061	11.74454456
25	11.23720473	11.13139982	13.40650886	13.24309146
30	12.78565299	12.63175577	14.95495712	14.73327506
35	14.33410125	14.12372444	16.50340538	16.21523077
40	15.8825495	15.60744191	18.05185364	17.68909024
45	17.43099776	17.08304045	19.6003019	19.15498147

Таблиця 2.2

**Значення об'ємної витрати газу Q_0 з урахуванням сили тертя
і без урахування сили тертя при обчисленні середньої температури**

$t_0, ^\circ\text{C}$	без урахування тертя		з урахуванням тертя	
	Q_0 , без ітер,	Q_0 , з ітер,	Q_0 , без ітер,	Q_0 , з ітер,
0	1267716,47746	1267714,04150	1253275,30994	1253297,02116
5	1267713,51217	1267713,50697	1253343,65302	1253394,51457
10	1267713,54319	1267713,58648	1253411,62844	1253491,18580
15	1267713,57037	1267714,19055	1253479,24551	125386,98818
20	1267713,59359	1267715,21717	1253546,51310	1253681,86217
25	1267713,61272	1267716,51529	1253613,43967	1253775,73420
30	1267716,62763	1267718,06592	1253680,03330	1253868,51655
35	1267713,63819	1267719,61952	125346,30167	1253960,10720
40	1267713,64425	1267721,05821	1253812,25212	1254050,38973
45	1267713,64569	1267722,21439	1253877,89159	1254139,23313

Як показують результати моделювання, коефіцієнт теплоємності, який має вплив на витрати газу, залежить від температури газу. Тому під час обчислювального експерименту вивчався вплив середньої температури на значення цього коефіцієнта та об'ємні витрати. Результати експерименту наведені в таблиці 2.2 У цій таблиці наведені значення об'ємних витрат газу при сталому значенні коефіцієнта теплоємності та з урахуванням залежності його від температури при різних значеннях середньої температури.

Аналіз результатів показує, що врахування ефекту Джоуля-Томпсона призводить до зниження середньої температури, а врахування сил тертя - до її збільшення. Причому збільшення середньої температури за рахунок урахування сил тертя є більшою, ніж зміна середньої температури за рахунок урахування ефекту Джоуля-Томпсона. Тобто результати проведеного експерименту підтверджують необхідність більш детального і глибшого вивчення впливу параметрів газу на його гідродинамічні характеристики, зокрема, визначення хімічного складу сумішей газу.

Необхідність визначення хімічного складу суміші газу виникає в тому випадку, коли в один з вузлів системи транспортування газу потрапляють різні об'єми газу з різним хімічним складом. У результаті слід визначити хімічний склад суміші газу за відомими хімічними складами тих частин газу, які потрапили у цей вузол. У математичному плані пошук розподілу складу суміші газу по мережі зводиться до необхідності розв'язування системи лінійних алгебраїчних рівнянь для елементів мережі, де склад газу змінюється. Вважається, що зміна розподілу складу газу відбувається тільки у вузлах, де є більше одної вхідної труби.

Для вузлів з надходженням газу записується проста рівність $\alpha_{j,i} = \beta_{j,i}$, де $\beta_{j,i}$ - відповідний відсоток j -ї складової газу в i -му вузлі - у цьому випадку i -й вузол буде відображати уявний вузол, з якого надходить газ. Очевидно, що для вузлів, в яких є одна вхідна труба, рівняння не складаються (крім уявних вузлів у вершинах з надходженням). У результаті отримується система лінійних

алгебраїчних рівнянь, порядок якої залежить від кількості вузлів з надходженням і кількості вузлів зі змішуванням. Підставивши в сформовану систему відповідні коефіцієнти β_j , знаходимо розподіл для кожної складової газу.

2.2 Енергетична ефективність використання високопотужних ГПА на компресорних станціях багатониткових систем

Аналіз функціонування багатониткової газотранспортної системи (ГТС) свідчить, що у разі зміни режиму її роботи найважче забезпечувати ефективність тих компресорних станцій (КС), в яких переважають цехи з газоперекачувальними агрегатами (ГПА) великої одиничної потужності (25 МВт і 10 МВт). Вимкнення й увімкнення таких агрегатів викликає найбільші зміни режиму в сусідній ГПА і цехах, причому цей процес супроводжується значними перетіканнями через міжцехові перемички. Необхідно, щоб у всіх режимах нагнітачі працювали в зоні найбільш високих ККД, а навантаження газотурбінного приводу було близьке до номінального. Труднощі, що при цьому виникають, можна простежити на прикладі нагнітача 650-21-2 з приводом від ГТУ [26].

На рис.2.1 представлені розрахункові характеристики ділянок газопроводу діаметром 1400 довжиною 95, 100 і 105 км за коефіцієнта ефективності ділянок газопроводу $E = 0.95$ і тиску на виході $p_1 = 7.5$ МПа. Там же зображені характеристики ділянок зі зниженим коефіцієнтом ефективності до 0,85, які можна одночасно розглядати як характеристики з $E = 0.95$, але за тиску на виході $p_2 = 7,2$ МПа. На графіку нанесені криві сумарних характеристик двох відцентрових нагнітачів (ВН) 650-21-2 за різних відносних частот обертання. Також нанесені лінії ККД ВН згідно з заводською характеристикою зі значеннями від 0,82 до 0,76. Також вказана лінія сумарної внутрішньої потужності двох ВН 45 МВт, побудована для ККД процесу стискання 0,78. Як видно з графіків, зона максимальних ККД під час роботи двох агрегатів розташована в межах розрахункових режимів.

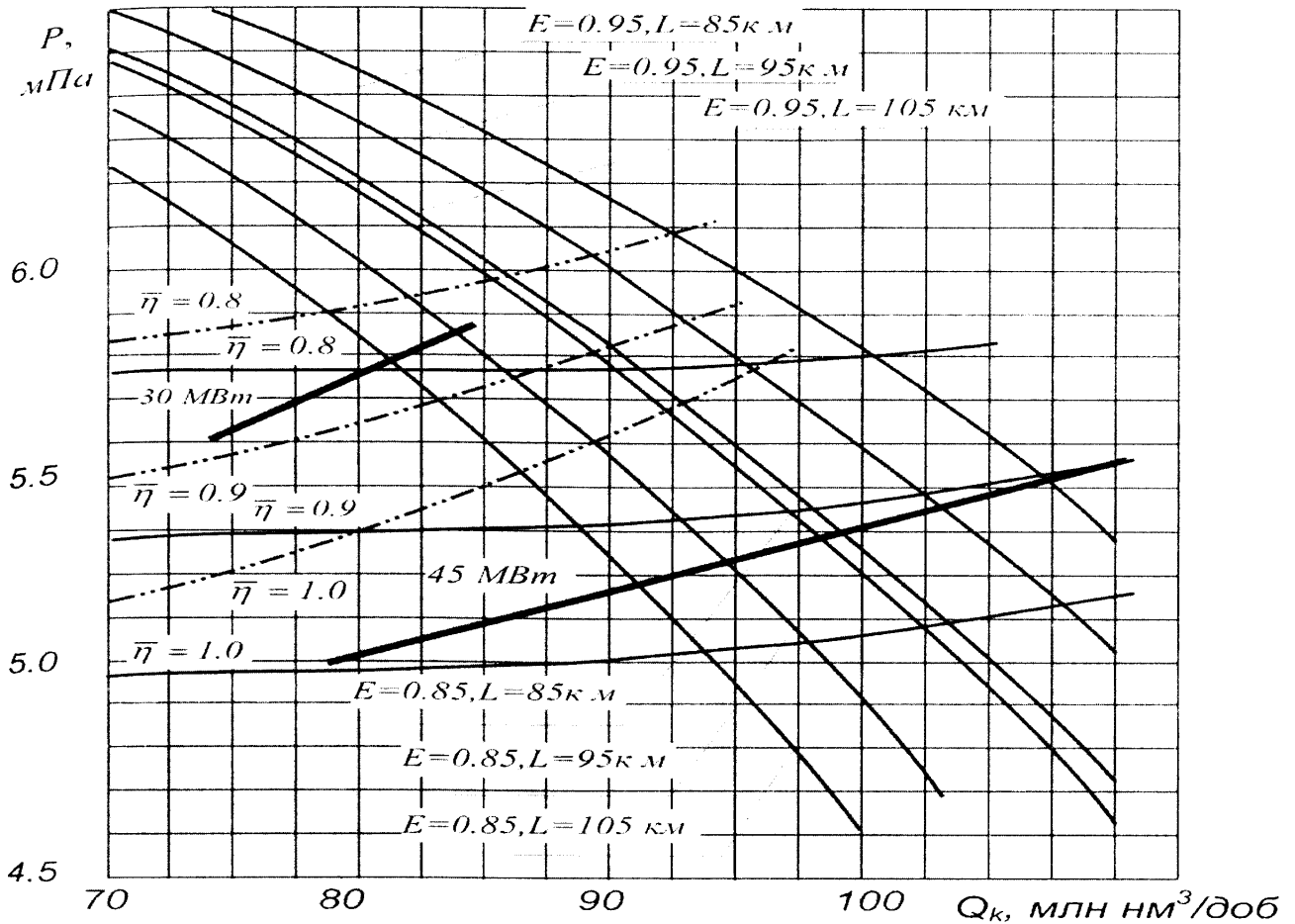


Рис. 2.1. Загальна характеристика двох паралельно працюючих нагнітачів ВН 650-21-2 з двома паралельними нитками газопроводу

Однак здебільшого при існуючих режимах газопроводу робочі точки не можна нанести на цю характеристику, оскільки внаслідок перетікань газу в менш завантажені або вільні нитки реальна характеристика газопроводу проходить правіше вказаної на рис. 2.1. З метою більш повного завантаження працюючих агрегатів у пониженому відносно нормального значення ступені стискування КС і роботі в цеху двох ВН ГПА 25 їхні робочі точки на діаграмі розташовуються праворуч від зони максимальних ККД, а це дає безсумнівний енергетичний вигреш. При вимиканні ж одного агрегату ВН 650-21-2 характеристика цеху не перетинає робочу зону характеристики ділянки газопроводу, тобто в цьому випадку перетікання повинні походити від сусідніх цехів. Тому для оптимізації роботи складної ГТС перетікання необхідні. Перетікання між компресорними

цехами повинні забезпечувати повне завантаження приводу і роботу нагнітача в зоні високих ККД. Однак у випадку існуючої проточної частини ВН 650-21-2 за зниженого значення ступеня стискування КС це досить складно і на сьогодні ще не реалізовано.

У зв'язку з цим для забезпечення більш ефективної роботи ВН ГПА потужністю 25 МВт у сформованих умовах експлуатації ГТС слід розробити більш сучасну, спеціально призначену для більшості КС проточних частин ВН на номінальну частоту обертання 4670 об/хв. Така конструкція повинна мати робочі колеса просторового типу і лопаткові дифузори в обох ступенях [96].

При роботі двох таких ВН із номінальною потужністю приводу зі ступенем стискування 1,30...1,37 газ об'ємом 20-30 млн. нм³/добу можна перемичкою передавати в сусідній цех (чи цехи) 20-30 млн. нм/добу. Після вимикання одного ГПА той, що залишився, може ефективно працювати з ККД вищим від 80% з витратою до 70 млн. нм³/добу. Отже, перетікання із сусідньої нитки для вирівнювання навантаження у трубопроводах буде істотно меншим, ніж у випадку наявних ВН 650-21-2, RP-2BB-36 і ін. Тобто, переваги такої проточної системи безсумнівні.

Отже, при сформованих режимах роботи газотранспортної системи для більшості агрегатів потужністю 25 МВт значна частина часу потрібна для зниження ступеня стискування ВН до 1,30... 1,35, внаслідок чого при паралельній роботі двох ГПА і використанні повної потужності приводу витрата складе 120-130 млн. нм³/добу. Щоб робочі точки ВН не потрапляли до зони знижених ККД, потрібне розширення зони ефективної роботи існуючих нагнітачів, і, крім того, розташування її в межах великих витрат. Для вирівнювання витрат по трубопроводах неминучі перетікання перемичками в сусідні, менш завантажені лінії.

З метою запобігання наближення характеристик нагнітачів, що працюють у цеху, до межі стійкості, ГПА повинні бути завантажені приблизно рівномірно. Для визначення оптимального завантаження одного агрегату пропонується такий метод.

Будується залежність ККД ГПА від продуктивності і режиму роботи. Тоді ККД газоперекачувального агрегату становитиме:

$$\eta_{ГПА} = K_{доd}\eta_e\eta_n, \quad (2.23)$$

де $K_{доd}$ - коефіцієнт, який враховує додаткові втрати енергії;

η_e - фактичний ефективний ККД ГТУ, що залежить від відносної приведеної потужності і враховує температуру атмосферного повітря та технічний стан ГТУ;

η_n - ККД ВН, що залежить від витрати, ступеня стискування і технічного стану нагнітача.

Якщо втрати, пов'язані з технічним станом ГТУ і ВН, включити в $K_{доd}$, то визначальними чинниками для ККД ГТУ є наявна ефективна потужність, а для відцентрового нагнітача - комерційна продуктивність.

Очевидно, що найменша витрата паливного газу на ГПА буде досягнута (за інших рівних умов) при максимальному добутку $\eta_e \cdot \eta_n$, (де $\eta_e \cdot \eta_n$ - величини ККД, віднесені до номінальних режимів). Максимальні значення η_e за відомої потужності можна визначити за діаграмою режимів ГТУ, а η_n - за характеристикою нагнітача.

На рис. 2.2 зображено залежності $\eta_e \cdot \eta_n$ від Q_k для агрегату ГТН-25 із ВН 650-21-2 за декількох значень ε_{KC} від 1,25 до 1,40. При $\varepsilon_{KC}=1,45$ досягатиметься максимальне значення добутку, тобто $\eta_e \cdot \eta_n=1,0$. Показане також розміщення лінії внутрішньої потужності $N_i=22,5$ МВт, розраховане при $\eta_n=0,78$. Отримана графічна залежність підтверджує, що максимальний ККД цього ГПА зростає з наближенням ступеня стискування до номінального значення і має максимум приблизно при $Q_k \approx 50$ млн нм³/добу.

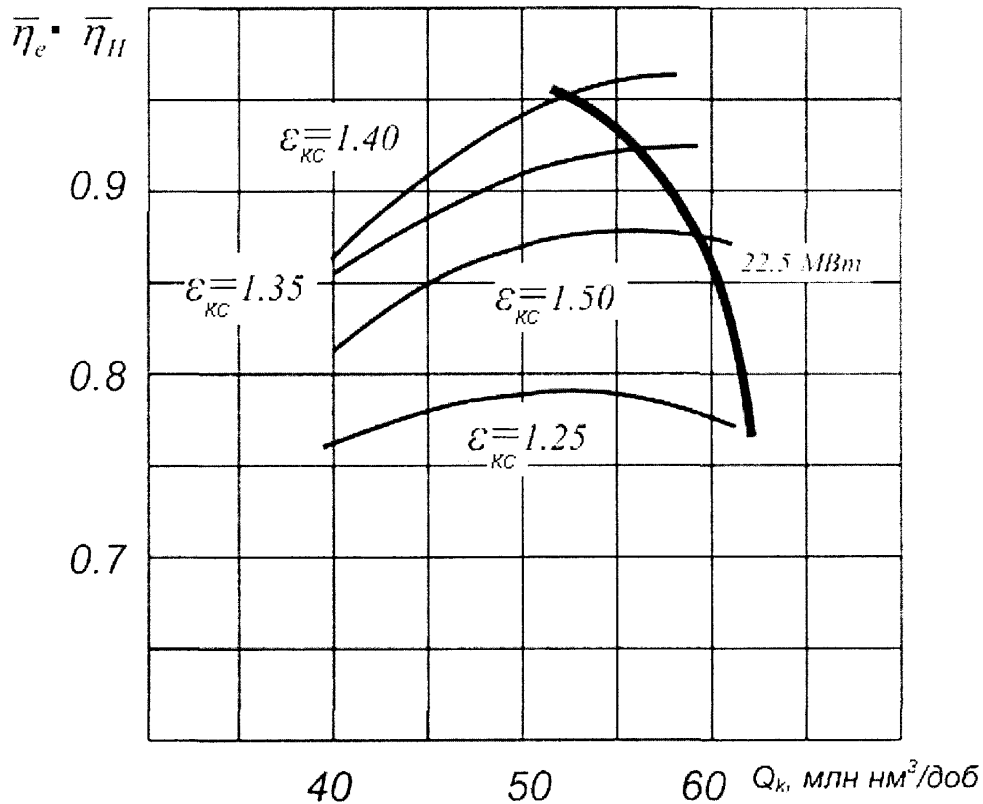


Рис. 2. 2. Залежність $\bar{\eta}_e \cdot \bar{\eta}_n$ від витрати Q_k за різних значень ϵ_{KC}

Такі криві є важливим інформаційним матеріалом для експлуатаційного персоналу. Для цеху вигідно утримувати потужність ГТН-25 близько до номінальної, завдяки пологій залежності добутку $\eta_e \cdot \eta_n$ від витрати. Надлишкову для цього цеху витрату варто передавати перемичкою в сусідній лінії. У випадку зниження ступеня стискування ϵ_{KC} з ВН 650-21-2 безсумнівно зросте питома витрата паливного газу.

Для згаданої вище проточної частини ВН фірми GHH-Borsig завдяки сприятливо розташованій і широкій зоні високого ККД за будь-якого ступеня стискування вигідне максимальне завантаження приводу.

З аналізу спільних характеристик ділянок газопроводу довжиною 85-105 км і нагнітачів різних типів ГПА потужністю 25МВт впливає, що цими ВН у цехах газотранспортної системи можна виконувати ефективно східчасте регулювання з підтримкою високих ККД ВН, тільки раціонально використовуючи наявні перемички між цехами для здійснення заздалегідь обчислених перетікань,

домагаючись максимально можливого завантаження газотурбінного приводу і забезпечення режиму роботи ВН у зоні високих ККД.

Для компресорних цехів з агрегатами потужністю 25 МВт перепади тисків між нитками повинні вимірюватися диференціальним способом, щоб можна було більш точно задавати підвищений режим роботи цеху, в який доцільно збільшити приплив газового потоку для збільшення навантаження ГПА, чи, навпаки, знизити його режим роботи для повернення в зону високих ККД відцентрового нагнітача.

Стосовно ГПА інших потужностей, то в ГТС ДК "Укртрансгаз" в експлуатації їх небагато (із приводом потужністю 16 МВт). Деякі з них - Сумського заводу у складі ГПА-Ц-16 переважно на ступінь стиску 1,44-1,45 трьох модифікацій на номінальну частоту обертання 4900 і 5300 об/хв тип НЦ-16-76-1,45 і 45 агрегатів ТМЗ із приводом від ГТН типів Н-16 типів Н-16-76-1,44 і 1,44 М. Як правило, розрахунковий режим цеху забезпечується трьома працюючими ГПА при загальній кількості агрегатів в цеху 4-5.

На рис. 2.3 представлені спільні характеристики ділянок газопроводу з трьома і двома НЦ-16-76-1,44 модифікації 3 ($\eta_{ном} = 5300$ об/хв). При трьох робочих агрегатах ВН область високого ККД розташовується сприятливо, однак при зниженому ступені стиску КС ГПА будуть недостатньо завантажені. Для повного завантаження трьох ГПА необхідні перетоки в сусідні нитки, обсяг яких залежить від ступеня стиску КС. На цьому ж рисунку показані лінії потужності при трьох і двох агрегатах (45 МВт і 30 МВт), визначені при ККД процесу стиску 0,78. Зі спільних характеристик двох ВН НЦ-16-76-1,44 (модифікація 3) ділянок газопроводу видно, що пологість напірних характеристик забезпечує діапазон ефективної роботи до 80 млн. $\text{нм}^3/\text{добу}$ при ККД близько 80%. Отже при зниженні витрати по нитці до 3,3 млн. $\text{нм}^3/\text{год}$ цілком можна залишати в роботі два агрегати цієї модифікації. При необхідності збільшення витрати без вмикання третього агрегату потрібне підживлення від сусідніх ниток, тобто труба цього цеху може бути використана для прийняття "зайвої" витрати від сусідніх цехів для оптимізації режимів роботи їх ГПА.

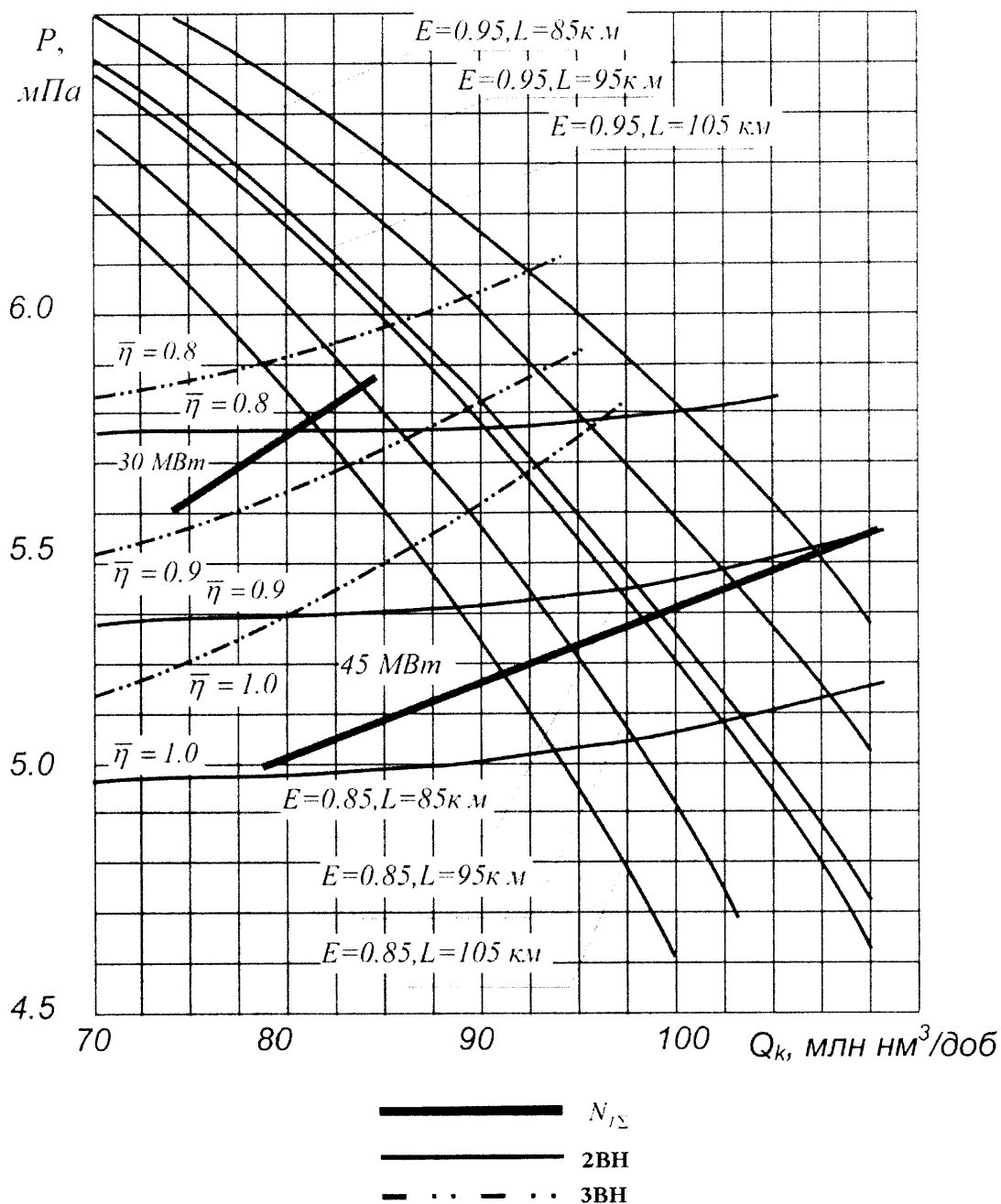


Рис. 2.3. Загальна характеристика двох і трьох ВН типу НЦ-16-76-1,44 третьої модифікації та частин газопроводу.

Отже, для роботи в сфері високих ККД ВН і ГПА потужністю 16 МВт при повному завантаженні газотурбінного приводу при режимі роботи ГТС потрібні перетоки як перед цехом, так і після цеху. Витрата при цих перетоках у загальному випадку трохи менша, ніж при ГПА потужністю 25 МВт, але при

роботі в цеху одного ГПА може перевищити 50-60 млн. $\text{м}^3/\text{добу}$, що пов'язано вже з відчутними втратами тиску і роботи з компримування газу.

Більш повний аналіз ефективності використання ВН із ГПА потужністю 16 МВт може дати розгляд залежності добутку $\eta_e \cdot \eta_n$ від режиму роботи (аналогічно з виконаними побудовами за методикою, запропонованою для агрегатів потужністю 25 МВт).

Залежності $\eta_e \cdot \eta_n$ від Q_k при різних ступенях стиску від 1,25 до 1,40 для агрегату ГПА-Ц-16 були розраховані з використанням узагальненої дросельної характеристики двигуна НК-16-СТ заводської характеристики нагнітача НЦ-16-76-1,44 модифікації 3, що відрізняється високими значеннями ККД у робочій зоні. Результати розрахунків представлені на рис.2.4. Видно, що при витраті через ВН 30 млн. $\text{м}^3/\text{добу}$ і більше ККД ГПА знижений у порівнянні з номіналом при $\varepsilon=1,25$ не більш, ніж на 7%. При великому завантаженні двигуна ККД також високий за рахунок збереження високого ККД ВН. При потужності $N_j = 15$ МВт і $\varepsilon > 1.2$ ККД може знизитися не більш, ніж на 5% (безумовно, при чистій і незношеній проточній частині двигуна і ВН). Розрахункова лінія $N_j = 15$ МВт нанесена за параметрами $Q_k, \varepsilon_{до}$ і $\eta_{цн}$. Праворуч від неї робота можлива в холодний час і при низькій температурі технологічного газу на вході в ВН.

Отже, деяка відмінність від ГПА потужністю 25 МВт у розповсюджених агрегатах потужністю 16 МВт показує, що найбільша економія паливного газу досягається при максимальному завантаженні газотурбінного приводу. Зі зниженням витрати через ВН (при $p_2=7,5$ МПа) ККД ГПА зменшується, причому більш різко, ніж в агрегатів потужністю 25 МВт. При змінних проточних частин (ЗПЧ) для нагнітачів потужністю 25 МВт варто встановити черговість із урахуванням того ефекту, який може бути отриманий після її установки, а для цього залежності $\eta_e \cdot \eta_n = f(Q_{k,e})$ можуть дати вихідний матеріал.

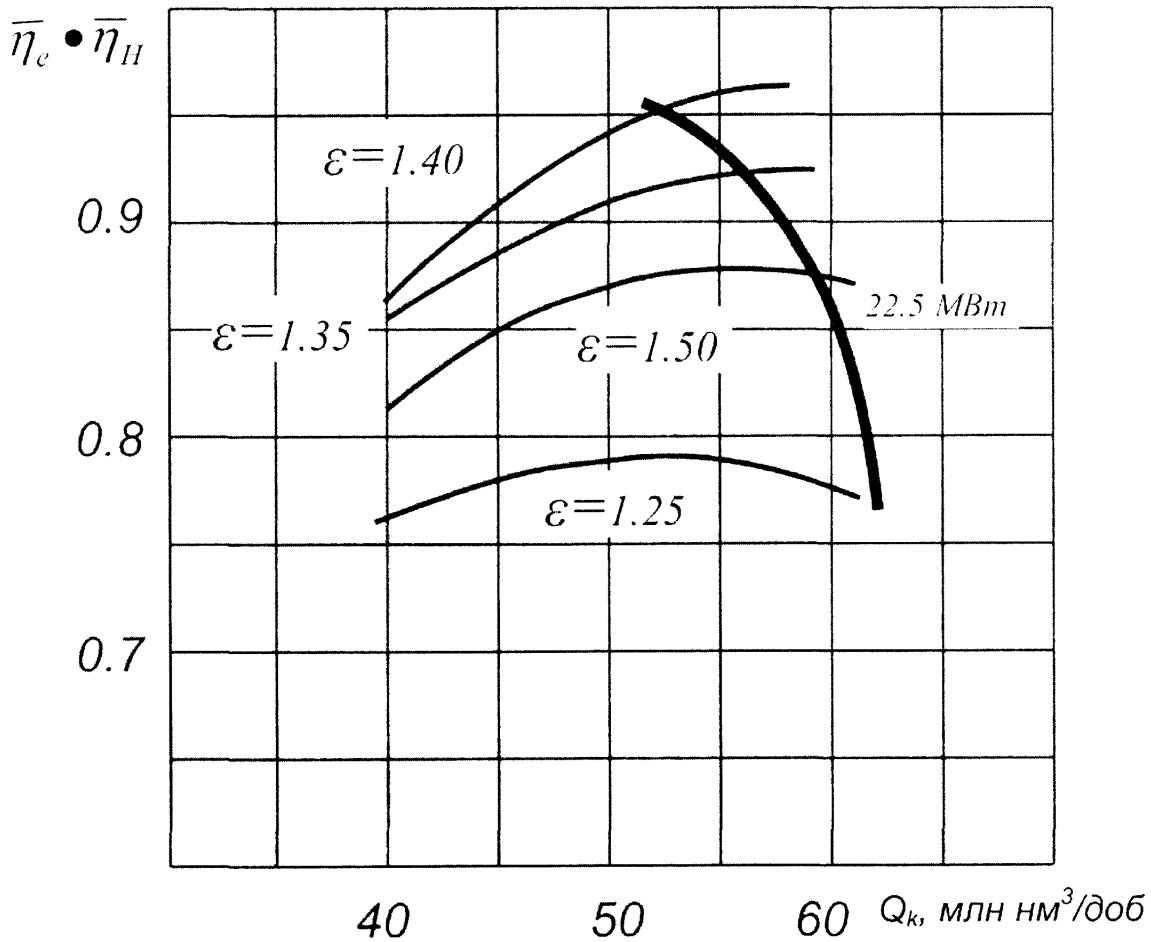


Рис. 2.4. Залежність $\bar{\eta}_e \cdot \bar{\eta}_H$ від витрати Q_k при різних значеннях $\epsilon_{\text{КС}}$ для ГПА-Ц-16 з ВН 16-76-1.45 3-ї модифікації.

Як до, так і після установки ЗПЧ, можна досягти економії паливного газу шляхом оптимізації завантаження ГПА і раціоналізації перетоків, для чого потрібна підсистема автоматичного управління, яка використовує диференціальні виміри тиску перед і за компресорними цехами на багатощеховій КС.

2.3 Характеристика квазістаціонарних режимів роботи багатощехових компресорних станцій

Прийнято вважати, що магістральні трубопроводи працюють в умовах стаціонарного потоку газу, причому основні параметри режиму незмінні в часі. Однак, на режим роботи мають вплив різноманітні фактори, серед яких слід

виділити внутрішні, пов'язані з функціонуванням системи, і зовнішні, що є результатом впливу довкілля на систему. До перших слід віднести, в першу чергу, нестабільність постачання газу в трубопроводі, флуктуації характеристик газоперекачувальних агрегатів, зміну гідравлічного опору лінійних ділянок при наявності в трубах рідкої фази, зміну температури газу в залежності від роботи системи охолодження. Зовнішні впливи зв'язані зі зміною температури навколишнього середовища, барометричного тиску, наявності чи відсутності опадів тощо.

Перелічені впливи викликають нестабільність газового потоку в трубах, що, в свою чергу, впливає на роботу обладнання КС і призводить до пульсацій параметрів режиму а часі. Тому потік газу в газопроводі слід вважати квазістаціонарним [28,29]. Слід підкреслити, що регулювання режимів, увімкнення чи вимкнення газоперекачувальних агрегатів чи шляхових відборів викликають нестационарні процеси в газопроводі, які характеризуються зміною параметрів в широкому діапазоні і тут не розглядаються. Метою нашого дослідження є встановлення впливу флуктуацій тиску і витрати газу в газопроводі на енергетичні характеристики КС.

Для оцінки зміни параметрів в часі експлуатації розглянуто режим роботи КС-39 "Богородчани" газопроводу Уренгой-Помари-Ужгород за 31.10.10. Характер зміни тиску витрати газу протягом доби приведено на рис. 2.5. Аналіз коливання параметрів у часі показує, що максимальна абсолютна зміна витрати складає 102 тис м³/год, а зміна тиску - 0,13 МПа. За вказаними даними розраховано для різних моментів часу зміну енергоємності потоку, виражену у вигляді потужності. Встановлено, що протягом доби максимальна абсолютна зміна потужності потоку складає 2,394 МВт.

Стрибкоподібна зміна витрати газу в часі викликає коливальний високочастотний процес зміни тиску на вході КС, частота й амплітуда якого визначатиметься характеристиками системи і квазістаціонарного режиму. Пульсації тиску на вході КС спричиняють коливання напружень у стінках трубопроводів, що може призвести до втрати міцності.

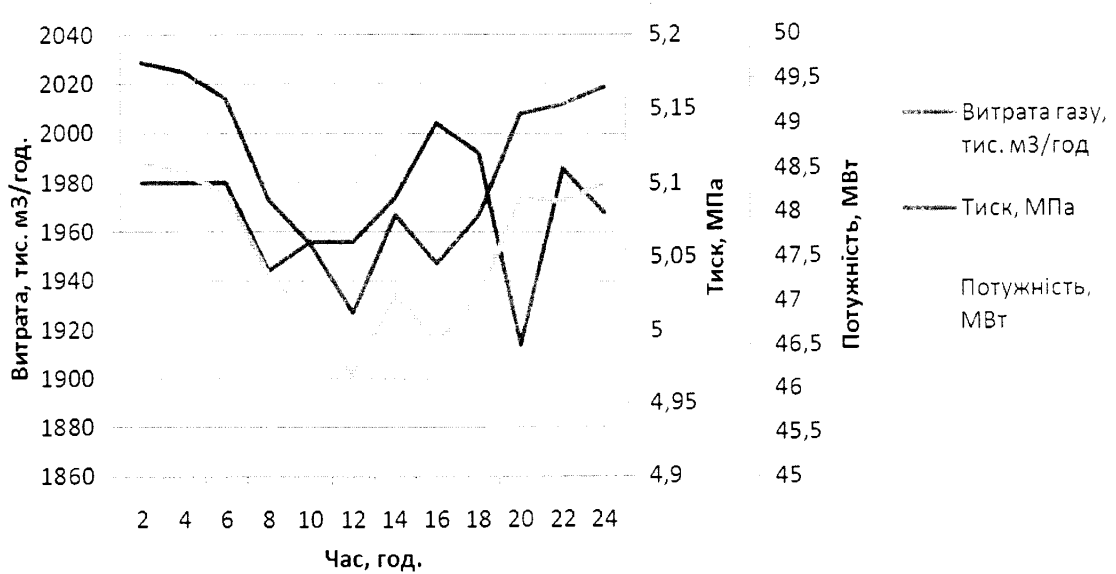


Рис. 2.5. Зміна параметрів режиму в часі

З метою аналітичних досліджень процесу пульсації тиску на вході КС створено математичну модель газодинамічних процесів в лінійній ділянці газопроводу, яка базується на відомих рівняннях руху газу і нерозривності потоку [56].

$$\begin{cases} -\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\lambda \cdot \rho \cdot w^2}{2 \cdot d} \\ -\frac{\partial P}{\partial t} = C^2 \cdot \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} \end{cases} \quad (2.23)$$

де $P(x, t)$ - тиск газу як функція лінійних координати x і часу t ;

ρ - густина газу;

w - лінійна швидкість газового потоку;

λ - коефіцієнт гідравлічного опору газопроводу внутрішнім діаметром d ;

c - швидкість звуку в газі.

З метою лінеаризації рівняння руху газу тиск по лінійній швидкості домножимо на густина ρ і з урахуванням рівняння газового стану одержимо:

$$-\frac{P}{Z \cdot R \cdot T} \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{1}{w} \frac{\partial(\rho w)^2}{\partial t} + \frac{\lambda(\rho w)^2}{2 \cdot d} \quad (2.24)$$

Шляхом диференціювання (2.24) по лінійній координаті із врахуванням рівняння нерозривності потоку отримаємо

$$\frac{\partial P^2(x,t)}{\partial x^2} = \frac{1}{x} \frac{\partial P^2(x,t)}{\partial t} + \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P^2(x,t)}{\partial t^2} \quad (2.25)$$

де $x = \frac{c^2}{2a}$; $2a = \frac{\lambda \bar{w}}{2d}$ - коефіцієнт лінеаризації.

Припустимо, що до стрибка витрати газу газопровід працював у стаціонарному режимі. Розподіл тиску по довжині ділянки визначається залежністю

$$P^2(x) = P_H^2 - \frac{P_H^2 - P_K^2}{L} \cdot x, \quad (2.26)$$

де P_H, P_K - стаціонарні значення тиску на початку і в кінці ділянки довжиною L .

При стаціонарних значеннях тиску визначимо масову витрату газу на початку лінійної ділянки з основного рівняння газопроводів m_1 , а в кінці ділянки буде враховано стрибок витрати, з урахуванням якого вона складе m_2 . Користуючись рівнянням руху у формулі (2.24) і нехтуючи інерційними втратами на початку і в кінці ділянки, запишемо формулу (2.23)

$$\begin{cases} -\frac{\partial P^2(t)}{\partial x} = \frac{\lambda \cdot Z \cdot R \cdot T}{d} \cdot m_1^2(t) \\ -\frac{\partial P^2(L,t)}{\partial x} = \frac{\lambda \cdot Z \cdot R \cdot T}{d} \cdot m_2^2(L,t) \end{cases} \quad (2.27)$$

Реалізація математичної моделі (2.25) при початкових (2.26) і граничних (2.27) умовах методом Фур'є дала змогу отримати розв'язок у вигляді:

$$\begin{aligned}
 P^2(x,t) = & P_H^2 - \frac{P_H^2 - P_K^2}{L} \cdot x - \frac{\lambda \cdot Z \cdot R \cdot T}{F^2 \cdot d} \left(\frac{m_2^2 - m_1^2}{2 \cdot L} \cdot x^2 - m_1^2 \cdot x \right) + \\
 & + \frac{2L}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} \left\{ \frac{\lambda \cdot Z \cdot R \cdot T}{F^2 \cdot d} \left[m_2^2 (-1)^n - m_1^2 (1 - (-1)^n) \right] - \frac{P_H^2 - P_K^2}{L} (1 - (-1)^n) \right\} \times, \\
 & \times (\cos w_n \cdot t + \sin w_n \cdot t) e^{-4at} \cos \frac{\pi \cdot n \cdot x}{L} \quad (2.28)
 \end{aligned}$$

де
$$w_n = \frac{1}{2L} \sqrt{4\pi^2 \cdot n^2 \cdot c^2 - (2a)^2 \cdot L^2},$$

F - площа поперечного перерізу трубопроводу.

Одержана математична модель при $x=L$ дає змогу визначити характер пульсацій тиску на вході КС, викликаний стрибкоподібною зміною витрати газу. Реалізація моделі для умов ділянки Гусятин - Богородчани газопроводу УПУ дозволила отримати залежності зміни тиску на вході КС Богородчани в часі, які у вигляді графіків наведено на рис 2.6.

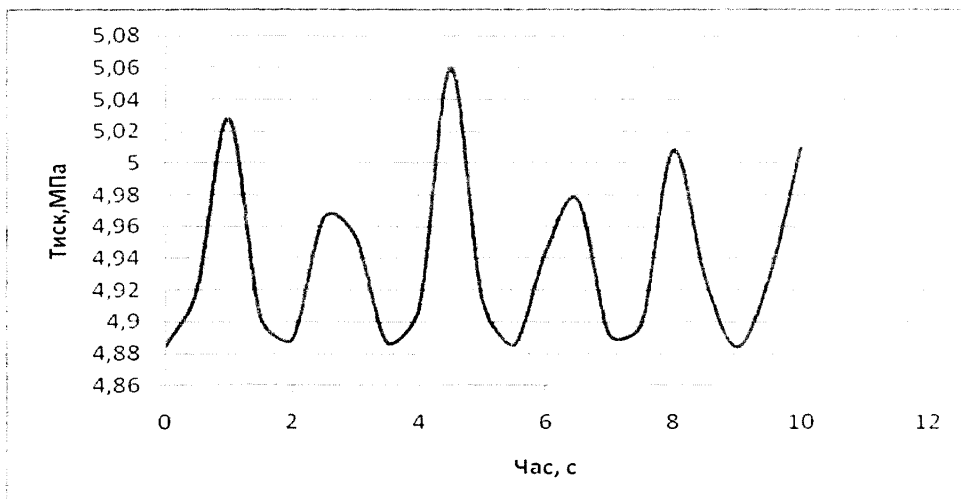


Рис. 2.6. Пульсації тиску на вході КС

Частота коливань тиску залежить від довжини ділянки газопроводу, коефіцієнта гідравлічного опору, швидкості руху газу і швидкості звуку в газі. Однак, пріоритетними в цьому переліку є довжина ділянки газопроводу і швидкість звуку в газі, яка залежить від його температури. Частотна характеристика процесу по гармоніках коливань виражається залежністю

$$w^n = \frac{1}{2L} \sqrt{4\pi^2 \cdot n^2 \cdot c^2 - (2a)^2 \cdot L^2}, \quad (2.29)$$

З графіка видно, що перша гармоніка має частоту близько 0,5 Гц, яка не змінюється в часі.

Амплітуда в згасаючому коливальному процесі досягає максимального значення 0,09 МПа на кінець четвертої секунди, знижується до 0,045 МПа через хвилину і практично дорівнює нулю протягом 30 хвилин.

Пульсаційні коливання тиску викликають інерційні втрати енергії в газовому потоці й обумовлюють нестабільну роботу газоперекачувального агрегату, що призводить до перевитрати енергії на транспортування газу.

Окрім того, пульсації тиску на величину до 0,18 МПа призведуть до виникнення змінних кільцевих напружень в стінці труби. Тому безперервна стрибкоподібна зміна витрати газу, притаманна квазістаціонарному газодинамічному процесові, створює умови для зниження міцності трубопроводів у зв'язку із втомою металу.

2.4 Висновки до розділу 2

1. Встановлено, що для складних газотранспортних систем великої пропускної здатності навіть незначні відхилення параметрів призводять до суттєвої зміни продуктивності, що вимагає врахування температурного режиму і зміни фізичних властивостей газу при прогнозних розрахунках.

2. При експлуатації багатощаблевих компресорних станцій складних газотранспортних систем слід враховувати при непроектних режимах експлуатації можливі перетоки газу через міжниткові перемички з метою наближення роботи кожного з ГПА до максимально можливих показників ККД.

3. Стрибкоподібна зміна витрати газу в складних газотранспортних системах великої пропускної здатності призводить до виникнення високочастотних коливань (пульсацій) тиску у вхідних лініях компресорних станцій, що пов'язано з втратою втомної міцності і може призвести до виникнення аварійних ситуацій.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТРУБОПРОВОДІВ КС ТА ЇЇ ПІДВИЩЕННЯ СТРІЧКОВИМИ БАНДАЖАМИ

Статистичні й аналітичні дослідження характеру зміни у часі параметрів експлуатації складних газотранспортних систем великої пропускної здатності показали, що внаслідок флуктуації величини витрати газу в трубопроводах виникають високочастотні пульсації тиску на вході в компресорну станцію, які викликають змінні кільцеві напруження в стінках труб і можуть призвести до втоми трубної сталі з подальшою втратою міцності.

Вивченню напружено-деформованого стану трубопроводів та втомних характеристик металів присвячено праці Похмурського В.І., Крижанівського Є.І., Шлапака Л.С. та багатьох інших учених. В їхніх працях викладено методику досліджень механічних характеристик різних сталей шляхом побудови діаграм навантаження, наведено результати досліджень зміни міцності сталей залежно від характеру циклічного навантаження, запропоновано методи прогнозування стану конструкції [75,109,110,112].

Однак, процес втомного руйнування матеріалу є надзвичайно складним, аналітичні методи його дослідження не знайшли широкого застосування, а експериментальні дослідження вимагають врахування великої кількості факторів, що впливають на процес, а отже, великого обсягу статистичної вибірки.

3.1. Забезпечення безаварійної експлуатації протипомпажних ліній ГПА

Термін експлуатації окремих об'єктів ГПА сягає 40-45 років. За такий тривалий час у матеріалі труб газопроводів відбувається деградація властивостей матеріалу внаслідок корозійних процесів, підсилених впливом змінних у часі механічних напружень [114-115]. Це цілком стосується протипомпажних ліній ГПА ГТК-25і ст. № 1-3 КС-39 “У-П-У” УМГ “Прикарпаттрансгаз” ДК “Укртрансгаз”, виготовлених з імпортних труб у 1982 році. У зв'язку з

виявленими під час діагностування мікротріщинами та корозійними дефектами, які за чинними вимогами, несумісні з подальшою експлуатацією, було прийнято рішення про капітальний ремонт ліній з повною заміною труб. Запропоновано вирішення завдання шляхом заміни ділянок з переходом на труби вітчизняного виробництва. У зв'язку з цим постало питання забезпечення експлуатаційної надійності протипомпажних ліній після ремонту.

Протипомпажні лінії було виготовлено з труб діаметром 323,8 мм і товщиною стінки 8 мм зі сталі марки ST-E-385.7, виробник - фірма "Манесман", Німеччина. Хімічний склад сталі згідно з сертифікатом: С - 0,18%, Si - 0,59%, Mn - 1,60%, P - 0,03%, S - 0,02%, Al - 0,02-0,06%, V - 0,10%, Nb - 0,05%. Механічні характеристики: границя міцності - 530 МПа, границя плинності - 390 МПа; відносне видовження δ_5 - 20%.

Заміну проведено на труби діаметром 325 мм і товщиною стінки 11 мм зі сталі марки 09Г2С, виробник - ЗАТ "Нікопольська трубна компанія", Україна. Хімічний склад сталі згідно з сертифікатом: С - 0,08-0,11%, Si - 0,91-1,20%, Mn - 1,36-1,65%, P - 0,012-0,028%, S - 0,022-0,0322%. Механічні характеристики, не менше: границя міцності - 500 МПа, границя плинності - 350 МПа; відносне видовження δ_5 - 21%.

Дослідження проводились на моделях-"вирізках" труб (рис. 3.1) і зразках з них на випробних стендах. Розроблена конструкція стенду (рис.3.2) дає змогу проводити випробування моделей - "вирізків" у широкому діапазоні геометричних параметрів жорстким навантаженням на консольний згин за методикою, наведеною в працях [45-47].



Рис. 3.1. Загальний вигляд моделі-"вирізки" для випробувань на втомну міцність

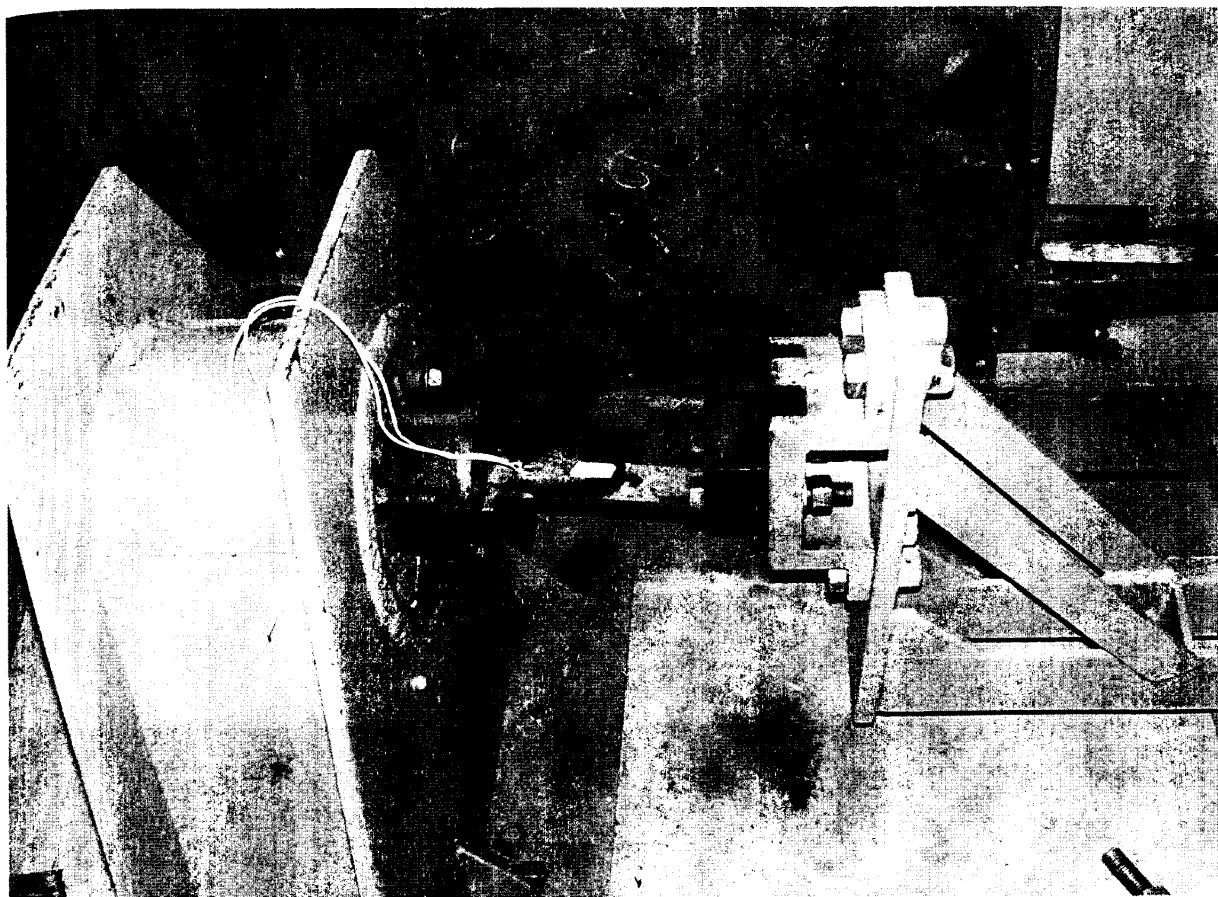


Рис.3.2. Загальний вигляд випробного стенду для випробування моделей-"вирізок"

Зразки для випробувань на тріщиностійкість вирізали з випробуваних моделей-"вирізок", механічно обробляли на фрезерному та шліфувальному верстатах до розмірів 4x10x100 мм. На підготовлені таким чином зразки алмазним кругом наносили V - подібний концентратор напружень глибиною 1 мм з кутом при вершині 60° і радіусом у його вершині не більше 0,1 мм. Бокову поверхню зразків у ділянці майбутньої площини поширення тріщини полірують (рис. 3.3).

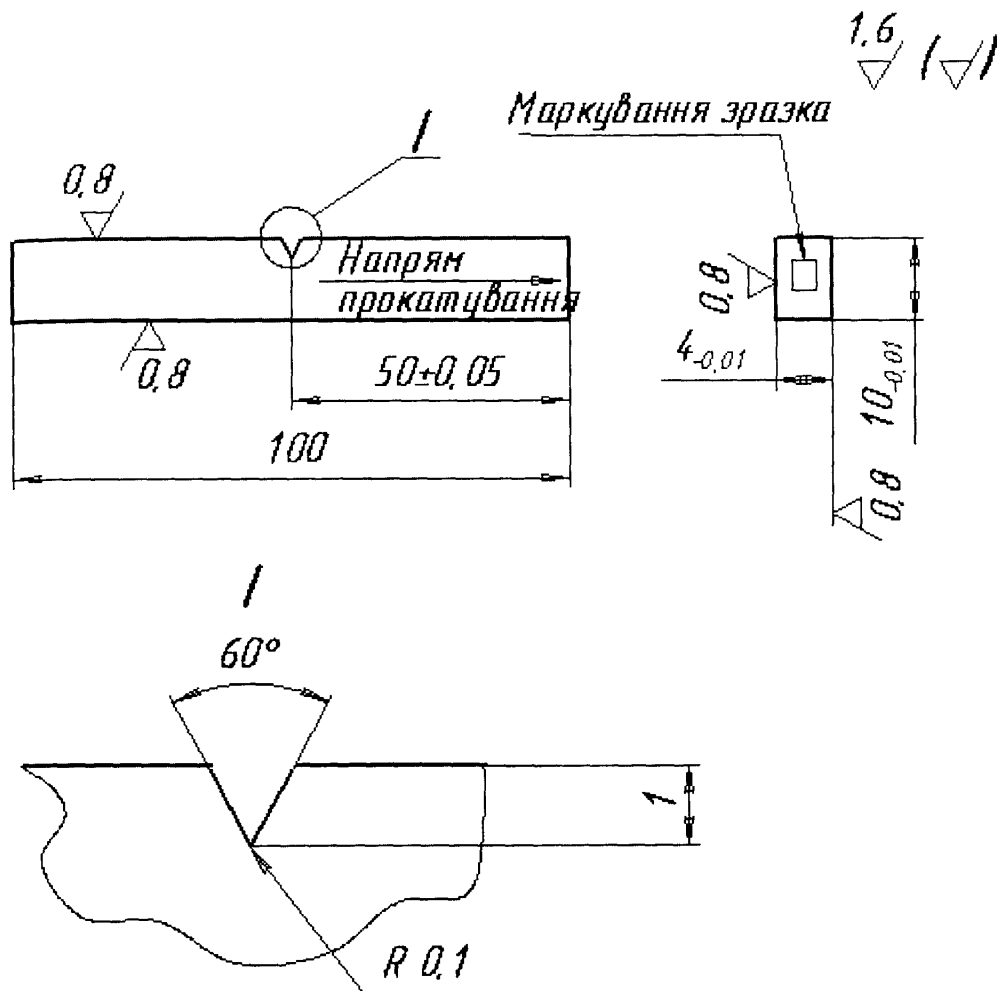


Рис. 3.3. Ескіз зразка

Принципова схема установки наведена на рис. 3.4, а загальний вигляд - на рис. 3.5.

Привід установки здійснюється від двигуна 1. На вал двигуна насаджений кривошип 2 із втулкою 3. Поворот втулки відносно ексцентрика регулює величину ексцентриситету, тобто амплітуду деформацій, від 0 до 4 мм. Гайка 4 і болт 5 служать для фіксації та звільнення втулки при регулюванні амплітуди. Показник амплітуди деформацій розміщений на ободі втулки та ексцентрика. Рух кривошипа через шатун 6 передається на планшайбу 7, на якій закріплений рухомий тримач 8 зразка 9. Нерухомий тримач 10 кріпиться безпосередньо до плити 12 разом з кронштейном підшипника обертання планшайби 11.

Спостереження за поширенням тріщини проводять з допомогою мікроскопа М12, розміщеного на спеціальній стійці. Для підвищення жорсткості та

забезпечення стабільної величини амплітуди деформації усі рухомі з'єднання спроектовано на підшипниках кочення. Для проведення випробувань на асиметричних циклах шатун має регулюючу гайку. Кількість обертів двигуна показує лічильник.

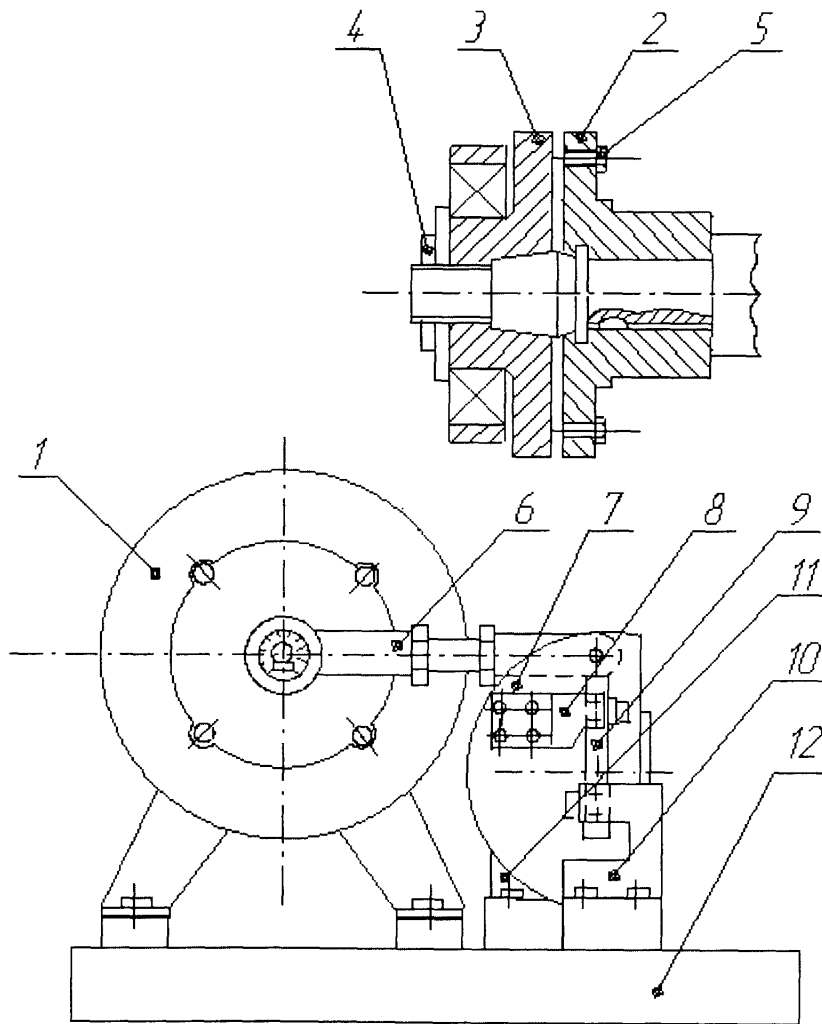


Рис. 3.4. Принципова схема установки

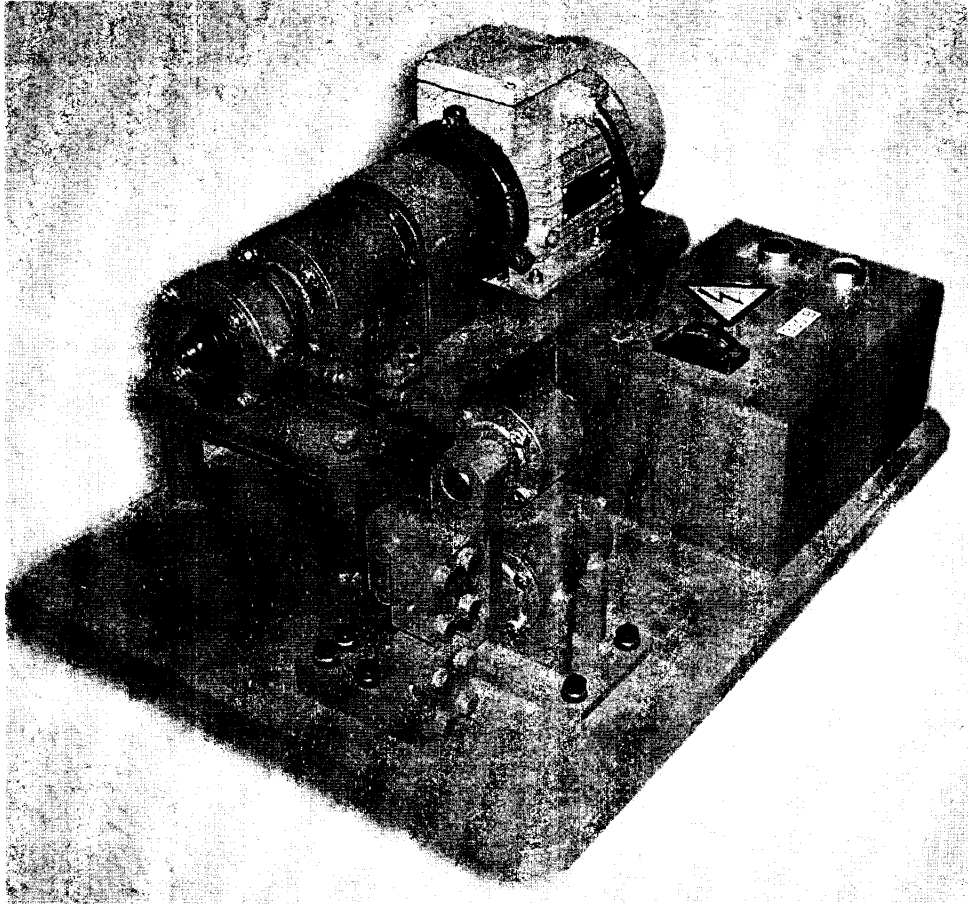


Рис. 3.5. Загальний вигляд випробного стенду для випробування призматичних зразків при постійному коефіцієнті інтенсивності напружень

Випробування на тріщиностійкість зразків проведено в умовах лабораторного повітря.

Для визначення характеристики матеріалу - критичного коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН) - скористалися такою емпіричною залежністю, що зв'язує ударну в'язкість за заданої температури з величиною K_{IC} [103]:

$$K_{IC} = 0.1 \sqrt{0.1 \frac{E}{1 - \mu^2} KCU}, \text{ МПа м}^{1/2}, \quad (3.1)$$

де E - модуль пружності, МПа;

μ - коефіцієнт Пуассона;

KCU - ударна в'язкість по Шарпі, Дж/см².

При $E=2 \cdot 10^5$ МПа і $\mu=0,3$ K_{IC} становитиме $131,3$ МПа м^{1/2}.

Суть випробувань полягала у вимірюванні при заданих параметрах навантаження і постійних умовах випробування приросту довжини тріщини Δl залежно від кількості циклів навантаження ΔN . На підставі отриманих даних Δl і ΔN визначали швидкість росту тріщини $V = \Delta l / \Delta N$ і після визначення відповідних значень коефіцієнта інтенсивності напружень будували діаграми втомного руйнування.

Повні діаграми циклічної тріщиностійкості матеріалів, які побудовані в діапазоні зміни швидкостей росту втомної тріщини від 10^{-10} до 10^{-5} м/цикл, найчастіше мають вигляд S - подібної кривої з двома граничними значеннями коефіцієнта інтенсивності напружень: нижнім K_{th} , який відповідає коефіцієнту інтенсивності напружень, нижче від якого тріщина при циклічному навантаженні не розвивається, і верхньому K_{IC} , який характеризує опір матеріалу квазікрихкому руйнуванню при плоскій деформації або плоскому напруженому стані. Така діаграма складається із трьох ділянок: нижньої і верхньої криволінійних і середньої прямолінійної, для опису якої широко використовують відому залежність

$$V = C \cdot \Delta K^n, \quad (3.2)$$

де C і n - характеристики матеріалу, які визначаються експериментально і залежать від його властивостей та умов випробування;

ΔK - розмах коефіцієнта інтенсивності напружень, який дорівнює різниці між найбільшим K_{max} і найменшим K_{min} значеннями коефіцієнта інтенсивності напружень циклу, тобто $\Delta K = K_{max} - K_{min}$.

Останнім часом поширення набула більш правильна з фізичної точки зору форма запису рівняння (3.2)

$$V = 10^{-7} \left(\frac{\Delta K}{K^*} \right)^n, \quad (3.3)$$

де K^* - значення коефіцієнта інтенсивності напружень при швидкості росту втомної тріщини 10^{-7} м/цикл.

Принциповою особливістю установки є те, що в її основу покладено вирішення задачі [103] для пластини з боковою тріщиною при повороті її кінців на визначений кут θ (рис. 3.6).

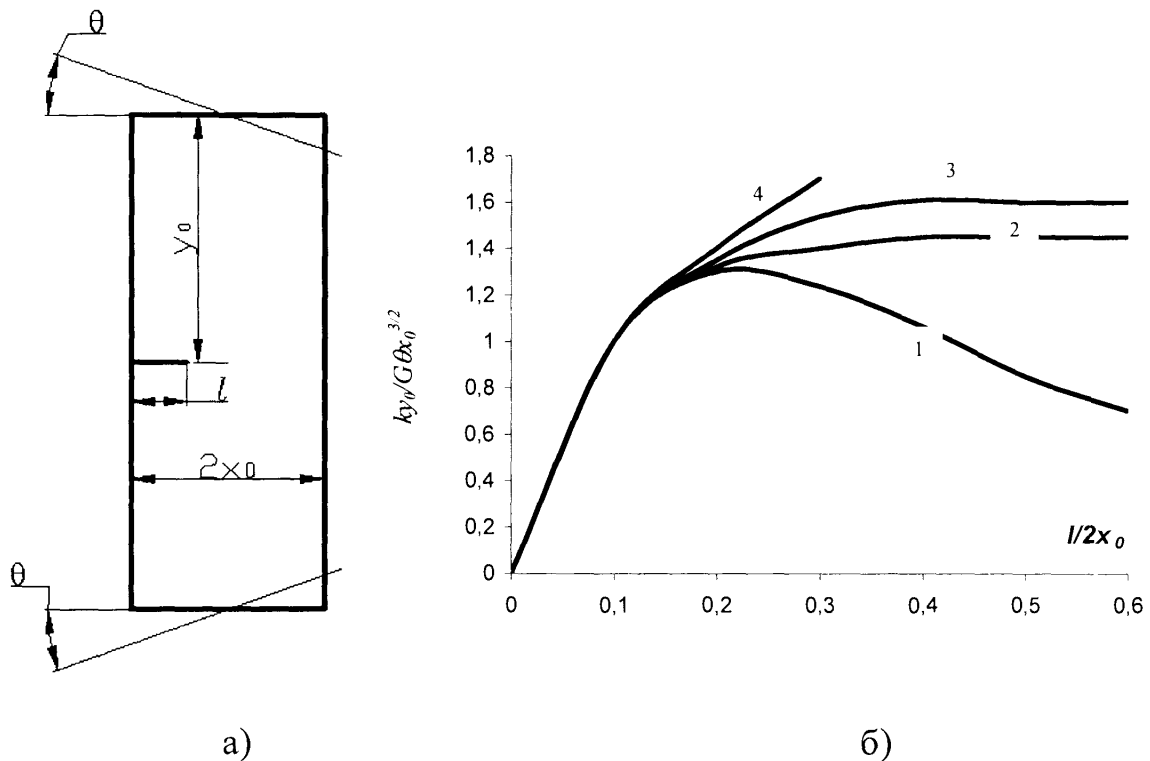


Рис. 3.6. Схема деформування пластини (а) та залежність коефіцієнта інтенсивності напруження від довжини тріщини (б):

- 1 - $y_0/x_0=0,92$;
- 2 - $y_0/x_0=1,6$;
- 3 - $y_0/x_0=2,6$;
- 4 - $y_0/x_0=3,25$.

Числовий розв'язок цієї задачі завдання демонструє залежність K від співвідношень довжини пластини до її ширини і довжини тріщини до ширини

частини пластини ($2y_0$) до її ширини ($2x_0$), яке дорівнює 1,6, значення коефіцієнта інтенсивності напружень K від довжини тріщини в межах $0,2 < l < 0,5$ ширини пластини залишається практично постійним і виражається, в залежності від кута повороту її кінців наступною формулою:

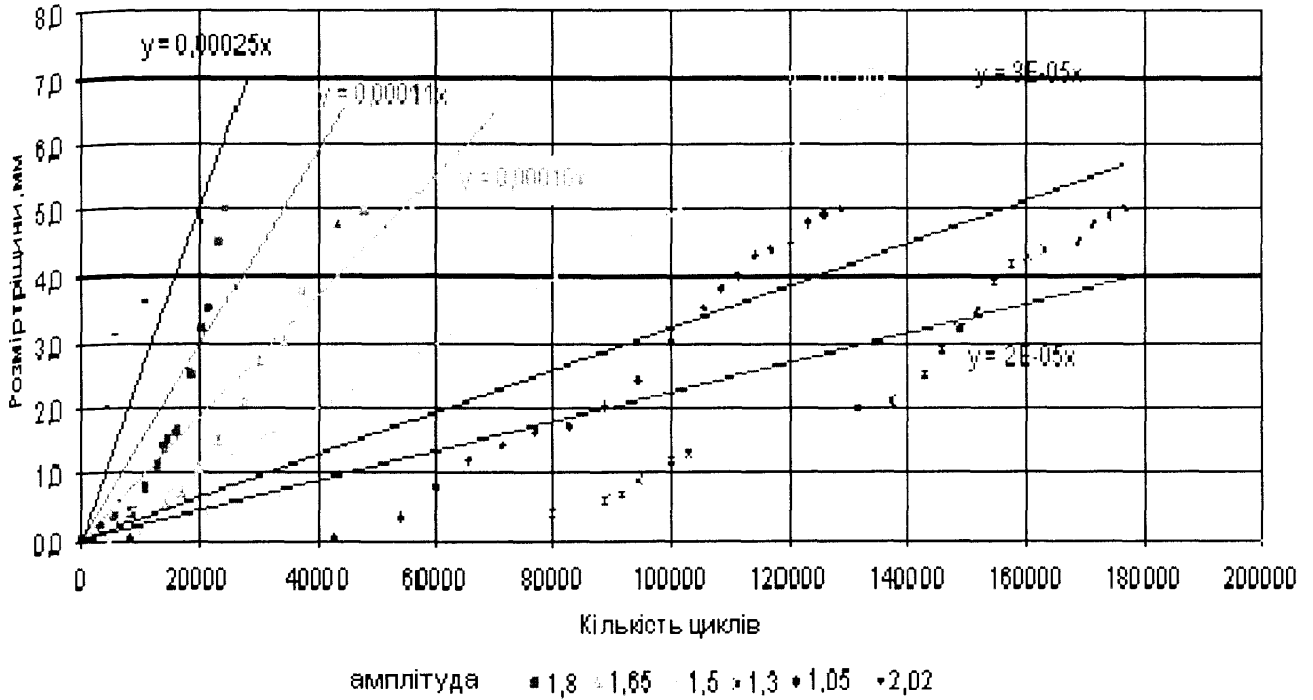
$$K = \frac{1,35 \cdot G \cdot \theta \cdot x_0^{3/2}}{y_0}, \quad (3.4)$$

де G - модуль зсуву, $G=8 \cdot 10^4$ МПа;
 x_0 і y_0 - геометричні розміри зразка;
 θ - кут повороту кінців зразка (рис. 3.4, а).

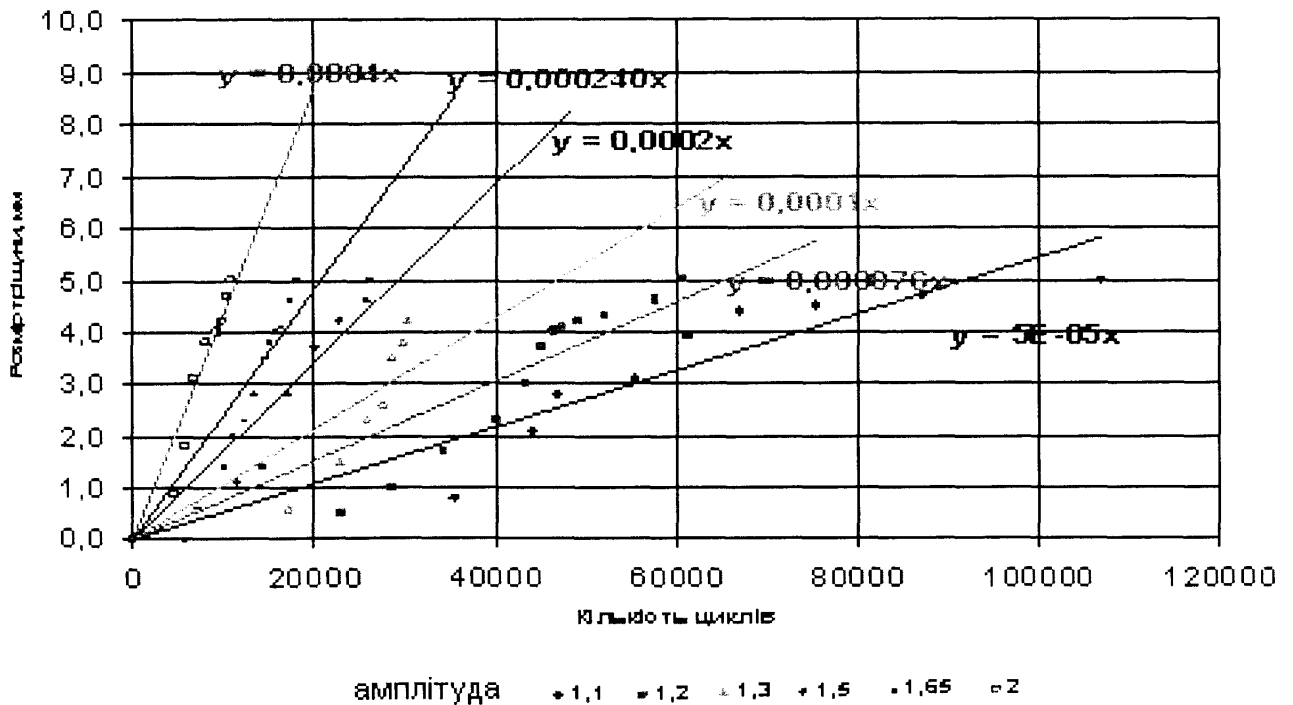
Під час проведення дослідження заміряли приріст тріщин за допомогою мікроскопа МПБ-2 ($\times 24$) і через кожні 0,2 мм визначали кількість циклів навантажування. Дослідження проводили у широкому діапазоні кутів повороту зразка. Оскільки стабільності КІН на цій установці досягають при значеннях довжини тріщини в межах від 0,2 до 0,5 ширини пластини, то в нашому випадку дослідження припиняли при досягненні тріщиною довжини 5 мм.

На рис. 3.7 показані статистично оброблені результати випробувань зразків у вигляді залежностей росту тріщини.

На рис. 3.8 наведено графік швидкості поширення втомної тріщини для двох різних сталей. Як бачимо з результатів експериментальних досліджень, тріщиностійкість матеріалу труби зі сталі 09Г2С має дещо нижчі показники, ніж зі сталі ST-E-385.7. У зв'язку з цим попередньо було прийнято рішення про збільшення товщини труби з 8 мм до 12 мм. Цим забезпечується гарантований запас міцності, який компенсує знижену тріщиностійкість матеріалу труби протипомпажної лінії ГПА.



а)



б)

Рис. 3.7. Залежність росту тріщини від кількості циклів навантаження для зразків з сталі марки ST-E-385.7 (а) та сталі 09Г2С (б).

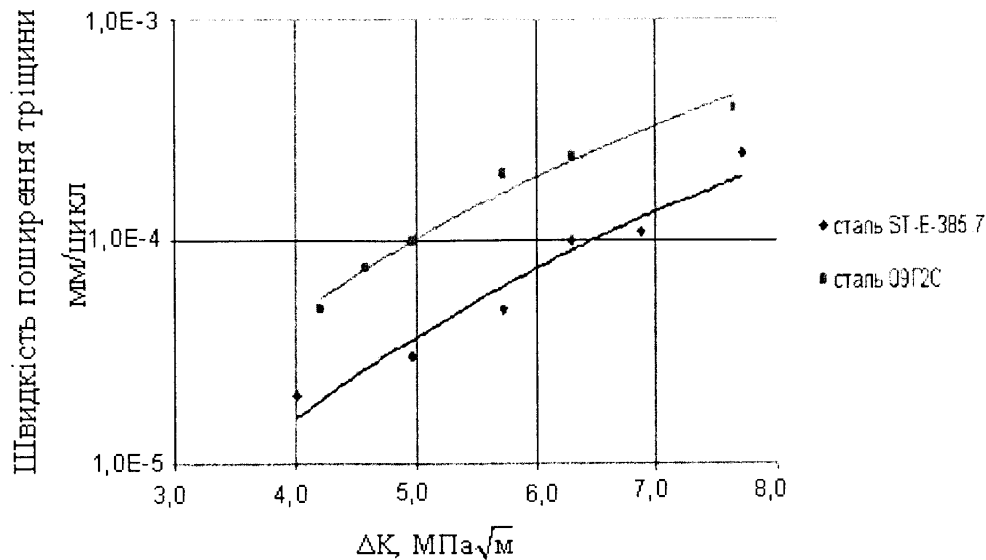


Рис. 3.8. Графік росту втомної тріщини у зразках при частоті деформування 24 Гц і кутах повороту: 1 - $\theta=3,5'$; 2 - $\theta=5,5'$; 3 - $\theta=7'$; 4 - $\theta=10'$.

Найбільш достовірні результати можна отримати тільки в умовах випробувань виготовлених з трубопровідної сталі натурних зразків трубопроводу з урахуванням пошкодження.

У зв'язку зі специфікою умов роботи протипомпажних ліній ГПА (пульсації тиску, посилена вібрація, корозія) основним критерієм забезпечення експлуатаційної надійності є їх висока втомна міцність. Тому проведено комплекс експериментальних досліджень, спрямованих на визначення характеристик опору втомі таких труб. Для урахування пошкодження поверхні використано натурні моделі-"вирізки". Усього для експериментальних досліджень було виготовлено 12 зразків, з них 5 вирізано з експлуатованої протягом 24 років труби німецького виробництва і 7 - з нової труби зі сталі 09Г2С. З метою оцінювання ступеня небезпеки можливих концентраторів напружень на 2 зразках з нової труби було нанесено механічні пошкодження у вигляді надрізу (рис. 3. 9).

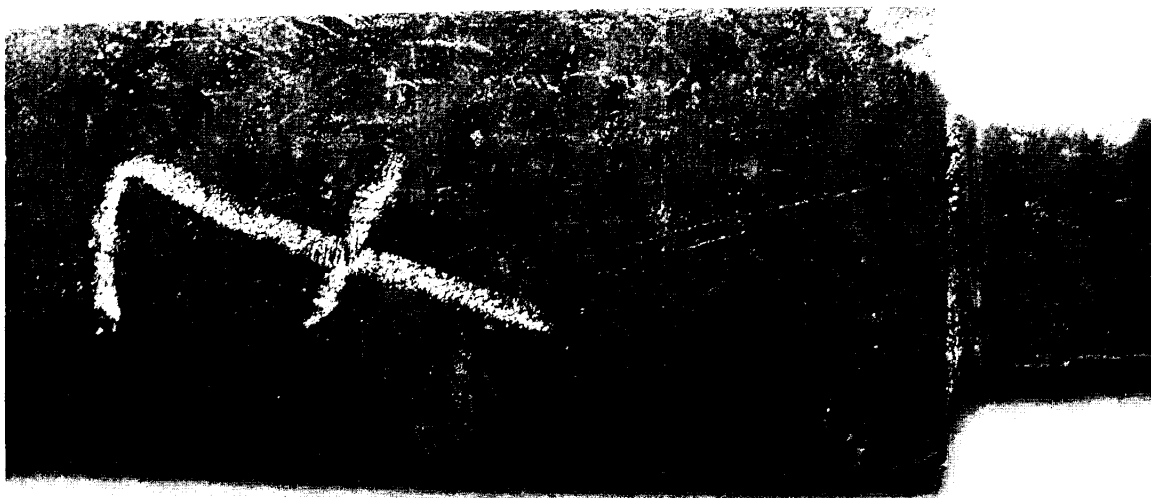


Рис. 3.9. Зразок з концентратором

Зразки циклічно навантажували до повного руйнування (рис. 3.10).

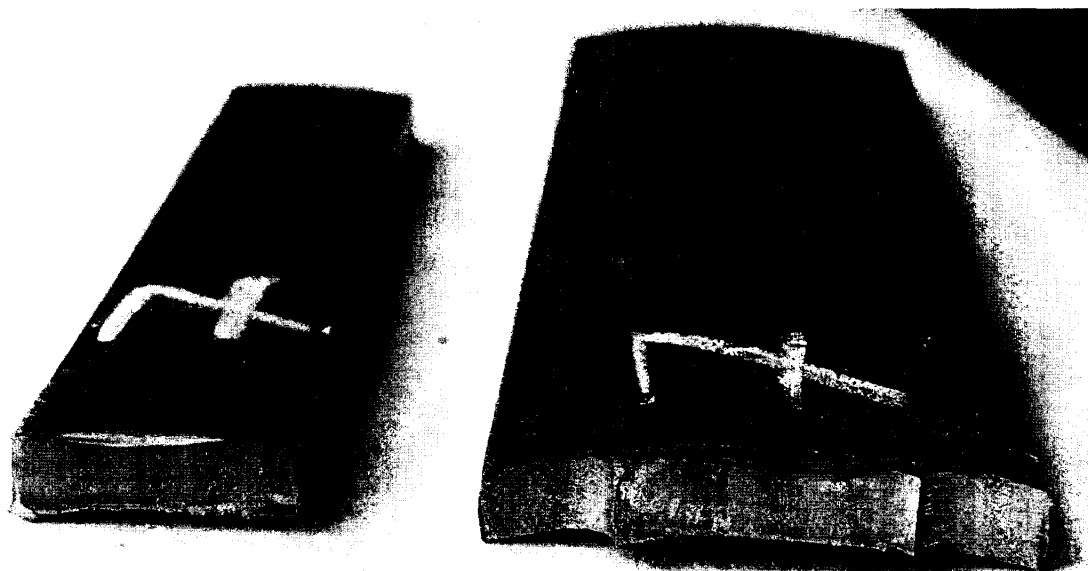


Рис. 3.10. Злам моделі-вирізки з концентратором

За результатами експериментальних досліджень втомної міцності моделей-
"вирізків" та на основі кінетичних діаграм побудовані криві втоми, які наведено на
рис. 3.11.

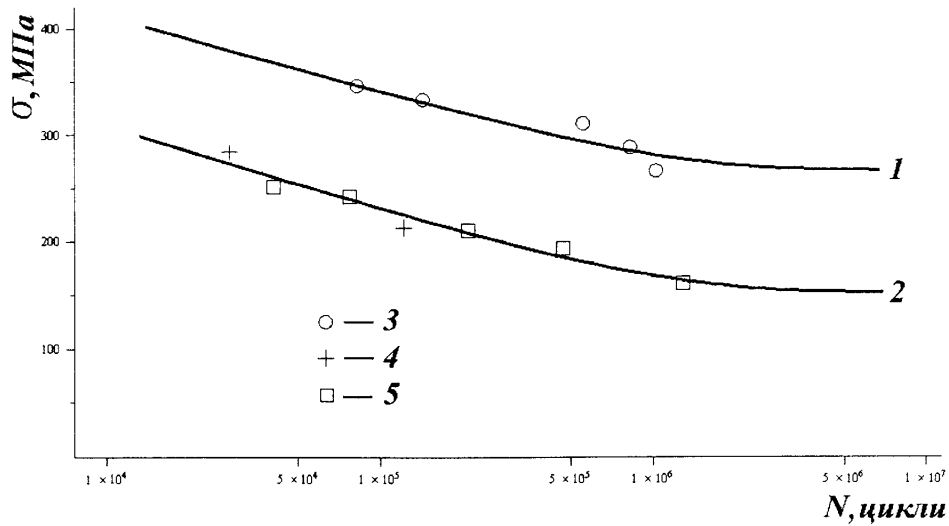


Рис.3.11. Результати досліджень втомної міцності моделей-"вирізок":

- 1 - крива втоми моделей-"вирізок" з нової труби зі сталі 09Г2С;
- 2 - крива втоми моделей-"вирізок" з експлуатованої труби;
- 3 - результати досліджень моделей-"вирізок" з нової труби без концентратора;
- 4 - результати досліджень моделей-"вирізок" з нової труби з концентратором;
- 5 - результати досліджень моделей-"вирізок" з експлуатованої труби.

Криві втоми було побудовано за рівнянням [76]

$$N = \frac{Q}{\sigma_{\max}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{\max} - \sigma_0}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (3.5)$$

де N - кількість циклів до руйнування деталей;

σ_{\max} - максимальне напруження циклу регулярного навантаження з постійним значенням коефіцієнта асиметрії $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = 0$ (віднульове навантаження);

σ_0 - границя витривалості за віднульового навантаження;

V_0 - параметр з розмірністю напруження;

$Q = N_0 \cdot \sigma_0$ - коефіцієнт витривалості;

N_0 - параметр, який характеризує кількість циклів до точки нижнього перегибу кривої втоми.

Для визначення параметрів кривих втоми використано метод найменших квадратів. Отримано такі параметри кривих втоми:

для нової труби

$$\sigma_0 = 266 \text{ МПа}; V_0 = 35 \text{ МПа}; Q = 2,93 \cdot 10^8 \text{ МПа}; N_0 = 1,1 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

для експлуатованої труби

$$\sigma_0 = 152 \text{ МПа}; V_0 = 40 \text{ МПа}; Q = 1,82 \cdot 10^8 \text{ МПа}; N_0 = 1,2 \cdot 10^6 \text{ циклів}.$$

Дослідженнями [103, 104] встановлено, що параметри кривих втоми практично усіх низьколегованих сталей, які використовуються для виготовлення трубопроводів, дуже близькі між собою. Таким чином, результати експерименту свідчать про значне зниження опору втомі експлуатованих труб (падіння границі витривалості близько 70%). Приблизно таке ж падіння опору втомі спостережено для зразків з нової труби з наведеним концентратором напружень.

Висока втомна міцність нової труби свідчить про досягнення достатнього рівня експлуатаційної надійності протипомпажних ліній після ремонту. Додатковим позитивним чинником є збільшення на 40% товщини стінки труби. Крім очевидного зменшення номінальних напружень та збільшення корозійної довговічності, також спостережено зменшення інтенсивності вібрації.

3.2. Дослідження поверхонь руйнування зразків із технологічних газопроводів КС

Забезпечення надійності технологічних газопроводів КС вимагає поглибленого вивчення процесів і механізмів у металі внаслідок накопичення пошкоджень у ньому в умовах старіння та втоми [74].

Результати досліджень поверхонь руйнування (зламів) зразків за допомогою оптичного мікроскопа МЕТАМ МГ-21 та електронного мікроскопа ZEISS EVO-40XVP дозволили встановити зв'язок між структурою досліджуваних сталей,

умовами навантаження та механізмами втомного руйнування. При цьому електронний мікроскоп, на противагу оптичному, забезпечив значну глибину різкості зображення при великих збільшеннях.

Зазначимо, що напруження за умов втомного руйнування переважно не перевищує границі плинності матеріалу. Утомні злами мають характерний блиск і будову: частина поверхні зламу гладка, притерта, з наявністю концентричних ліній, інша частина зламу може бути в`язка або крихка.

На поверхні втомного зламу можна виокремити характерні ділянки і зони, такі як фокус зламу, осередок руйнування, зона поширення тріщини, зона доламування [21]. Фокус зламу - це ділянка зародження втомної тріщини. Осередок руйнування - це місце зародження зламу, що утворюється після злиття декількох, розташованих поряд, фокусів. Виявлення фокусів і осередків при аналізі зламів має вирішальне значення, оскільки за місцем їх розташування виявляють концентратори напруження, за кількістю яких іноді можна оцінити ступінь перевантаження деталі в момент зародження зламу. Що більша кількість фокусів, а також сходинок або рубців, котрі утворюються внаслідок злиття початкових тріщин, то більше навантаження.

Утомні тріщини переважно зароджуються в зовнішніх, найбільш навантажених і пошкоджуваних шарах деталі, рідше - під поверхнею зміцненого шару деталі. Осередок руйнування характеризується, насамперед, найбільшим блиском і дрібнозернистою будовою поверхні. За наявності декількох поряд розташованих фокусів у ньому утворюються або рубці, або складки, що поширюються радіально. Від осередку руйнування, як від центру, розходяться лінії втоми.

Зона поширення (росту) втомної тріщини займає переважно всю поверхню зони власне втомного руйнування. У процесі поширення втомної тріщини відбувається її багаторазове розкриття і закриття, внаслідок чого поверхня стирається і наклепується, про що свідчить блискуча, іноді майже полірована поверхня цієї ділянки. Зона доламування переважно буває крихкою і лише у дуже пластичних матеріалів має волокнисту будову. Розмір зони доламування відносно усієї поверхні зламу залежить від величини перевантаження. Зона тоді більша,

коли більше перевантаження, менші частота навантаження і тріщиностійкість. Інколи перед остаточним руйнуванням деталі між зонами поширення втомної тріщини і доламування утворюється перехідна зона, тобто зона прискореного росту втомної тріщини. Поверхня цієї зони більш шорстка.

Частка в'язкої складової в зламі є одним із критеріїв оцінки в'язкості матеріалу. Її визначають як відношення площі зламу, яку займає в'язка складова, до всієї площі. Аналогічно відношення площі крихких ділянок у зламі до всієї площі зламу є критерієм оцінки крихкості матеріалу. На практиці в більшості випадків доводиться мати справу з комбінованими і складними зламами внаслідок поєднання двох або більше видів деформаційного впливу, комбінації їх із фізико-хімічними й тепловими чинниками.

Такі дослідження несуть важливу інформацію про загальну поведінку конструкційних сплавів під впливом механічного навантаження. Мікрофрактографія здатна ідентифікувати окремі стадії руйнування, обумовлені навантаженнями [21].

Мікроструктурними дослідженнями (рис. 3.12 – 3.14) встановлено, що досліджувані сталі мають перліт-феритну структуру, але у сталі ST-E-385.7 вона дещо дисперсніша порівняно із сталлю 09Г2С, і текстурована, що свідчить про вищий ступінь деформаційного зміцнення металу під час виготовлення труб, що позитивно впливає на їх механічні властивості.

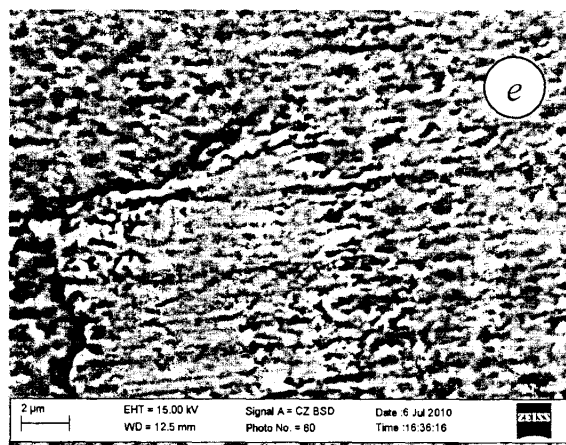
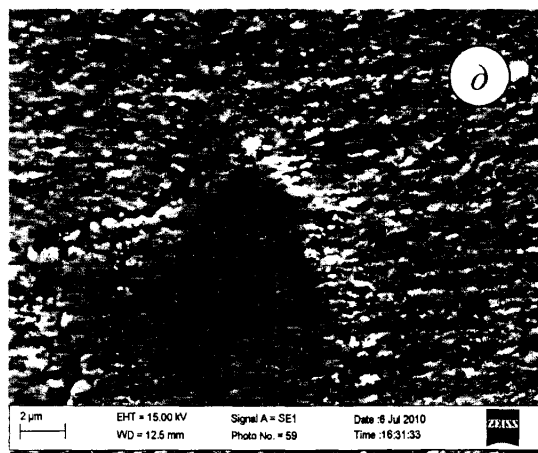
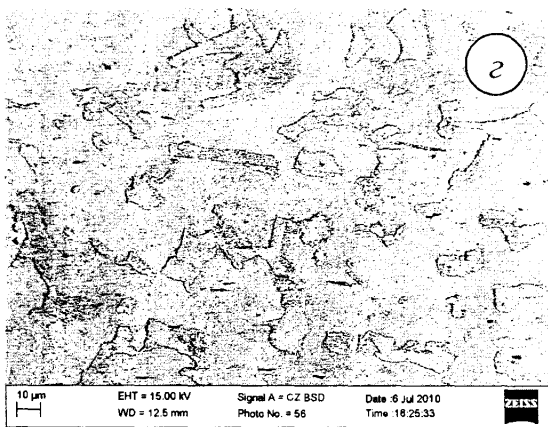
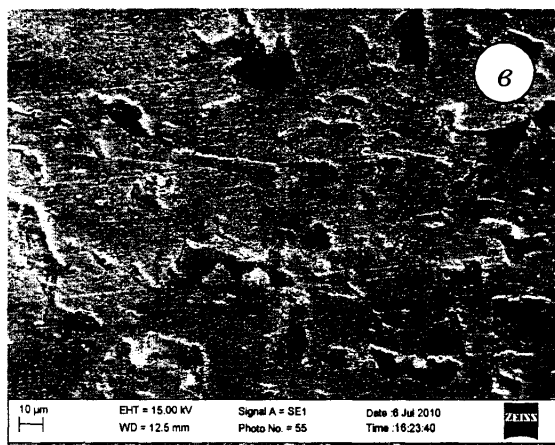
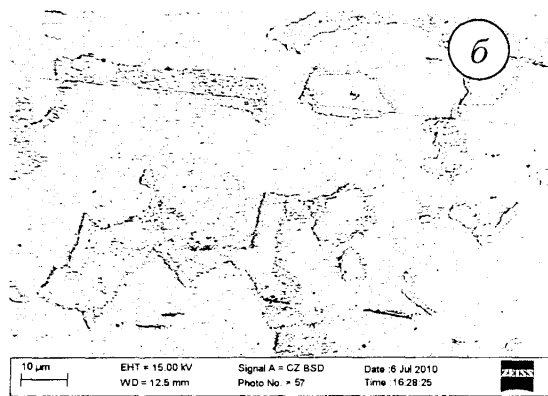
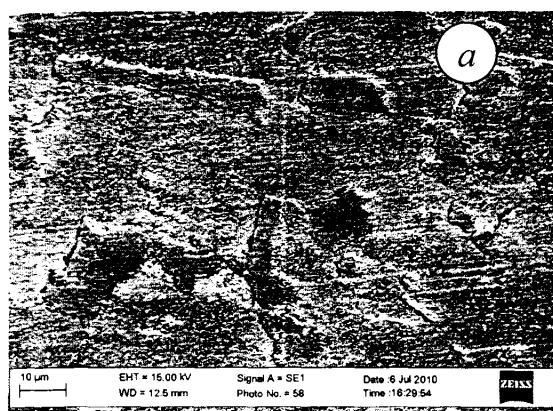


Рис. 3.12. Мікроструктура сталі ST-E-385:

а, в, д – топографія поверхні;

б, г, е – елементний контраст.

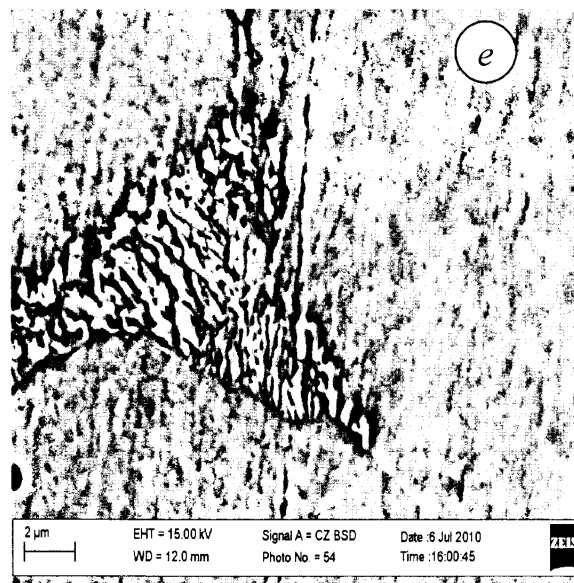
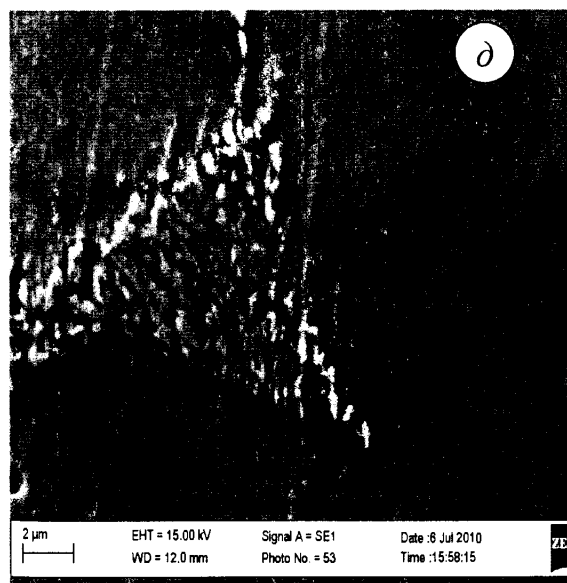
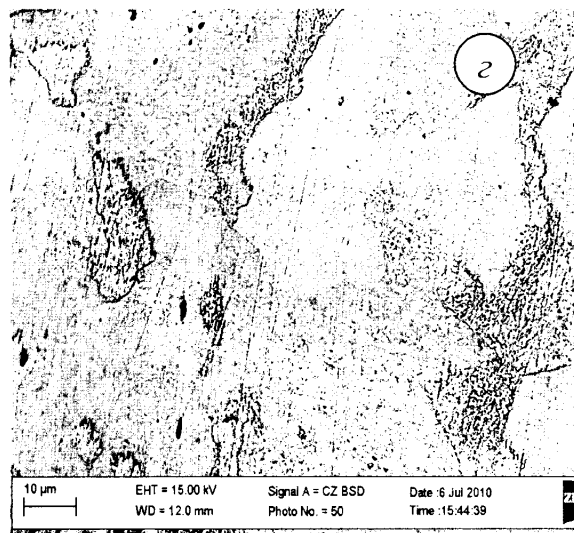
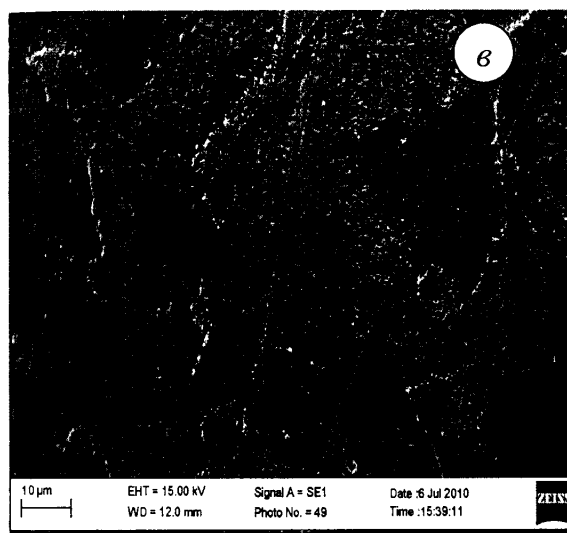
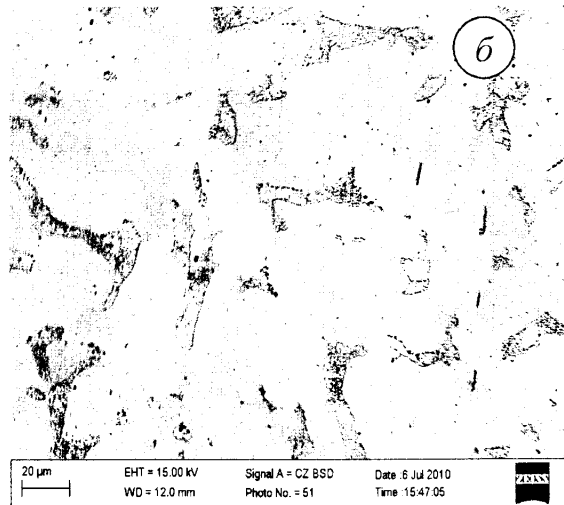
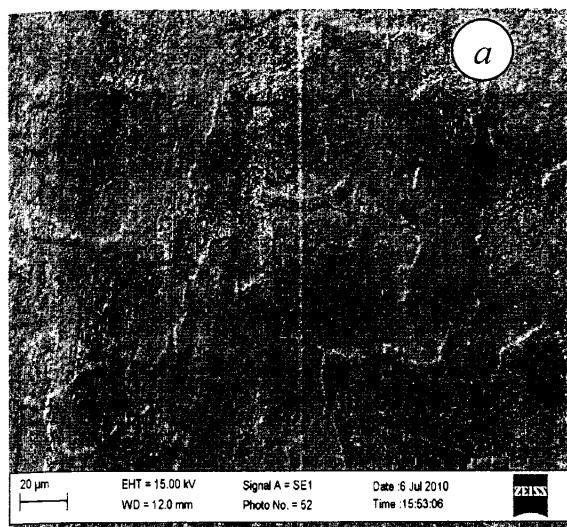


Рис. 3.13. Мікроструктура сталі 09Г2С (зразок із концентратором, отриманим ударом зубила):

a, в, д, е – топографія поверхні;

б, г – елементний контраст.

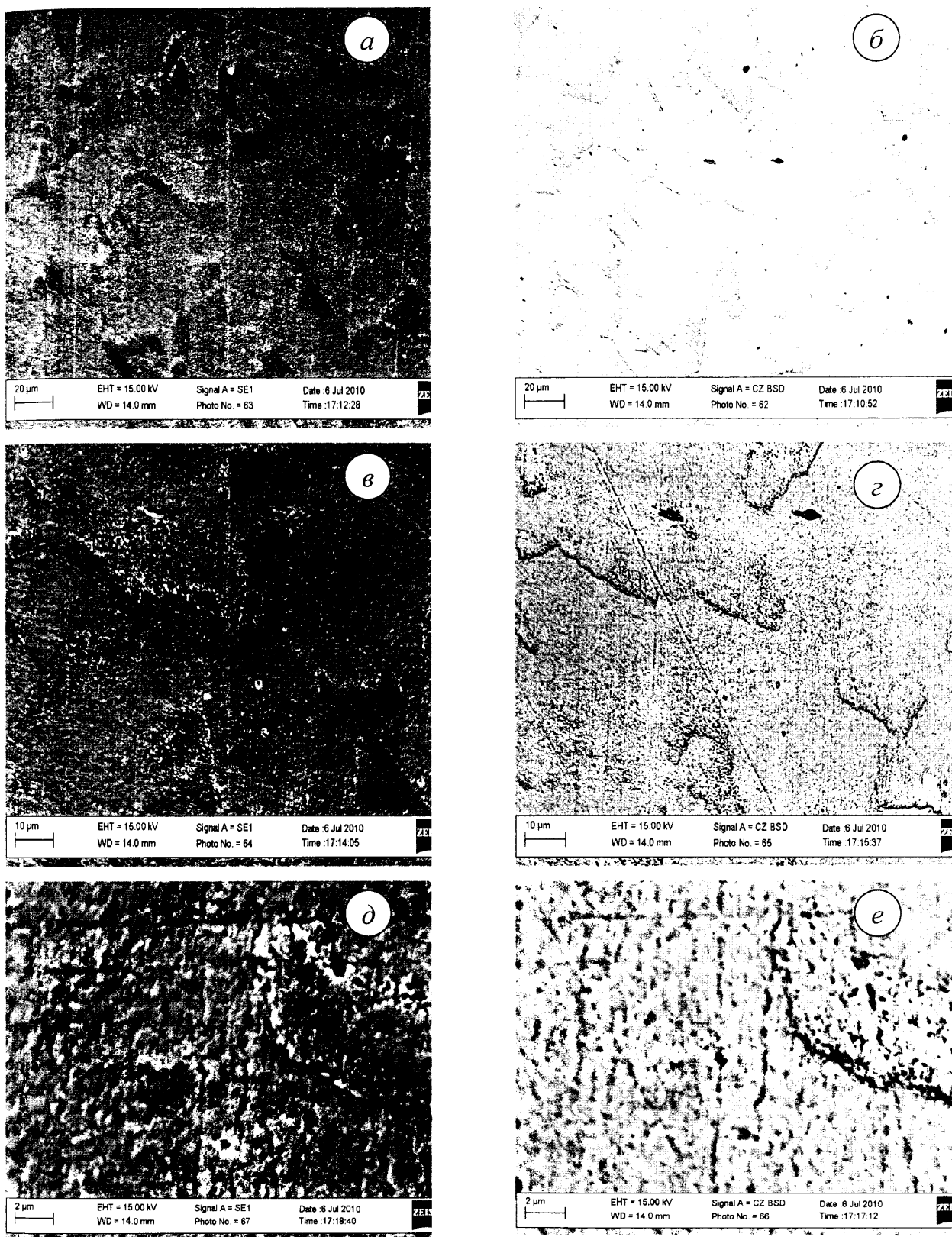


Рис. 3.14. Мікроструктура сталі 09Г2С (зразок із концентратором, отриманим шліфуванням):

a, *в*, *д*, *e* – топографія поверхні;

б, *з* – елементний контраст.

Фрактографічні дослідження поверхні втомного руйнування зразків зі сталі ST-E-385.7 (рис. 3.15 - 3.17 б) проведено для зразка, зруйнованого після 77600 циклів віддольового навантаження з амплітудою 242 МПа. Злам має характерний для втоми вигляд (рис. 3.14 б). Зони зародження та підростання втомної тріщини гладкі та складають майже половину товщини зразка (рис. 3.15). Зона прискороного руйнування (зона доламування) має характерний великокристалічний рельєф, в якому переважають фрагменти крихкого руйнування та розшарування металу (рис. 3.13.б). Це свідчить про значну текстурованість металу труби під час її виготовлення та анізотропію структури, що сприяє анізотропії механічних властивостей сталі.

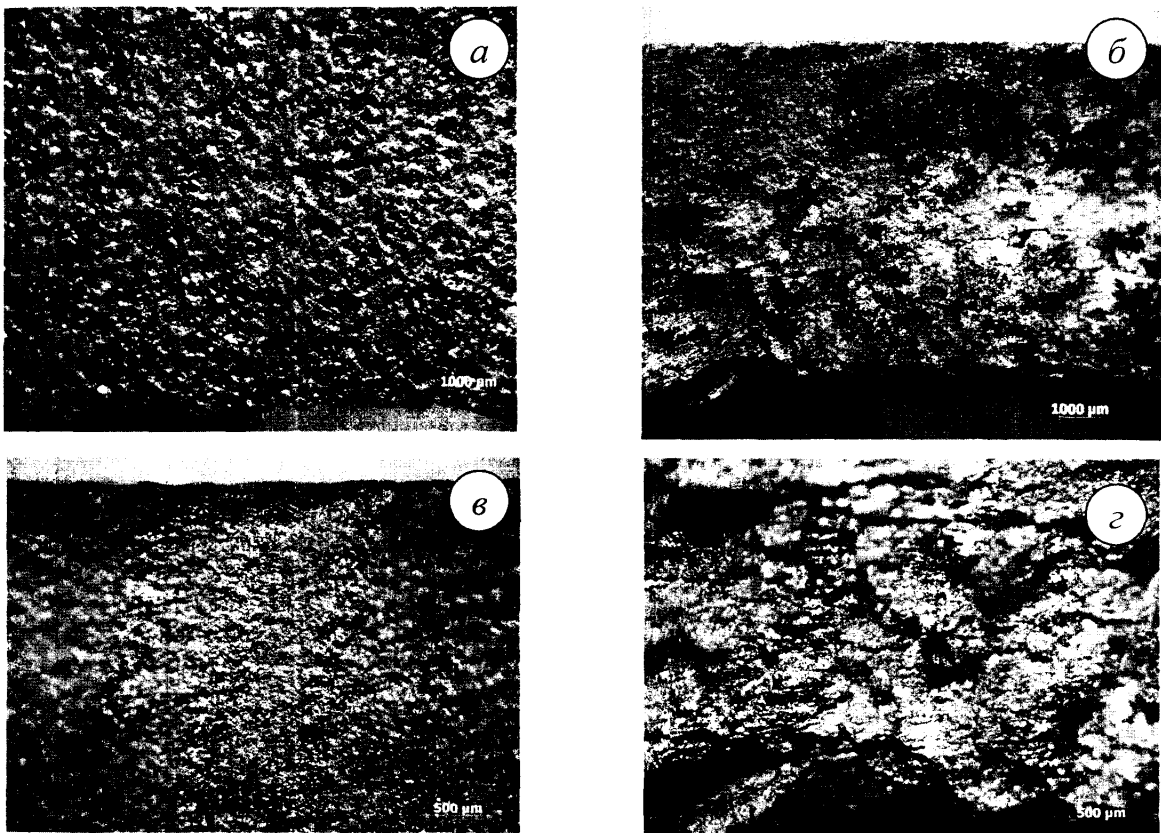


Рис. 3.15. Характер втомного руйнування зразків із сталі ST - E - 385.7 після випробувань на втому ($\sigma = 242$ МПа, $N = 77,6$ тис.цикл.):

- а - топографія поверхні торця;
- б - загальний вигляд поверхні руйнування зразка;
- в - зона поширення втомної тріщини;
- г - зона доламування.

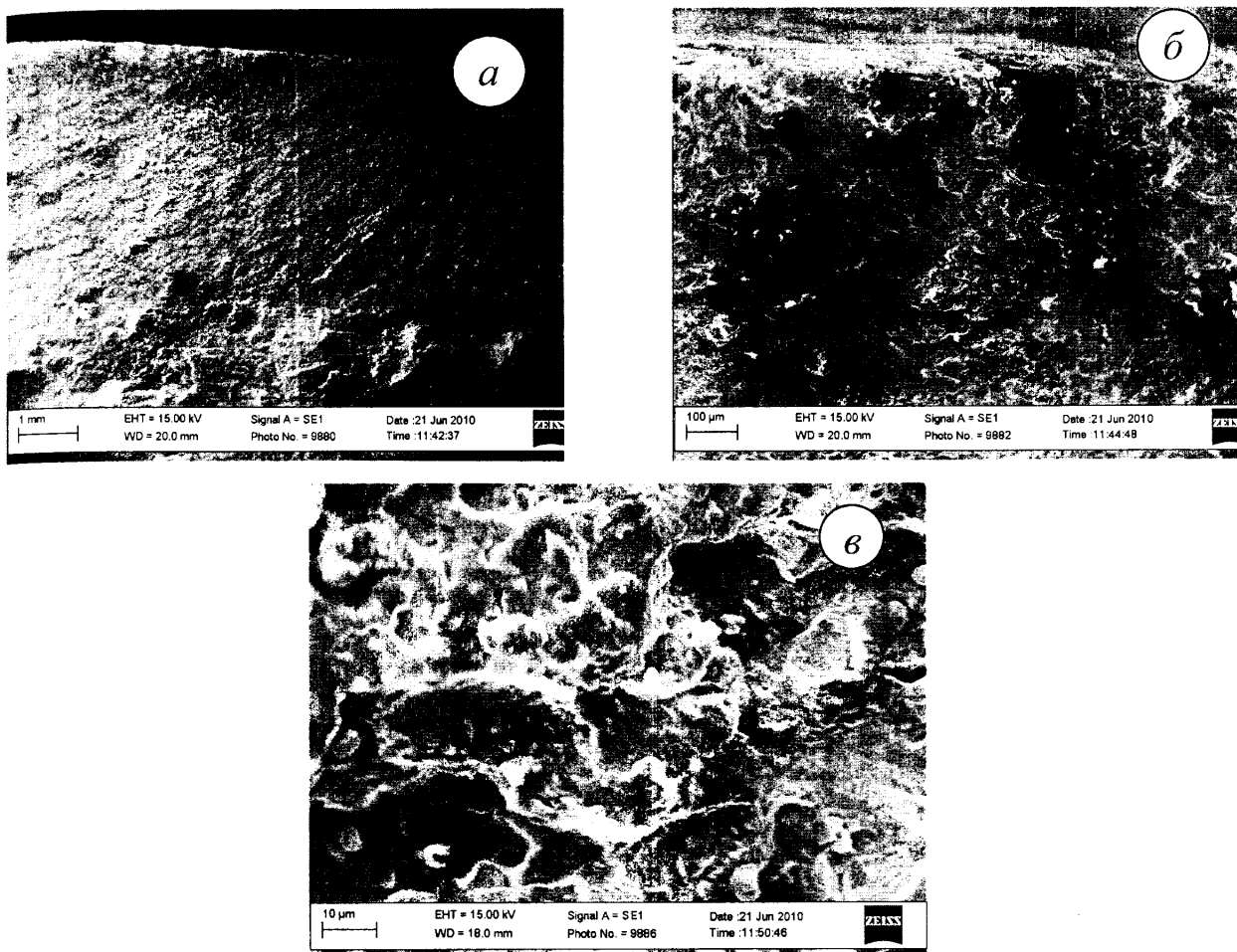


Рис. 3.16. Зона поширення втомної тріщини в сталі ST - E - 385.7.:

a - загальний вигляд;

б - фрактограми поверхні (*б, в*) зони поширення втомної тріщини в сталі ST - E - 385.7.

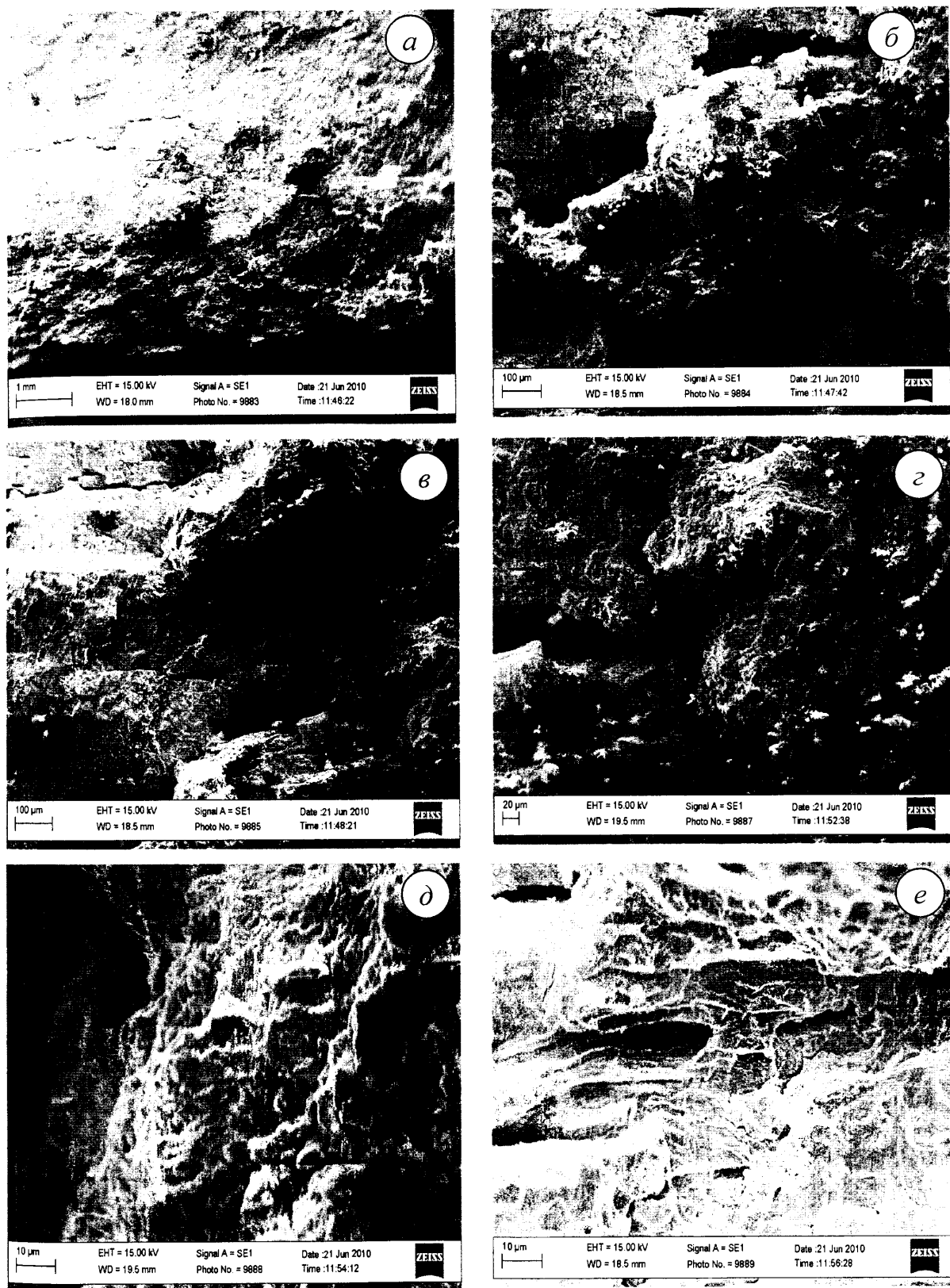


Рис. 3.17. Фрактограми поверхні зламу (зона доламування) зразків на втому зі сталі ST - E - 385.7:

a - загальний вигляд зони; *б* , *в* , *г* , *д* , *е* - фрактограми поверхні зони доламування.

Поверхня зламу зразків у зоні доламування (рис. 3.17) утворилася при руйнуванні зі значною за величиною пластичною деформацією. Для такої зони властиві такі дефекти, як хвилястість, розшарування та вириви (рис. 3.17 *в, д, е*). Їх поява зумовлена різною здатністю до деформування сусідніх груп волокон, які тією чи іншою мірою є ознакою пластичного руйнування. Утворення в'язкої зони доламування означає, що матеріал до руйнування витримав напруження, співмірне з границею міцності. Зона доламування внаслідок сильної деформації зерен темна, тьмяна, волокниста.

Вплив концентратора напружень, створеного ударом зубила (рис. 3.18 - 3.20), та його вплив на опір втомному руйнуванню при заданих його розмірах (див. рис. 3.18) відрізняються від впливу концентратора напружень, отриманого шліфуванням (рис. 3. 21 - 3.22). Під час удару зубила створюється концентратор, який повинен вплинути на час до руйнування сталі 09Г2С, однак під час удару відбувається зміцнення металу біля дна концентратора внаслідок його пластичного деформування, що підвищує циклічну довговічність зразка (див. рис. 3.19). Фрактографічні дослідження засвідчили (рис. 3. 18), що тріщина від дна концентратора зароджувалася і розвивалася не в одній рівній площині (рис. 3. 18 *а, б*), як у випадку поширення тріщини від концентратора напружень, утвореного шліфуванням (рис. 3. 21 - 3.22).

Фактична поверхня руйнування у випадку концентратора, утвореного зубилом, є значно більшою (рис. 3. 18 *а, б*), тобто енергія, що припадає на руйнування одиниці поверхні, є меншою. Цим, імовірно, й пояснюється, що зразок із концентратором, отриманим зубилом, має вищу циклічну довговічність. Можливо, що зі зміною глибини концентратора, радіуса його заокруглення характер впливу буде іншим, однак це припущення вимагає експериментальної перевірки.

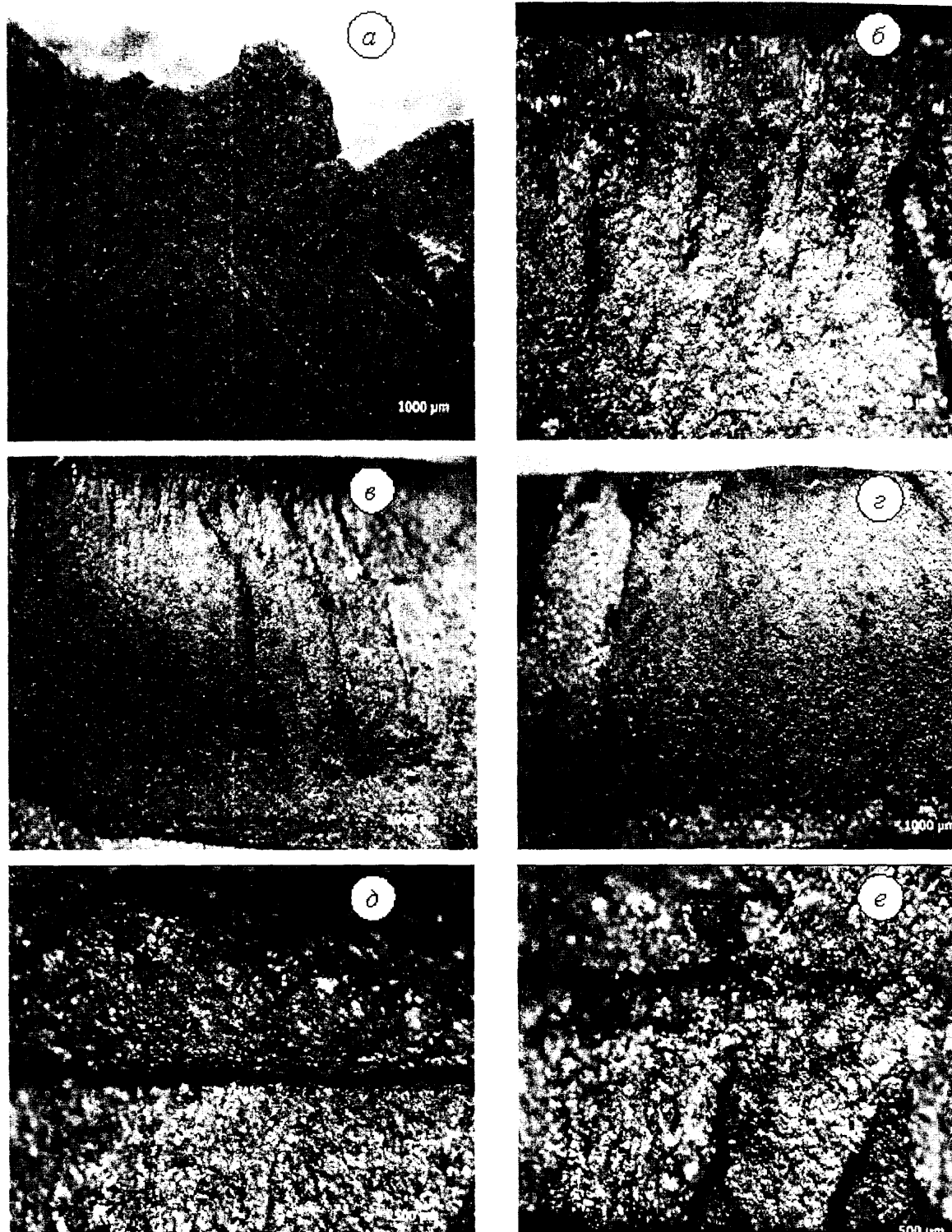


Рис. 3. 18. Характер втомного руйнування зразків із 09Г2С (зразок із концентратором, отриманим ударом зубила): *а* - топографія поверхні торця, *б* - загальний вигляд поверхні руйнування зразка; *в*, *г* - зона поширення втомної тріщини; *д*, *е* - перехідна зона та зона доламування.

Зауважимо, що зоні поширення (росту) втомної тріщини притаманне руйнування без видимої макропластичної деформації (рис. 3.18 *в*, *г*). Поверхня складається з великої кількості гладких площинок - фасеток, на яких відсутні

видимі сліди пластичного деформування. Внаслідок цього злам світлий, блискучий. Поверхня фасетки є певною кристалографічною площиною зерен матеріалу (площина спайності). Тому найчастіше розміри фасеток відповідають розмірам тих структурних складових, у межах яких проходить руйнування (наприклад, зерен, колоній перліту).

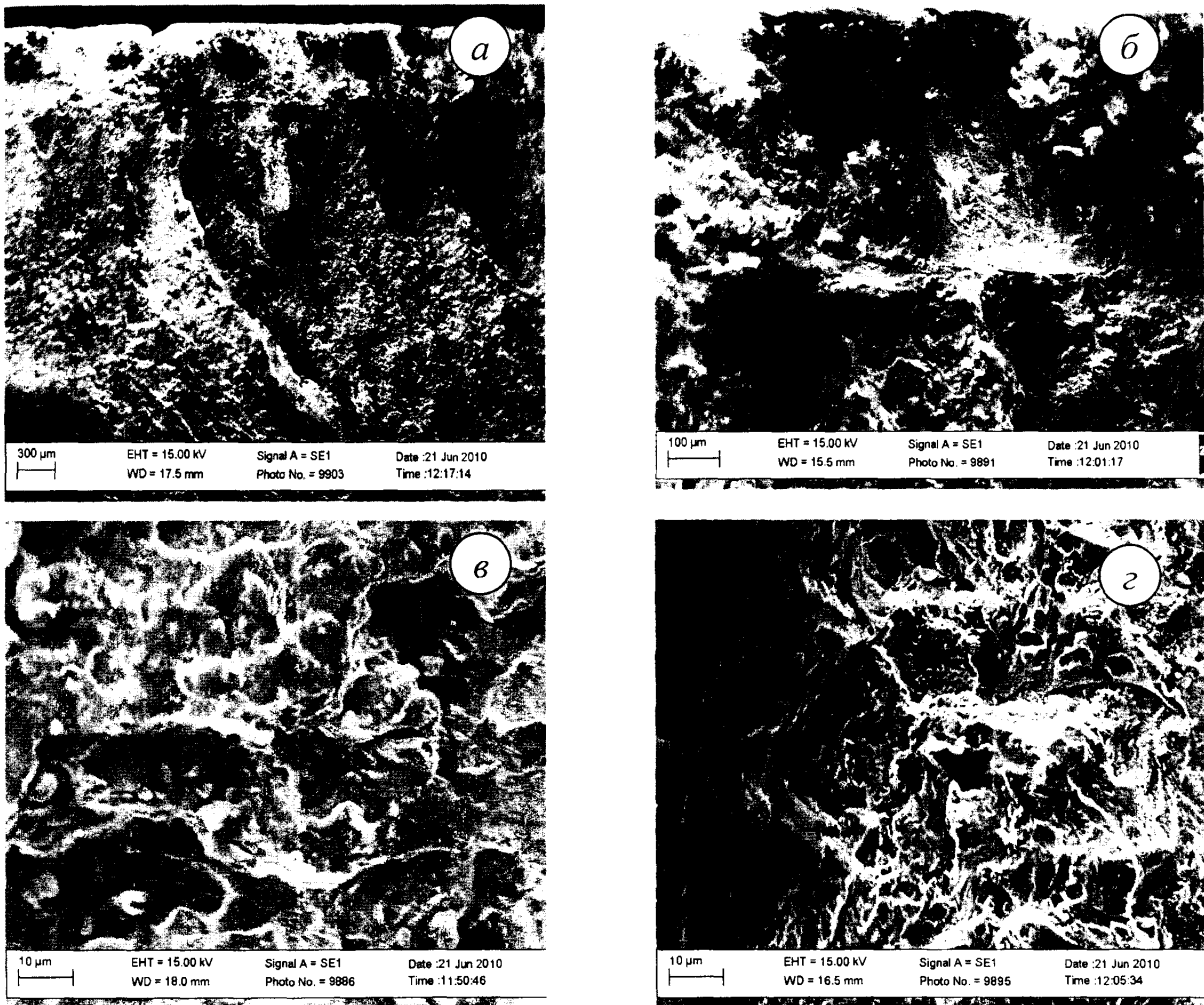


Рис. 3. 19. Зона поширення втомної тріщини в сталі 09Г2С (зразок із концентратором, отриманим ударом зубила): *а* - загальний вигляд; *б*, *в*, *г* - фрактограми поверхні зони поширення втомної тріщини в сталі.

Електронномікроскопічне вивчення поверхні зламу підтвердило в'язкий тип руйнування (рис. 3.19 *в*, *г*), який має складніший рельєф порівняно з утвореним у цій же ж зоні при руйнуванні зразка з концентратором, отриманим шліфуванням (рис. 3.21). Зразкам притаманне чергування більш крупних ямок із дрібними. Спостерігається в'язке руйнування з дрібними ямками, що мають вигляд

протяжних гребенів. Такі гребені формуються при злитті сусідніх в'язких мікротріщин. Також на зламі зустрічаються площадки міжзеренного руйнування (рис. 3.19 з).

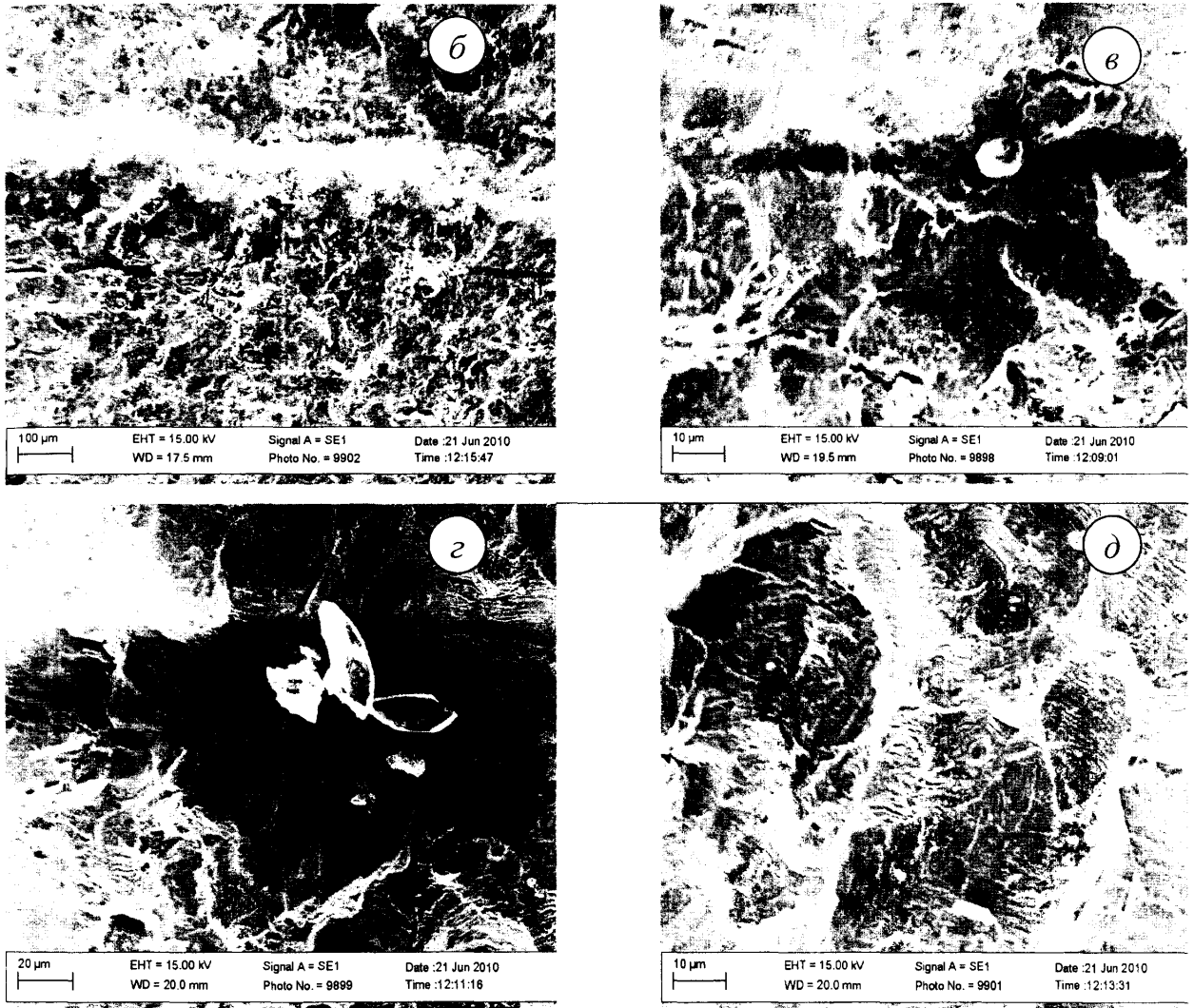


Рис. 3.20. Фрактограми поверхні зони доламування зразків на втому зі сталі 09Г2С (зразок із концентратором, отриманим ударом зубила):

а - загальний вигляд зони;

б, в, г, д - фрактограми поверхні зони доламування.

Фрактографічний аналіз поверхні зразка зі сталі 09Г2С із концентратором напружень, одержаним шліфуванням (рис. 3.21–3.22), засвідчив, що зона поширення (росту) втомної тріщини (рис. 3.22) має відмінності від аналогічної зони на зразку зі сталі ST-E-385.7 (рис. 3.16). Цій зоні притаманна більша частка в'язкої складової руйнування. У зоні доламування спостерігаються повздовжні

канали, за формою подібні до циліндра, що є свідченням меншого ступеня пластичної деформації сталі при виготовленні труби зі сталі 09Г2С.

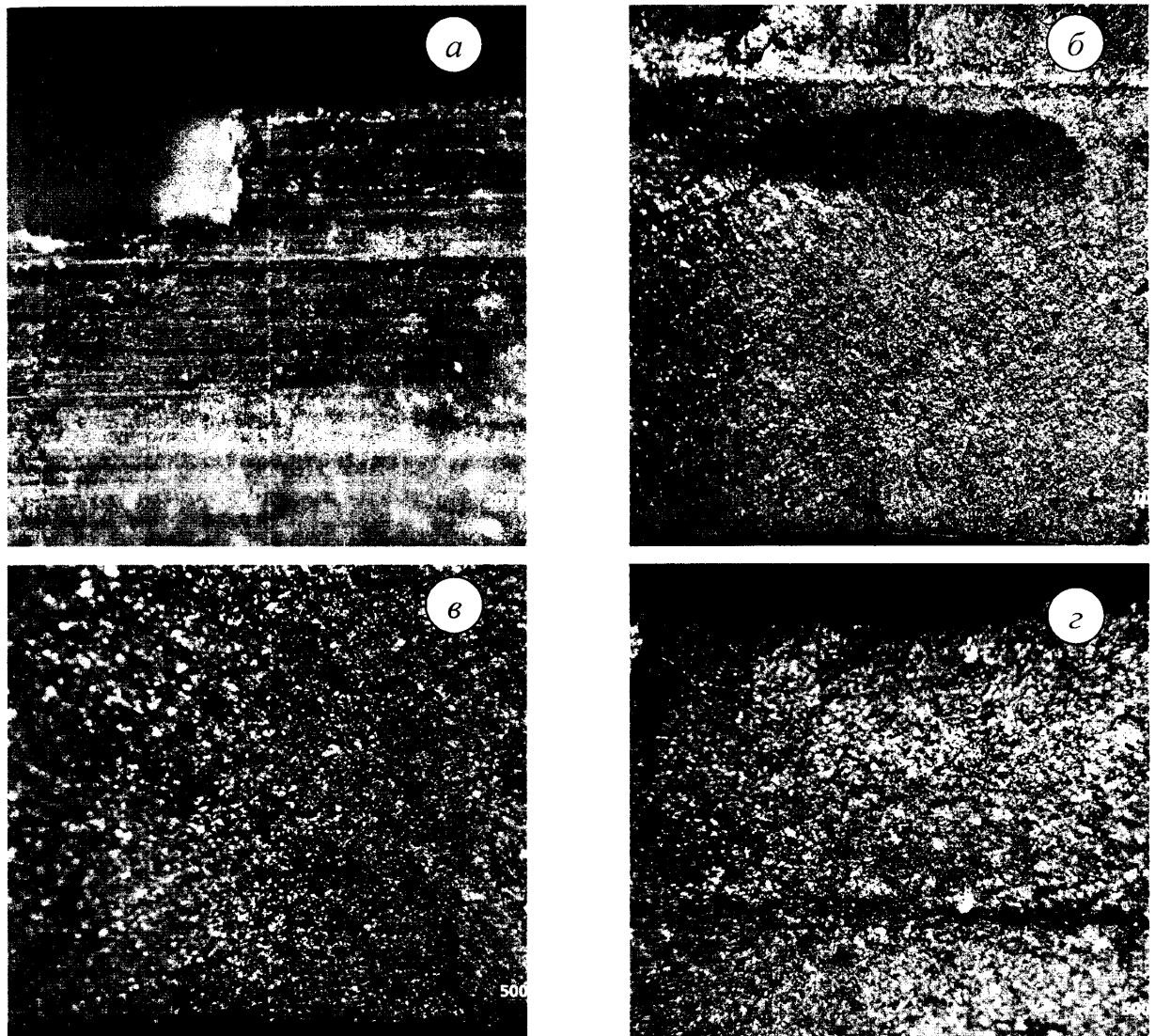


Рис. 3.21. Характер втомного руйнування зразків із 09Г2С (зразок із концентратором, отриманим шліфуванням):

а - топографія поверхні торця;

б - загальний вигляд поверхні втомного руйнування зразка;

в, - зона поширення втомної тріщини;

г - зона доламування.

На поверхні зламу спостерігаються також численні крихкі ділянки, які зорієнтовані перпендикулярно до напрямку найбільших напружень розтягу та вкриті рубцями (рис. 3. 22). У місці початку руйнування (рис. 3. 22б) рубці дрібні та тонкі, далі - дещо грубші. Напрям рубців, що поширюються від фокуса зламу, дає змогу визначити місце, з якого розпочався процес руйнування.

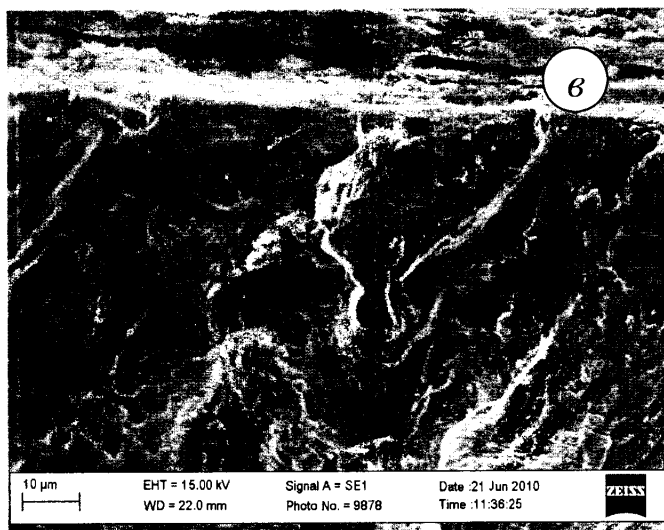
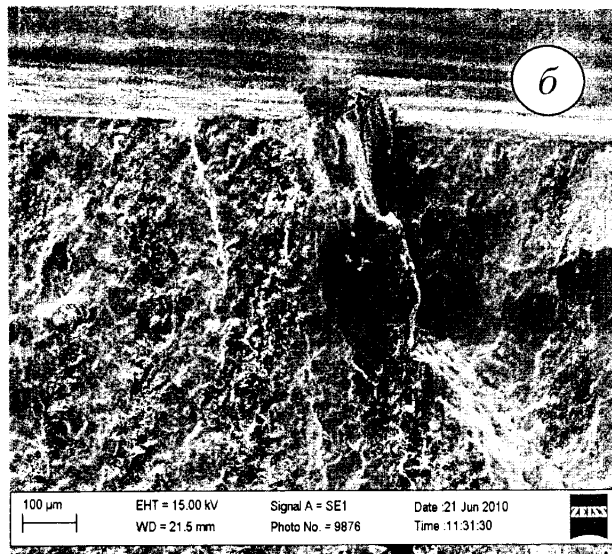
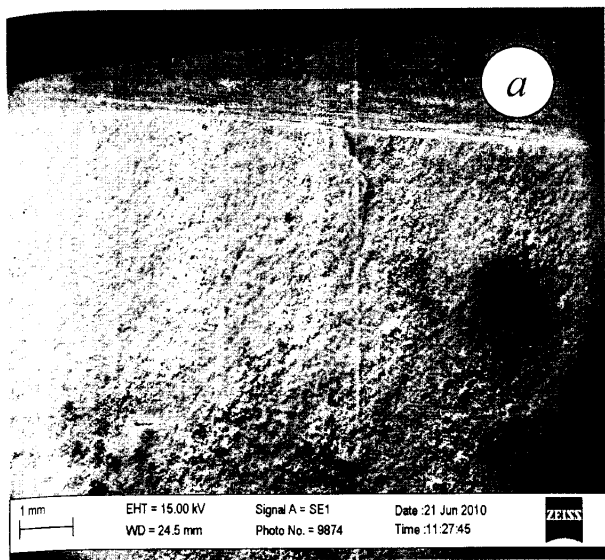
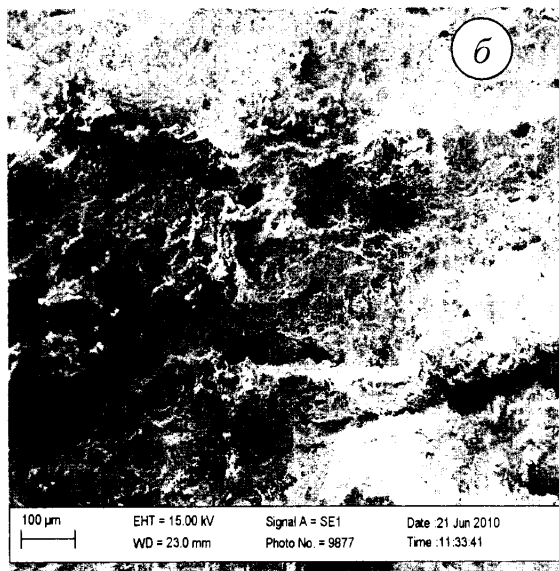
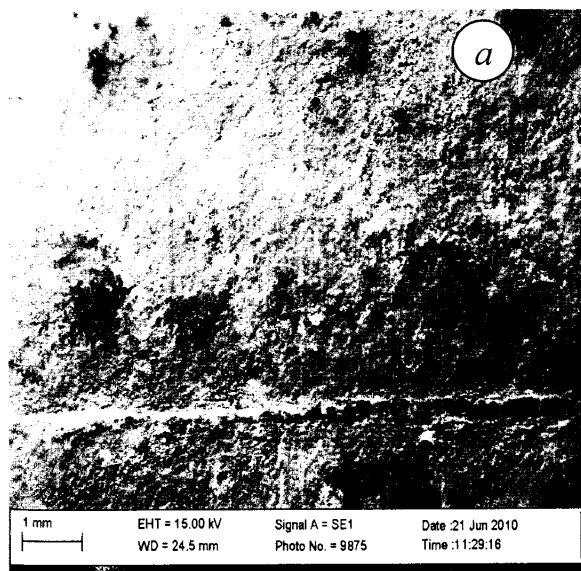


Рис. 3. 22. Зона поширення втомної тріщини в зразках зі сталі 09Г2С (зразок із концентратором, отриманим шліфуванням):

a - загальний вигляд;

б, в - фрактограми поверхні зони поширення втомної тріщини в сталі.



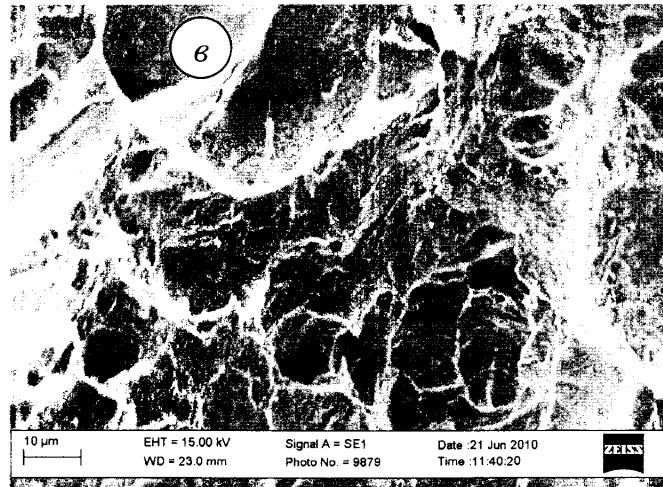


Рис. 3.23. Фрактограми поверхні зони доламування зразків на втому зі сталі 09Г2С (зразок із концентратором, отриманим шліфуванням):

a - загальний вигляд зони;

б, в - фрактограми поверхні зони доламування.

Таким чином, для відповіді на запитання: за рахунок чого ферито-перлітні сталі різних виробників забезпечують різну циклічну довговічність матеріалу - проведено електронно-фрактографічний аналіз поверхонь зламів зразків після випробувань на втому. Такий аналіз дав змогу виявити мікромеханізми руйнування, особливості будови зламів і зробити висновки про те, як досягається в матеріалі той чи інший рівень циклічної довговічності.

Електронномікроскопічні дослідження зламів зразків, зруйнованих за умов втоми, підтвердили в'язкий тип руйнування. Усім зразкам притаманна почерговість (чергування) крупніших ямок із дрібними.

У зразків зі сталі 09Г2С з концентраторами, утвореними зубилом і шліфуванням, спостерігається в'язке руйнування з дрібними ямками у вигляді протяжних гребенів. Такі гребені формуються при злитті сусідніх в'язких мікротріщин. Виявлено фрактографічні відмінності мікромеханізмів руйнування таких зразків. Зразку з концентратором, утвореним шліфуванням, притаманне руйнування квазісколом, за винятком зони доламування, якій притаманний в'язкий тип руйнування. Будова зламу змінюється при нанесенні концентратора зубилом: на поверхні зламу спостерігаються численні ямки, а також

зустрічаються площадки міжзеренного руйнування. Простежуються також відмінності в ступені мікрорельєфності поверхні.

3.3. Підвищення міцності трубопроводів КС стрічковими бандажами

У процесі тривалої експлуатації в трубопроводах КС виникають різні пошкодження, що призводять до виникнення мікро- та макротріщин. Для забезпечення їх надійності слід провести профілактичні ремонтні роботи. Одним із напрямків таких робіт є підсилення послаблених ділянок трубопроводів КС ремонтними бандажами.

Аналіз відомих вітчизняних і зарубіжних технологій ремонту магістральних трубопроводів показує, що на сьогодні у світовій практиці експлуатацій магістральних трубопроводів з'явилися альтернативні методи ремонту дефектних ділянок трубопроводів, що дають змогу, у більшості випадків, замінити ремонт методом вирізання котушок без зупинки перекачування. Найбільш перспективними з них є технології ремонту з встановленням сталевих зварних муфт та різного виду бандажів [9,37,71,78,103]

Останнім часом особлива увага надається науковим дослідженням з розробки ефективних багат шарових бандажів із високоміцних неметалевих матеріалів, що можуть використовуватися для ремонту поверхневих дефектів трубопроводів без повного припинення перекачування продукту. Теоретичні дослідження та технологія виготовлення композитних бандажів шляхом багат шарового намотування склопластикової тканини на трубу дають змогу досягти часткового або повного відновлення несучої здатності дефектної ділянки трубопроводу. Але, на думку авторів [9], "бандажування дефектної ділянки трубопроводу стрічками з композиційних матеріалів не може довго протидіяти циклічним навантаженням і не рекомендується для використання при ремонті дефектів магістральних трубопроводів".

Аналіз існуючих методів ремонту показав, що досить ефективним може бути накладання стрічкових металевих бандажів з попереднім підігрівом стрічки.

Суть цього методу полягає в тому, що дефектну ділянку попередньо очищають від ізоляції та корозійного шару і на очищену поверхню за допомогою зварки закріплюють початок бандажної сталеві стрічки, яку, нагріваючи, намотують в один повний виток, фіксуючи його зваркою, тим самим забезпечують натяг стрічки і створюють кільцеві напруження в трубопроводі. Далі продовжують здійснювати намотку стрічки з нагрівом, фіксуючи її відносно попередніх витків, а кількість витків розраховують виходячи з характеристик дефектного стану ділянки, робочого тиску і фізико-хімічних характеристик сталеві стрічки (рис. 3.24).

При ремонті локальних пошкоджених ділянок використовується пряме намотування металеві стрічки (рис. 3.24 а), а на протяжних ділянках стрічку намотують на трубопровід по спіралі (рис. 3.24 б.)

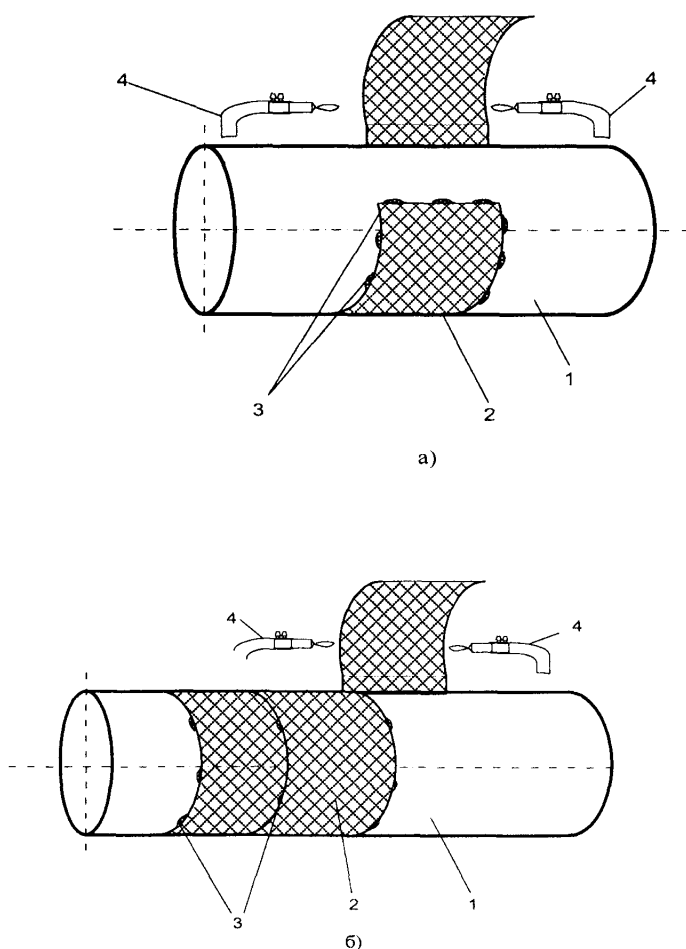


Рис. 3.24. Бандажування за допомогою металеві стрічки:

1 - трубопровід; 2 - металеві стрічка;

3 - прихватки; 4 - газові горілки.

На рис 3.25 показано монтаж стрічкового бандажу на котушку в Богородчанському ЛВУМГ

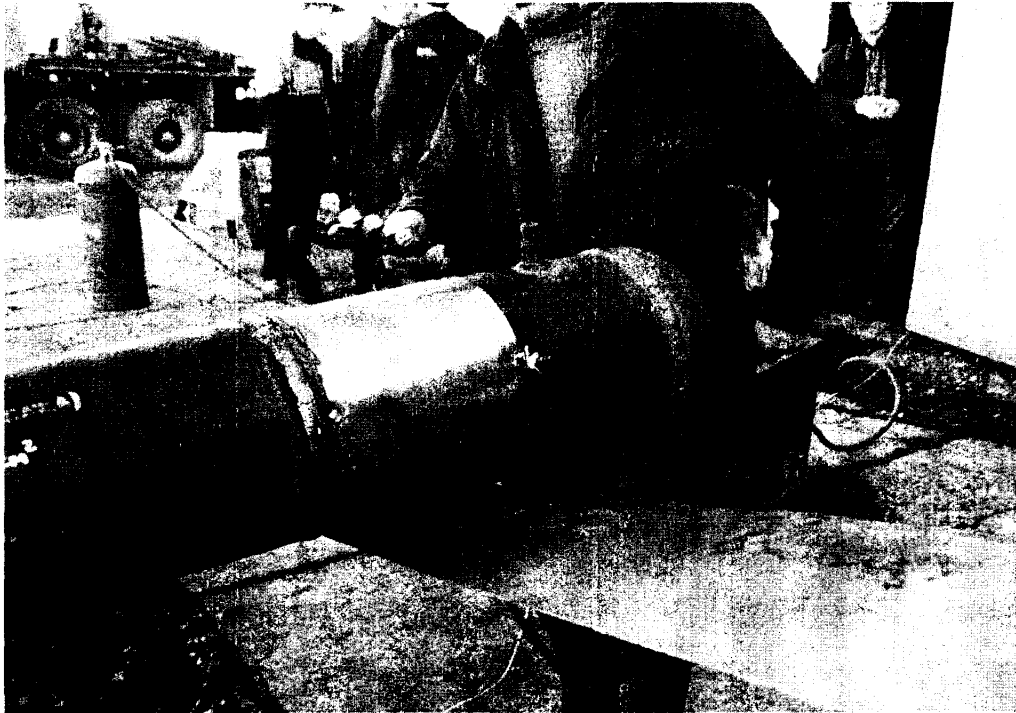


Рис. 3.25. Монтаж стрічкового бандажу на котушку в Богородчанському ЛВУМГ

Напруження $\sigma_{тр}$ в трубопроводі під впливом зовнішнього тиску, що створюється за рахунок натягу сталеві стрічки, визначаємо за формулою [57].

$$\sigma_{тр} = P \cdot \frac{R}{\delta_{тр}}, \quad (3.6)$$

де P - тиск, що створює сталеві стрічка ;

$\delta_{тр}$ - товщина стінки трубопроводу;

R - радіус трубопроводу.

Запишемо умову рівності напружень

$$\sigma_{тр} = \sigma_{стр}, \quad (3.7)$$

де $\sigma_{стр}$ - напруження, що створюється при натязі стрічки.

$$\sigma_{стр} = \varepsilon_{стр} \cdot E_{стр}, \quad (3.8)$$

де $\varepsilon_{стр}$ - відносна деформація стрічки;
 $E_{стр}$ - модуль пружності матеріалу стрічки.

$$\varepsilon_{стр} = \frac{\Delta L_{стр}}{L_{стр0}}, \quad (3.9)$$

де $\Delta L_{стр}$ - величина зміни довжини сталеві стрічки за рахунок лінійного теплового розширення;

$L_{стр0}$ - початкова довжина сталеві стрічки.

$$\Delta L_{стр} = L_{стр0} \cdot \Delta T \cdot \alpha \quad (3.10)$$

де α - коефіцієнт теплового розширення сталі стрічки;
 ΔT - температура підігріву сталеві стрічки.

$$\varepsilon_{стр} = \frac{L_{стр0} \cdot \Delta T \cdot \alpha}{L_{стр0}} = \Delta T \cdot \alpha, \quad (3.11)$$

$$\sigma_{стр} = \frac{F_{стр}}{S_{стр}} = \varepsilon_{стр} \cdot E_{стр}, \quad (3.12)$$

$$S_{стр} = B \cdot \delta_{стр}, \quad (3.13)$$

де $\delta_{стр}$ - товщина стрічки;
 B - ширина стрічки.

$$F_{стр} = \sigma_{стр} \cdot S_{стр} = \Delta T \cdot \alpha \cdot E_{стр} \cdot B \cdot \delta_{стр}, \quad (3.14)$$

$$S_{тр} = \pi \cdot D_{тр} \cdot B, \quad (3.15)$$

де $D_{тр}$ - зовнішній діаметр трубопроводу;

$L_{стр0}$ - початкова довжина сталеві стрічки.

$$P = \frac{F_{стр}}{S_{тр}} = \frac{\Delta T \cdot \alpha \cdot E_{стр} \cdot B \cdot \delta_{стр}}{\pi \cdot D_{тр} \cdot B} = \frac{\Delta T \cdot \alpha \cdot E_{стр} \cdot \delta_{стр}}{\pi \cdot D_{тр}} \quad (3.16)$$

$$\sigma_{тр} = \frac{\Delta T \cdot \alpha \cdot E_{стр} \cdot \delta_{стр}}{\pi \cdot D_{тр}} \frac{R}{\delta_{тр}} = \frac{\Delta T \cdot \alpha \cdot E_{стр}}{2 \cdot \pi \cdot D_{тр}} \frac{\delta_{стр}}{\delta_{тр}} \quad (3.17)$$

На основі формули 3.17 побудовані залежності (рис.3.26 - 3.27) напружень в тілі труби під бандпжем.

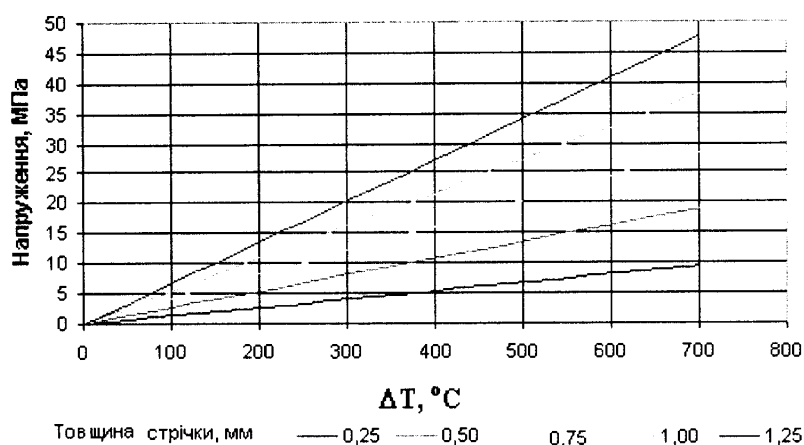


Рис. 3.26 Залежності напружень у трубі від температури підігріву стрічки

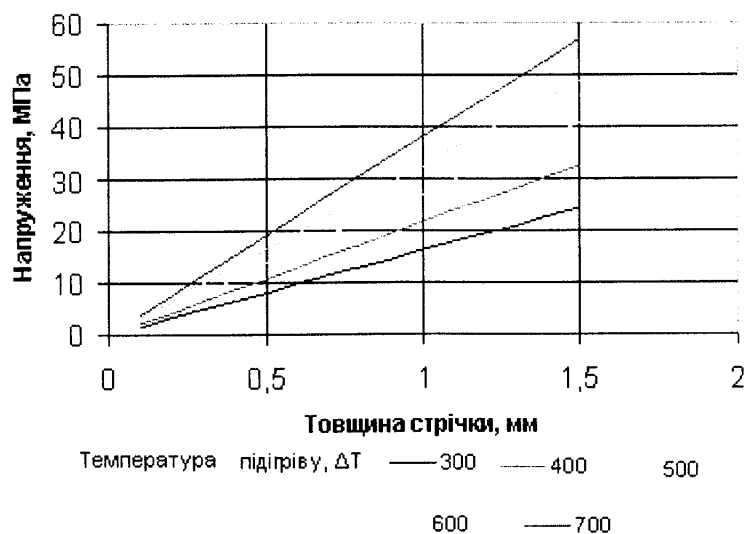


Рис. 3.27. Залежності напружень у трубі від товщини стрічки

З метою експериментального підтвердження ефективності зміцнення труби за допомогою запропонованого методу було розроблено і виготовлено дослідний стенд для гідровипробувань котушок на міцність (рис. 3.28). Тиск створювався за допомогою цементувального насосного агрегату. Вимірювання тиску проводилось перетворювачем тиску STG 97 L фірми "Хонівел". Деформація тіла труби та бандажу вимірювалась тензометричним методом з використанням аналогового цифрового перетворювача (АЦП) та тензодавачів марки 2ПКБ -20-200ХА.

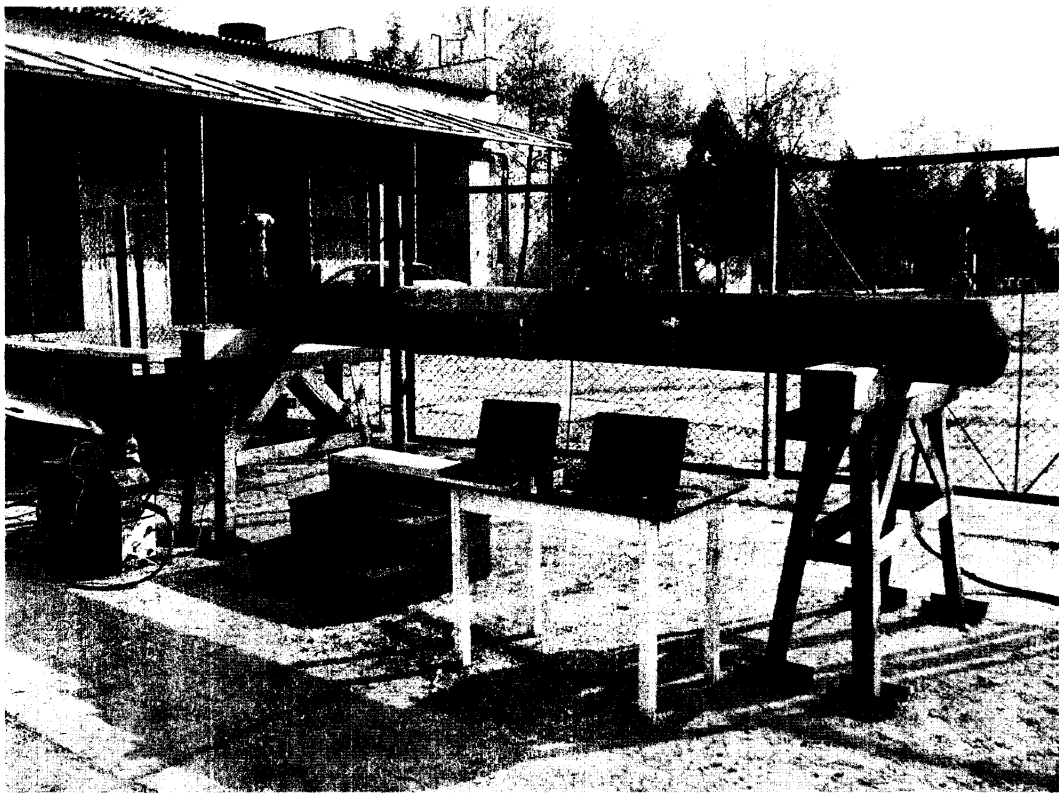


Рис.3.28 Загальний вигляд дослідного стенду для випробувань котушок на міцність

На першому етапі провели випробування котушок з труб діаметром 219 мм з товщиною стінки 6 мм та 325 мм з товщиною стінки 8 мм з штучними дефектами без бандажів. На котушках діаметром 219 мм фрезою було створено штучні дефекти глибиною 3 мм, протяжністю 35 мм і шириною 2 мм, а на котушках діаметром 325 мм. прошліфовано - глибиною 3 мм, протяжністю 110 мм і шириною 7 мм.

Випробування проводилось до руйнування труб (рис. 3.29 -3.30).



Рис.3.29. Зруйнована котушка Ду325мм без бандажа з наведеним штучним дефектом



Рис.3.30. Зруйнована котушка Ду219 мм без бандажа з наведеним штучним дефектом

Руйнування відбулось в місцях штучних дефектів. Тиск руйнування склав 16,4 МПа для котушки Ду325 мм та 26,12 МПа для котушки Ду219 мм.

Наступним етапом дослідження, було випробування котушок з бандажами. Усі бандажі намотано на ділянки труби з попередньо наведеними механічними дефектами. Для двох труб Ду 219 мм бандажі виконано зі сталевих стрічок товщиною 0,5 і 0,75 мм та шириною 200 мм в шість шарів. Одну котушку Ду 325 мм підсилили таким же бандажем з товщиною стрічки 0,5 мм, а іншу – бандажем з спіральним намотуванням (див. рис 3.24 б, 3.28). Усі котушки теж доведено до руйнування (рис. 3.31-3.32).

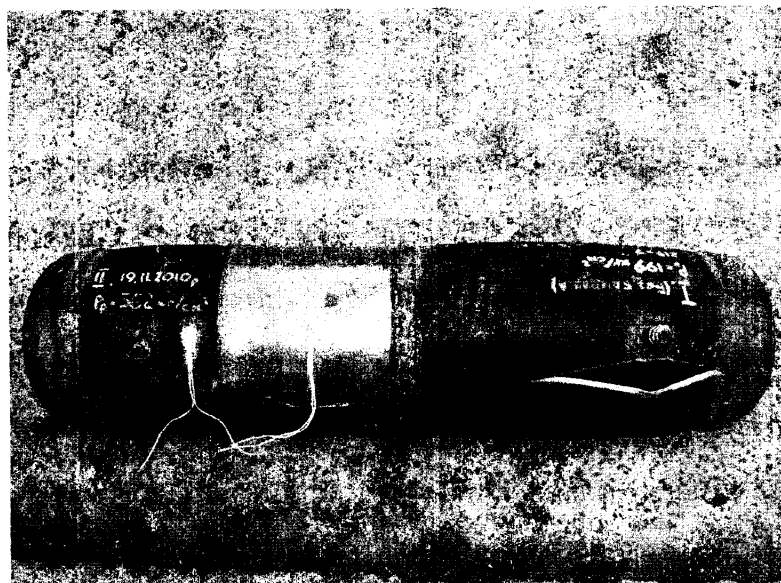


Рис.3.31. Загальний вигляд зруйнованої котушки Ду219 мм з бандажем



Рис.3.32. Загальний вигляд зруйнованої котушки Ду325 мм з бандажем

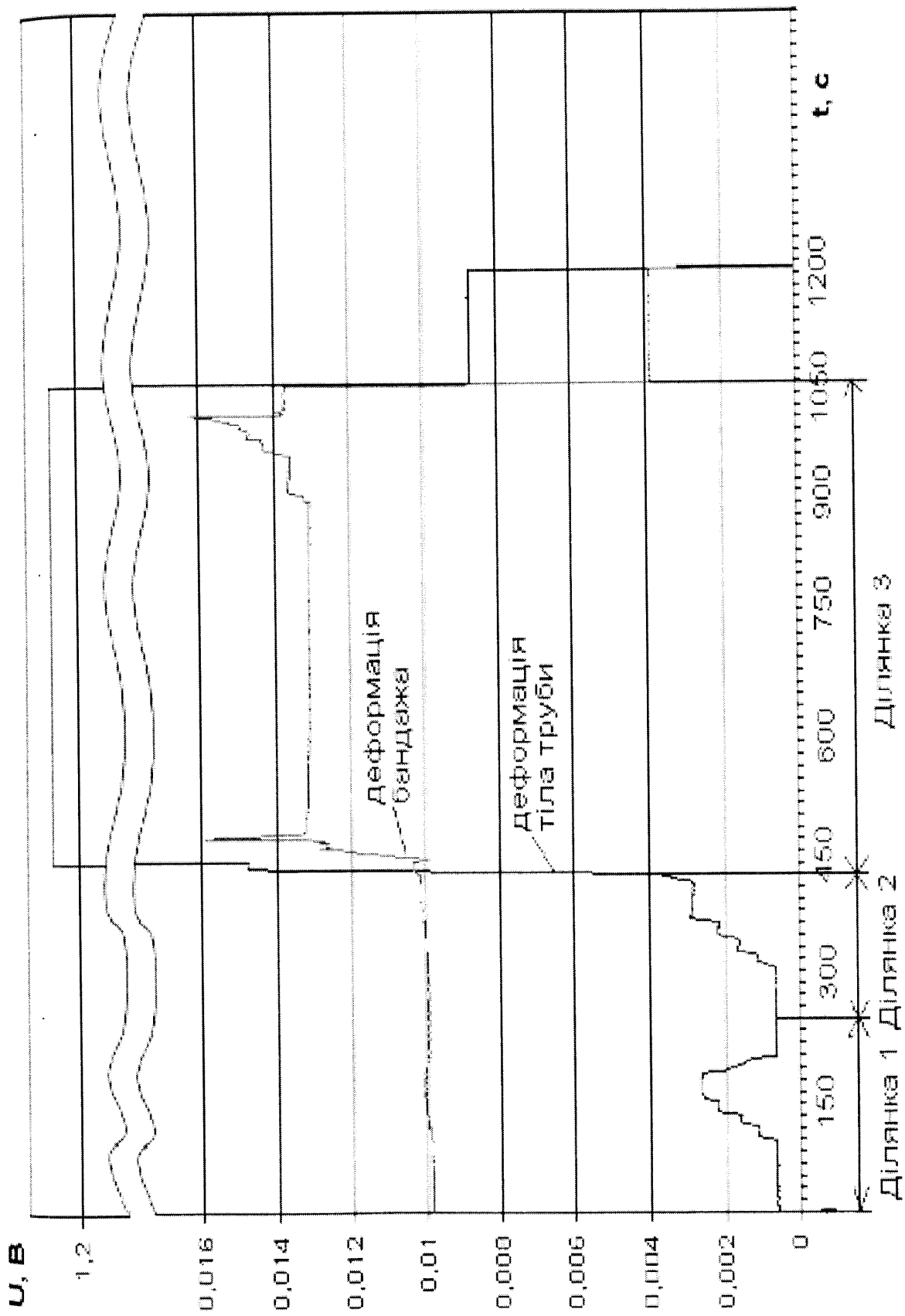


Рис.3.34. Залежність зміни напруги на виході тензомостів від часу опресування колушки з бандажем

Результати експерименту показали, що всі руйнування котушок відбулися по тілу труби без наведеного концентратора, тобто бандажування забезпечило міцність пошкоджених ділянок труби. Тиски до зруйнування котушок Ду 219 мм становили 32,32 МПа і 36 МПа, а для труб Ду 325 мм 27 МПа.

Для дослідження швидкоплинних динамічних процесів, які відбувались в тілі труби та бандажі під час випробувань, було проведене одночасне вимірювання тиску і деформацій (рис. 3.33, 3.34). У зв'язку з тим, що даний цифровий манометр не розрахований на тиск, який необхідний для руйнування котушок, експеримент з початку провели до досягнення тиску 19,6 МПа з наступним стравлюванням до нуля (рис. 3.33).

Початковий аналіз експерименту свідчить, що такий тиск не призводить до пластичних деформацій в тілі труби. Це видно з того, що при стравлюванні тиску сигнал тензодавача повернувся в початкове положення.

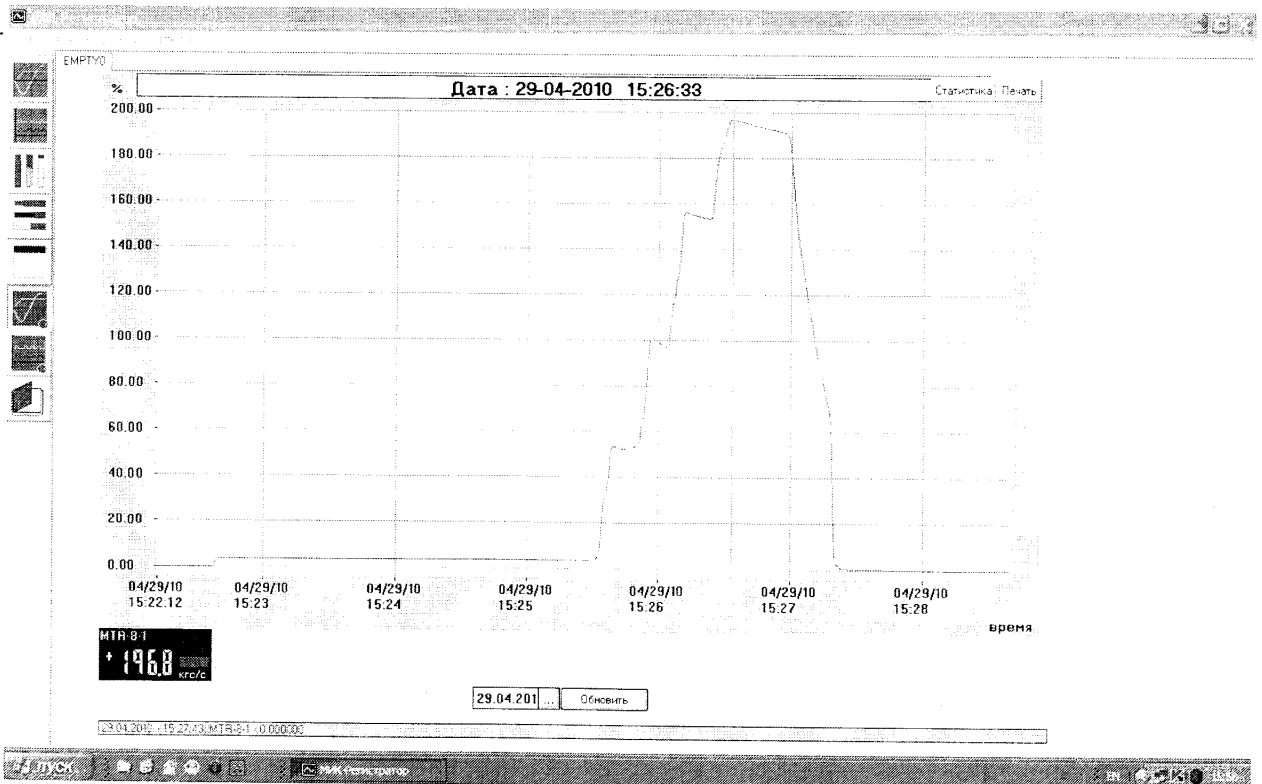


Рис.3.33. Залежність зміни тиску в трубі від часу її опресування (одиниці осі ординат манометра відтаровані в системі МКГС)

Отримана графічна залежність (рис.3.33) ідентична отриманій тензометричним методом (рис. 3.34, ділянка 1).

В подальшому перетворювач тиску замінено на звичайний манометр, покази якого фіксувались відеокамерою і продовжено опресування котушки з бандажем до руйнування.

Деформаційні процеси досліджувались на тілі труби, так і на бандажі (рис. 3.34)

Ділянка 2 (рис.3.34) відповідає повторному підвищенню тиску до 20 МПа.

Як бачимо, деформація тіла труби (залежність 1 рис.3.34) майже в 20 разів більша, за деформацію бандажа (залежність 2 рис.3.34). Це пояснюється більшою міцністю котушки з бандажем, яка була достатня для попередження пластичних деформацій зміцненої її ділянки з штучним дефектом. Звертає на себе увагу велике “плато” (ділянка 3 рис.3.34) присутнє на обох залежностях деформацій. Огляд зруйнованої котушки показав, що зупинка деформації перед руйнуванням може бути пояснена появою локальної зони пластичної течії, в якій і відбувся розрив труби.

Тобто, зростання тиску спочатку призводило до загальної деформації тіла котушки, а в кінцевий період - до її локальної в місці майбутнього розриву.

Також звертають на себе увагу піки деформацій на початку і кінці “плато” для бандажу. На нашу думку, вони можуть бути пояснені процесами вирівнювання напружень шарів стрічки. Тиск з боку тіла труби спричинював до розривів точкових прихоплень зварюванням окремих шарів, що призводило до різкого перерозподілу напружень в шарах і скачків деформації зовнішнього шару бандажа.

Висновки до розділу 3

1. Висока втомна міцність труби зі сталі 09Г2С свідчить про достатній рівень експлуатаційної надійності протипомпажних ліній після ремонту. Позитивним чинником є також збільшення на 40% товщини стінки труби, що зменшує номінальні напруження та сприяє збільшенню довговічності за умов впливу корозивного середовища.

2. Результати фрактографічних досліджень поверхонь зламу зразків та з'ясування механізму втомного руйнування підтвердили доцільність використання труби зі сталі 09Г2С для забезпечення високої експлуатаційної надійності протипомпажних ліній.

3. Результати гідравлічних випробувань доводять ефективність запропонованої методики зміцнення металевими стрічковими бандажами.

РОЗДІЛ 4

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТУВАННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ

Сьогодні часто йде мова про нетрадиційні й відновлювані джерела енергії як один з методів економії традиційних органічних палив і послаблення енергетичної кризи та зменшення техногенного впливу на навколишнє середовище. До таких джерел відносять вітро- й гідроенергетику, геотермальні джерела, сонячну енергію та енергію хвиль, біоенергетика та ін. Проте враховуючи, що Україна являється потужним споживачем та транспортером природного газу з потужною мережею газопроводів, мало згадується таке джерело нетрадиційної енергетики як пружна енергія стиснутого природного газу, що транспортується газопроводами до споживачів.

Транспортування природного газу відбувається через розгалужену мережу газопроводів за рахунок перепаду тиску. Для стискання газу витрачається величезна кількість енергії, що тільки частково використовується на транспортування, а решта - безповоротно втрачається за кінцевого споживання [52].

Споживання природного газу в Україні становить близько 70 млрд.м³ в рік. Ще близько 120 млрд.м³ щороку транспортується магістральними трубопроводами через територію нашої держави. Для транспортування природній газ стискають до 3...7МПа. При споживанні тиск газу зменшують до 0.01 МПа, при цьому втрачається значна кількість пружної енергії природного газу, якою необхідно скористатися.

При видобутку, транспортуванні, розподілі та переробці природного газу - зниження тиску газу до потрібних величин проводиться, в основному шляхом дроселювання за допомогою клапанних регуляторів тиску прямої дії.

До систем зниження тиску газу в газотранспортній системі належать:

- газорозподільні станції (ГРС), які мають до трьох ступенів зниження тиску газу,

- промислові газорегулюючі станції (ПГРС), неподалік газових промислів, що призначені для підготовки газу до транспортування магістралями.
- ГРС приготування паливного газу для газотурбінних і поршневих компресорних станцій (ГРС КС);
- великі газорегулюючі пункти (ВГРП), які приймають газ з декількох магістральних газопроводів;
- газорозподільні пункти (ГРП), які забезпечують подачу газу безпосередньо споживачам (виробничі підприємства, теплоелектроцентралі населені пункти тощо).

Процес пониження тиску шляхом дроселювання відбувається з практично повною втратою пружної енергії газу, раніше витраченої на стиск газу в компресорах, що необхідний для транспортування природного газу трубопровідним транспортом. З цієї причини виникла думка, хоча б частково використовувати пружну енергію газу для виробництва електроенергії і покриття тим самим потреби ГРС в електроенергії для освітлення, роботи автоматики, та іншого устаткування і продажу зайвої енергії в електромережі.

Питання використання практично дармової енергії тиску газу є актуальним в цілому світі й особливо для України. Так, сумарну втрату енергії на ГРС та ГРП в Україні оцінюють приблизно в 10^8 кВт·г за рік. При заміні клапанних дроселюючих системи зниження тиску газу утилізаційними системами, що базуються в основному на турбодетандерних електрогенераторних установках і агрегатах (ТДУ і ТДА), можна одержати значну кількість екологічно чистої електроенергії. Утилізаційні системи на базі турбодетандерів забезпечують одночасно з основною функцією зниження і регулювання тиску газу, під час його адіабатного розширення в турбіні, дають змогу одержати механічну роботу на валу турбіни та перетворити її в електроенергію, а також отримати так званий "низький холод", який можна використовувати в системах охолодження газу, що транспортується, для підвищення пропускних можливостей газопроводу і в системах криогенного розділу продуктів природного газу.

Багато фірм у різних країнах займаються розробкою і виробництвом ТДА і ТДУ в широкому спектрі потужностей - від кількох десятків кВт до кількох МВт. Проте широкомасштабного впровадження ТДА і ТДУ в системах газорегулювання і розподілу з практично повним витісненням дроселюючих систем, як цього можна було очікувати, поки що не відбувається. Незважаючи на достатньо великий науково-технічний потенціал в Україні спостерігається відставання в цьому напрямі. На сьогодні є одиничні впровадження турбодетандерних систем на базі вітчизняного виробництва ВАТ "Турбогаз". У 2008 р. введена в експлуатацію УТДУ на ГРС м. Сєверодонецька, а на ГРС м. Запоріжжя здійснюється постачання устаткування. На ГРС "Солоха" ППУ "Полтавгазвидобування" впроваджена унікальна енергетична установка УДЕУ - 2500 потужністю 2500 кВт, призначена для отримання холоду на температурному рівні мінус 30°C у схемі низькотемпературної абсорбції з одночасним виробленням електроенергії обсягом 13025 тис.кВт/год протягом року і виходом зрідженої пропан-бутанової фракції обсягом 86 тис.т за рік, газового бензину обсягом 56,3 тис.т за рік, дизельної фракції обсягом 23,5 тис. т за рік.

На сьогодні ВАТ "Турбогаз" може постачати турбодетандерні установки утилізації власної розробки різних потужностей, від 8кВт до 12МВт для вхідного тиску газу до 7,5 МПа і з витратою газу від 0,05 до 6 млн. м³ за добу.

Першочергова потреба в утилізаційних турбодетандерних установках (з утилізаторами холоду) становить:

- потужністю до 0,1 мВт - 2000 шт.;
- потужністю 1,0 мВт - 30 шт.;
- потужністю 2,0 мВт - 14 шт.;
- потужністю 6,0 МВт - 42 шт.

Сумарна потужність утилізаційних турбодетандерних установок, потрібних до впровадження, може становити до 300 МВт [116].

Кроком до втілення в життя утилізаційних ТДУ являється розроблена в 2005 році "Програма інвестицій у модернізацію газотранспортної системи

ДК "Укртрансгаз", в котрій одним з інвестиційних проектів є "Спорудження утилізаційної турбодетандерної установки з потужністю 2500-3000 кВт". Згідно даного проекту пропонується спорудження утилізаційної установки, що могла б виробляти щорічно в середньому 17,5 млн. кВт-год. електроенергії з нищою собівартістю за ринкову, при цьому витрати на спорудження становитимуть 2,5-3 млн. дол. США, а мінімальний строк окупності проекту при коефіцієнті дисконтування 0,11 становить 4,5-5 років з моменту реалізації проекту (див. додаток А).

Варто зауважити, що дане питання розглядається на державному рівні. Так згідно Постанови Кабінету Міністрів України від 27 липня 2006 р. № 436-р для реалізації енергетичної стратегії України намічено впровадження 54 ТДУ на ГРС НАК "Нафтогаз України" до 2030 р.[4].

4.1. Оцінка ступеня можливого використання резервів газотранспортних технологій

Тиску газу ефективно можна використовувати, як джерело для одержання електроенергії. Незважаючи на очевидну вигоду, використання цієї практично дармової енергії та її реалізація є обмеженою, що пов'язано з рядом перешкод.

Основними перешкодами, що виникають під час впровадження ТДУ і ТДА, слід вважати:

- обмеження з регулювання потужності виробництва електроенергії, яка обумовлені об'ємами відбору природного газу споживачами;
- обмеження з взаєморозміщенням ТДУ і ТДА з розташуванням ГРС і ГРП;
- суттєве зниження температури природного газу після його проходження через турбодетандери.

Зниження температури природного газу суттєво впливає на конструкцію та експлуатацію ТДУ і ТДА. Під час виконання стиснутим газом механічної роботи в турбодетандері знижується температура газу через зменшення його внутрішньої енергії. Внаслідок зниження температури природного газу утворюються гідрати у

вигляді твердої фази, обмерзають арматура та труби, що ускладнює експлуатацію газопроводів [27]. Тому у випадку використання ТДУ для усунення цієї проблеми необхідно застосовувати підігрів газу.

Згідно з першим законом термодинаміки, під час адіабатного розширення газу робота, яку можна одержати, рівна кількості тепла, що необхідно затратити для відновлення температури цього газу. На підтвердження цього нижче наведені розрахунки перетворення пружної енергії в роботу при розширенні 1 кг/с (близько 5 тис.м³ за год.) природного газу, який виконано на основі термодинамічного аналізу адіабатного процесу. Для розрахунку взято наступні вихідні дані, котрі близькі до дійсних: початковий тиск газу $P_1 = 5$ МПа, кінцевий тиск $P_2 = 0.3$ МПа, початкова температура $T_1 = 293$ К (20°C).

Знайдемо температуру, яку буде мати природний газ після адіабатного розширення у турбодетандері (ТД) з допомогою співвідношення параметрів газу в адіабатному процесі:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{1.5}{0.3} \right)^{\frac{1.3-1}{1.3}} = 151 \text{ К}, \quad (4.1)$$

де $k = 1,3$ – показник адіабати для багатоатомних газів.

Теоретично можлива робота при адіабатному розширенні 1 кг газу становить:

$$l = R \cdot \frac{T_1}{(k-1)} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = 520 \cdot \frac{293}{1.3-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{0.3}{5} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = 239 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (4.2)$$

де $R = 520$ Дж/(кг К) – питома газова стала.

Тепло, необхідне для відновлення початкової температури природного газу, визначається наступним рівнянням:

$$Q = m \cdot C \cdot (T_1 - T_2) = 1 \cdot 1.676 \cdot [293 - 151] = 239 \text{ кВт}, \quad (4.3)$$

де $C = 1676 \text{ Дж/(кг К)}$ – питома середня ізохорна масова теплоємність природного газу.

При порівнянні величини одержаної роботи та затраченого тепла впливає, що виграшу в енергії немає. Водночас, згідно другого закону термодинаміки, існує відмінність між енергією тепла і роботи. Механічна робота є більш "цінною", оскільки її можна перетворити в електричну з ККД 97-98%. У випадку перетворення теплової енергії в механічну ККД суттєво менше через набагато більші втрати, особливо під час перетворення низькопотенціальної теплоти. Саме тому доцільно отримувати механічну енергію з пружної енергії газу, а зниження температури компенсувати теплотою низькопотенціальних джерел, наприклад оборотну воду систем охолодження технологічного устаткування.

Оскільки температура газу на виході після розширення досить низька, необхідний його підігрів на вході. Важливо також передбачити в конструкції турбодетандера систему підігріву, яка б забезпечувала максимально можливе підведення тепла до вузлів та деталей турбодетандера, щоб уникнути втрати працездатності через переохолодження.

В реальності процес розширення газу є не адіабатним, а політропним, оскільки до газу підводиться тепло від стінок трубопроводів і деталей турбодетандера. Прийmemo показник політропи n рівним 1.2. Температура газу на вході турбодетандера після підігріву становить $T_1 = 323\text{K}$ (50°C), на виході температуру газу, для нормальних умов експлуатації, необхідно забезпечити не нижче $T_3 = 283\text{K}$ (10°C). Після політропного розширення температура газу становитиме

$$T_2 = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \times T_1 = \left(\frac{5}{0.3} \right)^{\frac{1.2-1}{1.2}} \times 323 = 202\text{K} \quad (4.4)$$

Визначимо виконану роботу при розширенні газу

$$l = R \cdot \frac{T_1}{(k-1)} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = 520 \cdot \frac{323}{1.1-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{0.3}{5} \right)^{\frac{1.2-1}{1.2}} \right] = 314 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (4.5)$$

Як випливає з вищенаведених розрахунків механічна робота газу при розширенні без підігріву значно менша ніж з підігрівом перед розширенням. Так, можна стверджувати, що попередній підігрів газу підвищує ефективність роботи ТДУ і сприяє підвищенню температури газу на виході й одержанню більшої кількості роботи. Оскільки температура газу на виході з турбодетандера є суттєво нижчою за допустиму температуру для нормальних умов експлуатації обладнання, що становить 5-10 °С, то необхідно її підвищити. Найкращим виходом є підігрів газу на вході до температури – 453К (180 °С), тоді на виході температура газу становитиме

$$T_2 = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \times T_1 = \left(\frac{5}{0.3} \right)^{\frac{1.2-1}{1.2}} \times 453 = 283\text{К} \quad (4.6)$$

При відсутності джерело тепла більш високої температури для підігріву газу на вході, газ можна додатково підігрівати на виході з ТДУ, використовуючи тепло нижчої температури.

Кількість тепла, що необхідно для підігріву газу на вході і виході визначається як сума тепла, затраченого для нагрівання газу перед входом у турбодетандер

$$q_1 = c_p(T_1 - T_2) = 2.37(323 - 293) = 66 \text{ кДж/кг}, \quad (4.7)$$

і тепла нагрівання газу на виході з турбодетандера

$$q_1 = C_p(T_3 - T_2) = 2.37(283 - 251) = 178 \text{ кДж/ кг}, \quad (4.8)$$

де C_p – питома середня ізобарна масова теплоємність газу.

Необхідно врахувати, що у процесі політропного розширення газу буде поглинуте тепло у кількості

$$q_n = C_n(T_1 - T_2) = 3.52(323 - 251) = 112 \text{ кДж/ кг}, \quad (4.9)$$

де C_n – питома середня ізобарна масова теплоємність газу.

Загальна кількість необхідного тепла складатиме

$$q = q_1 + q_2 + q_n = 65,9 + 178 + 112 = 355 \text{ кДж/ кг} \quad (4.10)$$

Порівняння кількості одержаної механічної енергії та затраченого тепла на забезпечення експлуатаційних параметрів газу показує, що вони є майже однаковими. Незважаючи на такий баланс, вигода в цьому випадку полягає в тому, що застосування ТДУ дає змогу утилізувати низькопотенціальну теплоту і перетворити її в електроенергію.

Таким чином, для ефективної роботи ТДУ, при встановленні їх на ГРС чи ГРП слід використовувати низькопотенціальне тепло, наприклад, оборотної води, що використовується для технологічних потреб виробництва. За відсутності вторинного тепла використання турбодетандерних установок є неефективним, оскільки для їх нормальної роботи і генерування електроенергії необхідно буде спалювати природний газ для підтримання необхідної робочої температури газу після його розширення у ТДУ. Оскільки поблизу більшості ГРС відсутні джерела вторинного тепла, то забезпечення ефективної роботи ТДУ є доволі проблематичним.

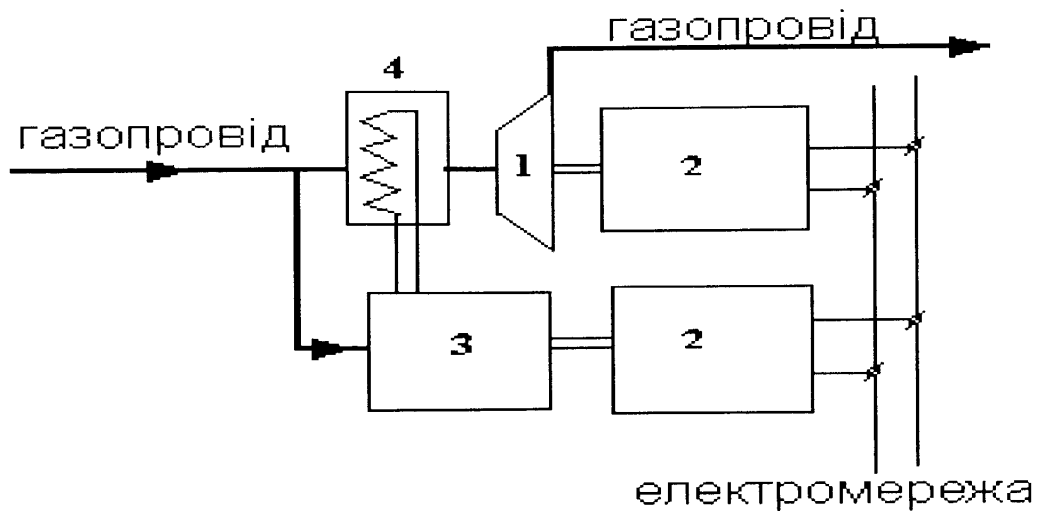


Рис. 4.1. Виробництво електроенергії турбодетандерною установкою і газовим двигуном на ГРС:

- 1- турбодетандер;
- 2 – генератор;
- 3 – двигун;
- 4 – теплообмінник.

Оскільки при дроселюванні природного газу на ГРС і ГРП відбувається зниження температури, що обумовлено різким зниженням тиску газу, то на багатьох ГРС, де тиск газу знижується за допомогою дроселюючих клапанів-регуляторів, встановлюють спеціальні пристрої для підігріву природного газу, в яких частина газу спалюється для отримання тепла.

Вибір джерел підігріву газу є одним із основних питань в разі ухвалення рішення про доцільність використання цих агрегатів. Окрім того, показники системи підігріву газу суттєво впливають на експлуатаційні витрати ТДУ і, як наслідок, на собівартість виробленої електроенергії. Тому вибір і оптимізація схеми підігріву газу в ТДУ являється одним із пріоритетних завдань, що вирішуються на стадії проектування установки.

4.2. Підвищення ефективності застосування ТДУ в системах регулювання і розподілу природного газу

При потребі використання природного газу для підігріву можна застосувати більш ефективну технологічну схему [51]. Запропоновано використати газовий двигун з електрогенератором та використовувати для підігріву в ТДУ його викидні гази і тепло від системи охолодження. ТДУ вироблятиме електроенергію разом з газовим двигуном. При цьому тепло, котре виділятиме газовий двигун (близько 60-70%), буде використовуватись для підігріву природного газу, що проходить через установку (див. рис. 4.1).

Електроенергія вироблена турбодетандером 1 та газовим двигуном 3, передається споживачу. Газовий двигун 3 не тільки генерує електроенергію, але окрім того являється джерелом вторинного тепла. Вода з системи охолодження двигуна 3 передається у теплообмінник 4. Частина води потрапляє у систему підігріву, де за рахунок високої температури відпрацьованих газів (160-190°C) додатково нагрівається. Далі гаряча вода подається у теплообмінник 4, що в свою чергу підігріває природний газ.

Така схема є доволі ефективною для ГРС, які віддалені від джерел вторинного тепла і на котрих при дроселюванні додатково спалюється газ для підігріву. Установка ТДУ в парі з газовим двигуном надає змогу отримати значну кількість електроенергії і забезпечити ефективне використання природного газу, що спалюється.

Дієвим шляхом рішення проблеми з підігрівом газу при пониженні його тиску на ГРС і ГРП є застосування теплових насосів (ТН). (ТН – це пристрій для підвищення потенціалу (температури) теплоти за рахунок затрати корисної роботи. Основна відмінність від всіх інших джерел тепла полягає у використанні відновлюваної низькотемпературної теплоти навколишнього середовища. Близько 80% енергії від загальної ТН фактично "викачує" з навколишнього середовища. При цьому затрати роботи значно менші, ніж тепло, яке "викачується" з навколишнього середовища [58]).

Установка підігріву природного газу з ТН (Рис. 4.2) встановлюється на ГРС магістрального трубопроводу і складається з: турбодетандера 1, компресора 2, теплообмінника підігріву газу 3, який є одночасно конденсатором ТН, теплообмінника (випарювача) 4 та дросельного крану 5.

Підігрів газу на вході турбодетандера забезпечуватиме ТН. Для приводу компресора 2 ТН використовуватиметься турбодетандер 1. За допомогою ТН підігрів газу відбувається за рахунок тепла навколишнього середовища, а турбодетандер 1 являтиметься джерелом механічної енергії для компресора 2.

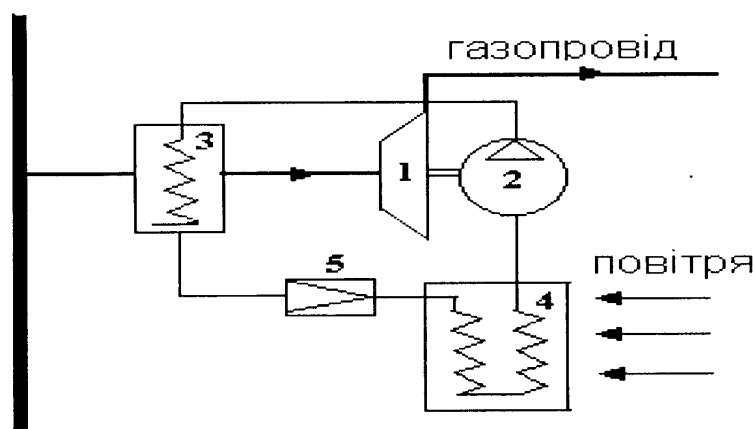


Рис. 4.2. Застосування теплового насоса для підігріву газу на ГРС:

- 1- турбодетандер;
- 2- компресор;
- 3 –підігрівач;
- 4- теплообмінник;
- 5 –дросельний кран.

Природний газ при тиску P_1 подається у турбодетандер 1, де його пружна енергія перетворюється у механічну. Цією енергією приводиться у рух компресор 2, котрий є складовою теплового насоса. Компресором засмоктується з випарювача 4 пара легко киплячої рідини, де та стискається і подається у конденсатор, що знаходиться у теплообміннику 3. При стисненні пара конденсується і виділяється значна кількість тепла, за рахунок якого

підігрівається природний газ. Рідина з теплообмінника 3 проходить через дросельний клапан теплового насоса 5, після чого тиск її знижується, потрапляє у випарювач 4, де закипає. Для регулювання пониження тиску у випарювачі застосовується дросельний кран 5. Внаслідок кипіння рідини з навколишнього середовища відбирається значна кількість тепла, що використовується для підігріву природного газу. Пари рідини знову засмоктуються компресором 2. Цикл повторюється.

За наведеною вище схемою роботи турбодетандера і теплового насоса пружна енергія природного газу використовується для його підігріву. Так як коефіцієнт трансформації ТН становить 3...4, то на 1 кВт механічної енергії, виробленої турбодетандером, з навколишнього середовища відбиратиметься 3-4 кВт теплової енергії, яка йтиме на підігрів природного газу.

Використання теплового насоса дасть змогу заощадити природний газ, що сьогодні використовується для підігріву газу при дроселюванні.

4.3. Використання установок малої потужності

На основі світового досвіду можна стверджувати, що використання ТДА і ТДУ дає позитивні результати, а необхідність впровадження цієї енергозберігаючої технології в промисловості не викликає сумнівів. Проте для широкого впровадження ТДА і ТДУ в газовій промисловості України необхідно вирішити ряд технічних й організаційних завдань.

Основним є те, що промисловістю України та країн СНД в даний час не освоєно серійне виробництво турбодетандерів. У розробках українських організацій пропонується використання як турбодетандерів авіаційних та суднових газових турбін. Суттєвим недоліком таких турбін є те, що вони призначені для роботи в умовах, які значно відрізняються від умов роботи турбодетандерів, що є складовими частинами ТДА і ТДУ. Так, для прикладу, у газових авіаційних та суднових турбінах температура продуктів згорання, що подаються у турбіну, сягає 2,0 тис. градусів, а температура газу в турбодетандері

перебуває в межах від -10 до +120 С. Для нормальної роботи турбін за високих температур необхідно застосовувати матеріали високою температуростійкістю.

Безумовно існуючі газові турбіни після незначного доопрацювання технічно можуть бути використані як турбодетандери, проте їх вартість дуже висока. Термін окупності створених на їх основі ТДА виявляється доволі великим (понад 10 років). Слід зазначити, що однією з основних вимог при проектуванні газових авіаційних і суднових турбін є забезпечення їх малої маси. Для цього вони виконуються високооборотними (до 15 тис. об/хв), що теж призводить до збільшення їх вартості. Швидкість обертання турбодетандера, призначеного для вироблення електроенергії з частотою змінного струму 50 Гц, залежно від типу електрогенератора, становить 1500 об/хв або 3000 об/хв. Застосування турбодетандера з такими швидкостями обертання не тільки спрощує конструкцію, але й дає можливість відмовитися від редуктора, зв'язуючого турбодетандер і генератор, що підвищило б економічність і надійність роботи ТДА.

Масштабне впровадження турбодетандерних утилізаційних систем на ГРС, ГРП є можливим тільки на основі рішень, котрі забезпечать швидку і дешеву реконструкцію існуючих дросельних систем з терміном окупності не більше одного року, навіть за рахунок деякого зниження ККД на початковому етапі. Це завдання можна вирішити шляхом використання ТДА малих і середніх одиничної потужностей (50-500 кВт), простих і компактних за конструкцією, з можливістю встановлення безпосередньо замість клапанів-регуляторів прямої дії чи паралельно з ними. Каскадом таких простих ТДА, освоєння яких можливе звичайним виробництвом, можна буде гнучко набирати також ГРС, ГРП і КС великої потужності, що складе конкуренцію ТДУ великої одиничної потужності (понад 1 МВт).

Головною складністю являється турбіна, котра повинна бути конструктивно простою з можливістю освоєння звичайним виробництвом, бути простою та надійною в експлуатації, не потребувати складних допоміжних систем, включаючи систему підготовки газу перед турбіною, тобто бути стійкою до

ерозійного зношення, гідратуутворення й обледеніння. Оскільки висока вартість ТДА на основі класичних лопаткових турбін і складність їх експлуатації та ремонту пов'язана саме з турбіною, висока собівартість виробництва якої пов'язана з конструктивною й технологічною складністю лопаткових апаратів і, відповідно високими вимогами до технологій (на рівні авіаційного). Складні і дорогі турбіни потребують ряду допоміжних систем, які забезпечують їх надійну роботу і потрібний ресурс: систему кінцевих ущільнень вала ротора; систему примусового змащення опор ротора і передавальних муфт; систему автоматичного управління та регулювання, систему контролю й аварійного захисту; систему підготовки газу перед турбіною, оскільки лопаткові апарати і ущільнення турбін забруднюються, ерозійно зношуються, загідрачуються і покриваються льодом тощо.

Одним з ефективних рішень вище наведених проблем являється використання для малих ТДА (50 - 500 кВт) безлопаткових струминно-реактивних турбін (СРТ) [99].

Такий тип турбін є конструктивно простим. Їхнє виробництво можливо налагодити навіть на малих підприємствах. Вартість СРТ приблизно на порядок менша від вартості класичних лопаткових турбін. Існуючий досвід створення СРТ для приводів кульових кранів, випробування на натурних стендах, експлуатація в умовах півночі свідчать про доволі надійну роботу турбін на непідготовленому природному газі, в тому числі і при низьких температурах (до -60°C), а нижчі характеристики ККД, порівняно з лопатковими турбінами, зповна компенсуються простотою і значно меншою вартістю. Слід теж враховувати, що для лопаткових турбін треба підігрівати газ перед ними. Також регулювання режиму лопаткових турбін з повним впуском переважно забезпечується шляхом часткового дроселювання газу перед турбіною за допомогою регулюючого клапана, або байпасуванням частини газу повз турбіну, що призводить до втрати значної частини енергії газу. Ще більше ускладнює та збільшують вартість лопаткових турбін використання регулюючих направляючих. На противагу цьому, СРТ в порівнянні з класичними лопатковими турбінами мають ряд переваг:

- значно простіша конструкція, при на порядок нижчій собівартості, що надає змогу для впровадження виробництва СРТ різними підприємствами;
- висока надійність роботи навіть при екстремальних умовах, яка обумовлена відсутністю лопаткових апаратів і спеціальних ущільнень, котрі є чутливими до ерозійного зношування, загідрачування та обледеніння;
- високий рівень уніфікації, що дозволяє на базі одного ротора виробляти СРТ кількох типорозмірів різних потужностей;
- стабільні вихідні характеристики у широкому діапазоні тиску, температури і навантажень, а також незначний вплив на них можливих виробничо-технологічних відхилень при виготовленні турбіни;
- незначні маса та момент інерції ротора, що обумовлює хороші динамічні характеристики й ефективну роботу в системі регулювання, малі навантаження на опори вала ротора при занижених вимогах до статичного і динамічного балансування ротора. стійку і надійну роботу при високих частотах обертання;
- легкість отримання холоду внаслідок відсутності складної системи підготовки газу;
- конструктивна проста реалізація прямого регулювання тиску газу на виході, що найбільш функціонально підходить і є недорогою.

В українській газотранспортній системі є величезна кількість ГРС і ГРП з низькою витратою газу, котрі обладнувати класичними ТДУ недоцільно. Водночас, враховуючи кількість таких ГРС і ГРП, загальна потужність ТДУ при заміні дросельних систем була б високою. Саме тому було вирішено розробити спрощений варіант ТДА з використанням СРТ малої потужності (5-10 кВт) для потреб існуючих ГРС і ГРП. Такий підхід обумовлений також бажанням експлуатаційників мати автономне джерело енергії для ГРС і ГРП.

За основу такої ТДУ також використано СРТ, але у класичному варіанті. [57]. При створенні ТДУ увагу акцентовано не на високі значення ККД, а на спрощення конструкції СРТ і досягнення високої надійності й довговічності при мінімальних затратах з терміном окупності 3-4 роки. У цьому випадку низькі

значення ККД дають змогу працювати ТДУ за відсутності низькопотенційного тепла, без якого робота класичних ТДУ є проблематичною.

Для вирішення поставленого завдання було проведено дослідження роботи СРТ за допомогою комп'ютерного моделювання з метою встановлення її оптимальних розмірів і параметрів роботи.

При розрахунку СРТ [53] її умовно розглядали як диск з реактивними двигунами (РД), що обертаються навколо осі і закріплені на відстані r від центра диска (рис.4.3). У загальному випадку тягове зусилля РД визначається за формулою:

$$F = m(w_1 - w_2), \quad (4.10)$$

де m - масова витрата газу кг/с;

w_1 - швидкість витікання газу;

w_2 - швидкість руху РД.

Під час обертання ротора виникає газодинамічна сила опору F_1 , котра зменшує тягу РД :

$$F = m(w_1 - w_2) - F_1. \quad (4.11)$$

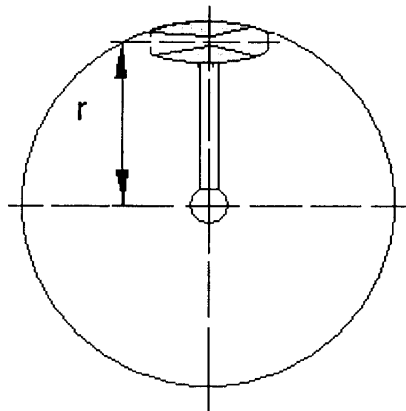


Рис. 4.3-Розрахункова схема СРТ

Обертовий момент, що створює сила тяги РД, яка прикладена на відстані r від центра вала ротора визначається за наступною формулою:

$$M = r[m(w_1 - w_2) - F_1] \quad (4.12)$$

Потужність СРТ без врахування втрат в опорах вала ротора буде:

$$N = M \omega = r [m(w_1 - w_2) - F_1] \omega, \quad (4.12)$$

де $\omega = w_2/r$ - кутова швидкість вала СРТ.

Силу газодинамічного опору для тонких дисків можна наближено визначити за формулою:

$$F_1 = 0.03 \rho (r n)^2, \quad (4.13)$$

де n - кількість обертів вала;

$\rho = P_2 / (R T_2)$ - густина повітря.

Враховуючи залежності (4.12) і (4.13), потужність на валу ротора становитиме:

$$N = 6.28 r n [m(w_1 - 6.28 r n) - 0.3 \rho (r n)^2].$$

Проаналізувавши рівняння (4.10), сила тяги РД залежить від швидкості газу і секундної його витрати на виході з сопла. Максимальну лінійну швидкість газу при заданому перепаді тисків можна знайти використавши рівня розрахунку витоку газу через сопло Лавалю:

$$w_1 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (4.14)$$

де k - показник адіабати.

P_1 - початковий тиск газу;

P_2 - кінцевий тиск;

v_1 - початковий питомий об'єм газу.

Лінійна швидкість сопел w_2 зростає з збільшенням радіуса, тому тягове зусилля зменшується і підвищується газодинамічний опір, що призводить до

зниження потужності. В разі заданої витрати газу і його максимально можливої швидкості потужність СРТ зростає при збільшенні радіуса ротора r . Для визначення оптимальних величин радіуса та частоти обертання вала ротора розглянуто потужність як функцію від цих змінних: $N = f(r, n)$. Максимальні значення цієї функції визначено за допомогою відомих математичних методів. На основі отриманих даних побудовано графіки зміни потужності і ККД для СРТ залежно від радіуса ротора і частоти його обертання. Для розрахунку використовувались наступні початкові характеристики газу: $P_1 = 5.5$ МПа і $P_1 = 1.5$ МПа, де P_1 - початковий тиск газу; $T_1 = 320$ К - початкова температура; $P_2 = 0.3$ МПа - кінцевий тиск; $k = 1.3$ - показник адіабати.

У результаті дослідження залежності потужності турбіни від радіуса і частоти її обертання встановлено, що максимальному значенню потужності при заданій витраті газу і перепаду тисків відповідає ряд оптимальних значень r , n (рис.4.4). Нижчим значенням частоти обертання вала СРТ n відповідають більші значення r . Із зростанням частоти обертання вала радіус турбіни зменшується, але після досягнення 500 об/с практично не змінюється, що пов'язано з наростанням газодинамічного опору. Максимально можливе значення потужності при заданому перепаді тисків газу на вході і виході СРТ та постійній витраті газу спостерігатиметься при оптимальних значеннях радіуса та частоті обертання вала, що знаходяться на кривих 1 та 2 (рис. 4.4). На характер залежності величини радіуса СРТ від частоти обертання її вала впливає величина перепаду тисків на вході і виході СРТ. Зниження величини перепаду тисків обумовлює зміщення кривої 1 вниз (крива 2, рис. 4.4).

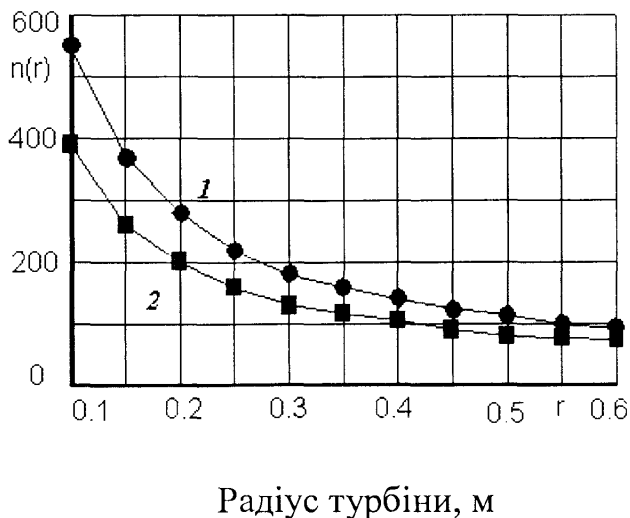


Рис. 4.4. Оптимальні значення радіуса турбіни і частоти її обертання, при яких досягається максимальна потужність (Витрата газу $m=1$ кг/с; тиск на виході $P_2 = 0.3$ МПа):

1 - тиск на вході $P_1 = 5.5$ МПа;

2 - тиск на вході $P_1 = 1,5$ МПа.

На рис. 4.5 наведена залежність зміни потужності СРТ від частоти обертання її вала, а на рисунку 4.6 - залежність зміни потужності СРТ від зміни радіуса ротора.

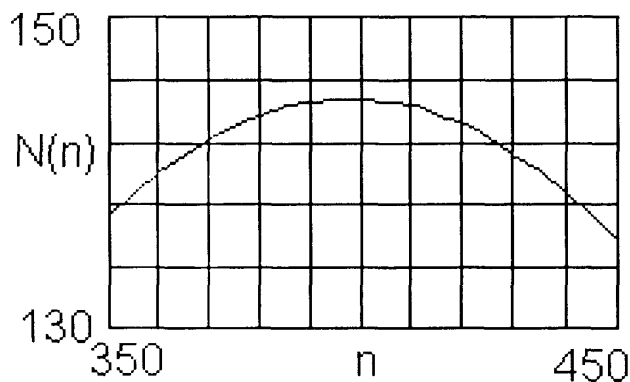


Рис. 4.5. Залежність зміни потужності СРТ від частоти обертання ротора ($r=0,14$ м)

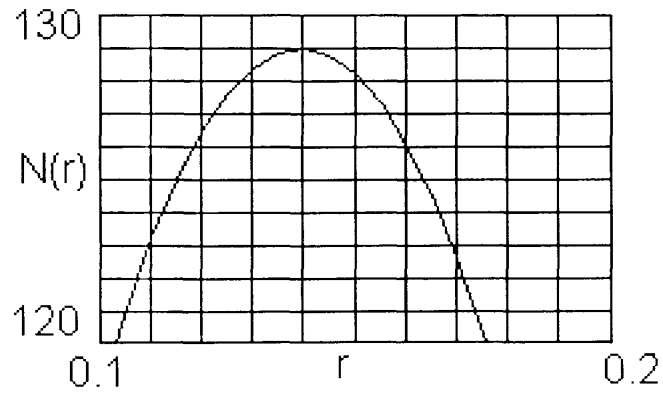


Рис. 4.6. Залежність зміни потужності СРТ від радіуса ротора ($n=400$ об/с)

Згідно з цими графіками, відхилення від оптимальних значень радіуса чи частоти обертання (при незмінній витраті газу) призводить до зниження потужності СРТ, що відповідно і зменшує її ККД. Для оцінки ефективності роботи СРТ визначали її ККД при зміні радіуса ротора (рис. 4.7). Коефіцієнт корисної дії розглядали як відношення потужності СРТ, що залежить від її радіуса, при заданій частоті обертання вала $N = f(r)$, до теоретично можливої потужності l розширення газу заданих параметрів, що визначається за формулою (4.2).

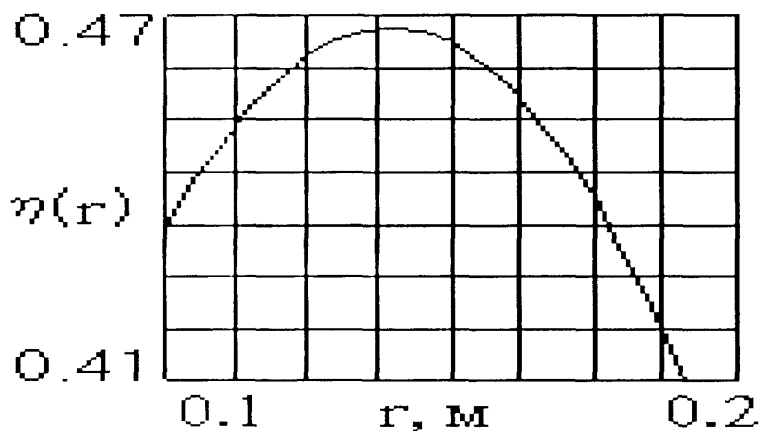


Рис. 4.7. Залежність ККД СРТ від радіуса ротора при $n=400$ об/с

Наведені на графіках (рис. 5, 6) оптимальні значення частоти обертання вала турбіни і радіуса ротора СРТ є близькими до конструктивних параметрів турбодетандерного агрегату ТДА-СРТ-100-7,5/0,6, що виготовляється на заводі “Метал” в м. Суми.

Враховуючи вищенаведене, радіус і частота обертання турбіни можуть бути зміненими без зниження ККД на інші оптимальні величини ((наприклад: $r = 0,3$ м, $n = 210$ об/с (рис. 4.4)). Недивлячись на збільшення габаритів турбіни такі конструктивні зміни можуть бути корисною завдяки зменшенню частоти обертання, в результаті чого зменшиться передавальне число редуктора, а відповідно і його габарити. Зі зниженням частоти обертання СРТ покращуються умови роботи опор валів та чутливість до дисбалансу ротора.

4.4. Впровадження виробничо-експериментальної турбодетандерної установки на Богородчанській ГРС

Для забезпечення автономного джерела електроенергії для ГРС було розроблено варіант ТДУ малої потужності. Виробничо-експериментальний зразок установки був встановлений на ГРС Богородчани (рис. 4.8).

За прототип ТДУ взято конструкцію струминно-реактивної турбіни (сегнерове колесо). Такий тип конструкції забезпечує простоту у виготовленні та експлуатації і являється на багато дешевшим у порівнянні з лопатковими турбодетандерами.

Турбодетандерна установка потужністю близько 5 кВт проходить виробничі випробування на ГРС Богородчани, а електроенергія котру вона продукує використовується для живлення електрообладнання станції. Очікуваний річний економічний ефект від використання електроенергії, виробленої турбодетандерною установкою становить – 18860 грн (додаток Б)

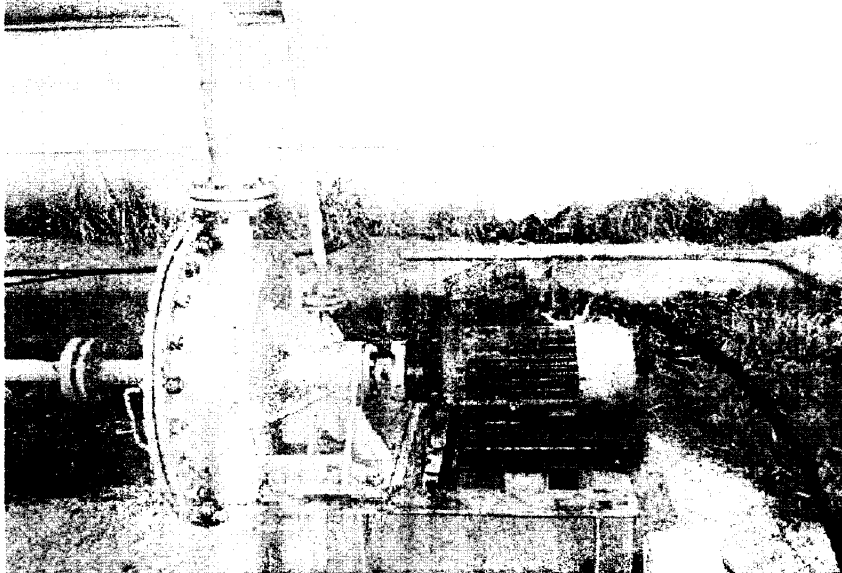


Рис. 4.8. Загальний вигляд ТДУ

Технічні характеристики ТДУ:

Номінальна потужність	-	5 кВт;
Частота обертання ротора	-	3000 об/хв;
Тиск газу на вході ТДУ	-	5...6 МПА;
Тиск газу на виході з	-	0.2...0.3 МПА.

При проектуванні даної ТДУ з СРТ основні зусилля були спрямовані на спрощення конструкції СРТ і досягнення високої її надійності та довговічності при задовільному значенні ККД. Також враховано, що установка повинна працювати в автоматичному режимі. Взято до уваги бажання експлуатаційників мати автономне джерело енергії потужністю 5-10 кВт для власних потреб ГРС. Основне, що визначає мету розробки і її впровадження, являється окупність створеної установки. Вразі окупності установки протягом 3-4 років її доцільно застосовувати і при низьких ККД.

Щоб здешевити ТДУ було вирішено відмовитись від використання редуктора. У зв'язку з цим слід було знизити робочі оберти турбіни до 3000 об/хв. Таке пониження швидкості обертання дало змогу спростити систему змащування опор установки. Дослідження роботи СРТ з застосуванням комп'ютерного моделювання для встановлення її оптимальних розмірів і параметрів роботи

показали, що при зниженні обертів вала необхідно досить суттєво збільшувати радіус турбіни, щоб не зменшити її ККД. Результати досліджень були використані при розробці установки. Враховуючи конструктивну доцільність, радіус турбіни був дещо занижений, що впливало на ККД установки. Перша розроблена виробничо-дослідна установка потужністю 5 кВт має ККД 20-30% з прогнозованим терміном окупності 3-4 роки. При серійному виробництві таких ТДУ термін окупності може знизитися до 1-2 років.

Загальна спрощена схема ТДУ наведена на рис. 4.9. Вона складається з корпусу 1, в якому розміщені з'єднані між собою болтами струминно-реактивна турбіна 2 і вал з опорами на підшипниках кочення 4. На рамі 6 розміщений корпус турбодетандера і трифазний асинхронний електродвигун 3, який з'єднаний із валом муфтою 5. Турбіна виконана у вигляді пустотілого барабана з чотирма соплами по периферії.

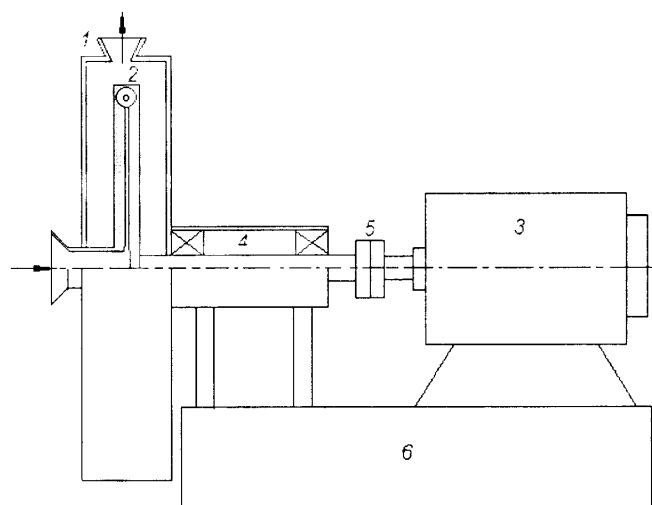


Рис. 4.9. Спрощена схема турбодетандерної установки.

- 1- корпус турбодетандера; 2-турбіна;
- 3- електрогенератор; 4- опора вала з підшипниками;
- 5 - муфта; 6 - рама.

Соплові трубки і втулки торцевого входу, що розташовані у кришці ємності, утворюють безперервний газовий тракт. Ущільнення валу турбіни з боку підведення газу і центральним отвором корпусу турбодетандера складається із

шістьох фторопластових кілець. Вони вмонтовані в обоймі, котра легко демонтується при потребі заміни ущільнення без зняття кришки корпусу турбодетандера. Вихідний вал турбіни герметизується за допомогою сальникових ущільнень.

Природний газ, що подається під тиском близько 5 МПа через центральний отвір у корпусі турбодетандера приводить в рух турбіну. Потік газу рухається каналами до сопел з невеликою швидкістю і з мінімальними втратами енергії. У соплах газ прискорюється і витікає з надзвуковою швидкістю, утворивши реактивну силу тяги й обертовий момент на валу електрогенератора. Електрогенератором є трифазний електродвигун 3. У початковий момент турбодетандер приводить у рух трифазний асинхронний двигун. Електродвигун підключений до електромережі і генерує змінний трифазний струм при кутовій швидкості обертання валу ТДУ понад 3000 об/хв. В електричну схему включено лічильник для обліку виробленої електроенергії.

Схема підключення ТДУ на ГРС наведена на рисунку 10 і складається з: регулятор витрати газу 3, чотирьох запірних кранів 6 і відсічного клапана 4. За класичної схеми ГРС, до неї паралельно підключено турбодетандер 1, два запірні крани 6 забезпечують з'єднання ТДУ з ГРС. Додатково у схему підключено запобіжний клапан 4.

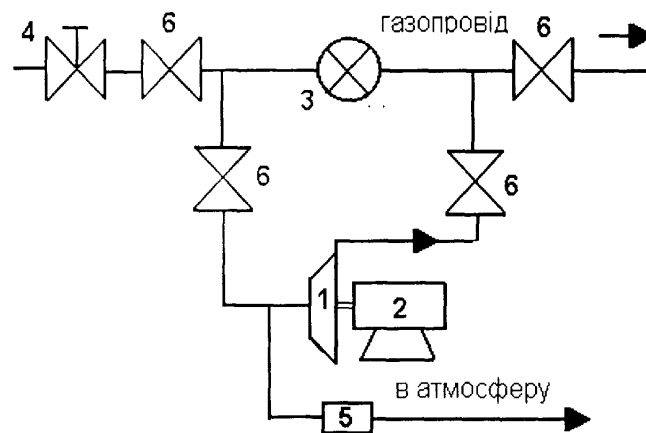


Рис. 4.10. Схема підключення ТДУ на ГРС

1-турбодетандер; 2- електрогенератор; 3- регулятор витрати газу; 6 – запірні крани; 4 – відсічний клапан; 5– запобіжний клапан.

При цій схемі газ проходить через турбодетандер 1 за постійної витрати газу, що відповідає мінімальній потребі споживачів, а регулятор витрати газу 3 забезпечує витрату газу, що перевищує мінімальну потребу споживачів. Відсічний 4 і запобіжний 5 клапани служать для обмеження понаднормових підвищень тиску в трубопроводі.

Висновки до розділу 4

1. Удосконалено методи прогнозування практичного використання прихованих джерел енергозбереження в умовах технологічного регламенту багатощаблевих компресорних станцій великої пропускної здатності, обладнаних газоперекачувальними агрегатами значної одиничної потужності.
2. Розроблено нову техніку і технологію утилізації енергоресурсів в умовах використання надлишків тиску при експлуатації газотранспортних систем великої пропускної здатності.
3. Результати впровадження розроблених технічних засобів і рекомендацій з експлуатації на об'єктах Богородчанського ЛВУМГ показали високу енергоефективність пропозицій і адекватність результатів параметрам прогнозу.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ПІДСУМКОВІ ВИСНОВКИ

У результаті проведених досліджень вирішено важливе наукове завдання, що полягало у встановленні закономірностей взаємовпливу параметрів режиму роботи складних газотранспортних систем великої пропускної здатності та енерговитрат на транспортування природного газу, що дало змогу розробити рекомендації з економного використання енергоресурсів в трубопровідному транспорті газу і впровадити їх у виробництво, а саме:

1. Аналітичні й статистичні дослідження показали, що складним газотранспортним системам великої пропускної здатності при квазістаціонарних потоках газу в трубах притаманні стрибкоподібні зміни параметрів перекачування, які викликають пульсації тиску у вхідних лініях компресорних станцій з частотою в межах 4 - 14 Гц й амплітудою до 0,09 МПа, які можуть викликати змінні напруження в стінках труб і призвести до втрати втомної міцності трубних сталей.

2. При експлуатації багатоцехових компресорних станцій у непроектних режимах складних газотранспортних систем можлива експлуатація газоперекачувальних агрегатів в зоні низьких значень ККД, що призводить до перевитрати енергії на транспортування газу. Доведено, що регулювання міжниткових перетоків дасть змогу суттєво підвищити ККД ГПА і перевести кожен із цехів в зону ефективного енергоспоживання ГПА, що дасть змогу економити енергоносії на транспорт газу.

3. Висока втомна міцність труби зі сталі 09Г2С свідчить про достатній рівень експлуатаційної надійності протипомпажних ліній після ремонту. Позитивним чинником є також збільшення на 40% товщини стінки труби, що зменшує номінальні напруження та сприяє збільшенню довговічності за умов впливу корозивного середовища. Результати фрактографічних досліджень поверхонь зламу⁹ зразків та з'ясування механізму втомного руйнування підтвердили доцільність використання труби зі сталі 09Г2С для забезпечення високої експлуатаційної надійності технологічних трубопроводів КС.

4. Удосконалено методи прогнозування практичного використання прихованих джерел енергозбереження в умовах технологічного регламенту багатоцехових компресорних станцій великої пропускної здатності, обладнаних газоперекачувальними агрегатами значної одиничної потужності. Розроблено нову техніку й технологію утилізації енергоресурсів в умовах використання надлишків тиску при експлуатації газотранспортних систем великої пропускної здатності.

5. Результати впровадження розроблених технічних засобів і рекомендацій з експлуатації на об'єктах Богородчанського ЛВУМГ показали високу енергоефективність пропозицій і адекватність результатів параметрам прогнозу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аксененко А.Ф. Себестоимость в системе управления отраслью: Учет и анализ / А.Ф. Аксененко – М.: Экономика, 1984. – 169 с.
2. Александров А.В. Проектирование и эксплуатация систем дальнего транспорта газа / А.В. Александров, Е. И. Яковлев– М.: Недра, 1974. – 432 с.
3. Бабієв Г.М. Енергоощадні технології в системі транспортування газу / Г. М. Бабієв // Вісник НГСУ. – 2004. – № 4. – С. 21–23.
4. Енергетична стратегія України на період до 2030 року [електронний ресурс] – режим доступу до статті
<http://mpe.kmu.gov.ua/fuel/control/uk/doccatalog/list?currDir=50358>
5. Бекишев Г.А. Элементарное введение в геометрическое программирование / Г.А. Бекишев, М.И. Кратко – М.: Наука, 1980. – 143 с.
6. Беккер М.В. Обеспечение надёжной работы газотранспортной системы ДК "Укртрансгаз" / М.В. Беккер // Сборник докладов научно-практического семинара "Обеспечение эксплуатационной надёжности систем трубопроводного транспорта" (17–18 апреля 2007 г.). – Киев, 2007 г.
7. Беляев М.С. Надёжность и долговечность машин / М.С. Беляев – К.: Техніка, 1973. – 120 с.
8. Березин В.Л. Капитальный ремонт магистральных трубопроводов / В.Л. Березин– М.: Недра, 1978. – 364 с.
9. Бирилло И.Н. Оценка прочностного ресурса газопроводных труб с коррозионными повреждениями / И.Н. Бирилло, А.Я. Яковлев, Ю.А. Теплинский, И.Ю. Быков, В.Н. Воронин . – М.: ЦентрЛитНефтеГаз, 2008. – 168 с.
10. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев – М.: Наука, 1986. – 544 с.
11. Брындин О.В. Газотурбинные двигатели нового поколения для реконструкции ГПА / О.В. Брындин, Р.Х. Набиуллин, Б.В. Юров, А.И. Герасимов // Газовая промышленность. – 2007. – № 9. – С. 33-36.

12. Вольский Э.Л. Надёжность и оптимальное резервирование газовых промыслов и магистральных газопроводов / Э.Л. Вольский, А.И. Гарляускас, С.В. Герчиков – М.: Недра, 1980. – 290 с.
13. Вопросы оборудования компрессорных станций магистральных газопроводов газоперекачивающими агрегатами оптимальной единичной мощности / А.В. Александров, В.А. Смирнов, Ю.И. Максимов и др. // Транспорт и хранение нефти и газа. – М.: ВНИИЭГазпром, 1969. – №10. – С. 3–11.
14. Временные методические указания обоснования параметров надёжности и оптимальных резервов газотранспортных и газопромысловых систем. – М.: ВНИИЭГазпром, 1975. – 58 с.
15. Галлиулин З.Т. К вопросу о влиянии надёжности оборудования магистральных газопроводов на выбор их оптимальных параметров / З.Т. Галлиулин, А.П. Альшанов, В.А. Печейкин // Экономика газовой промышленности. – М.: ВНИИЭГазпром, 1974. – Вып.3. – С. 3–10.
16. Галиуллин З.Т. Повышение эффективности ремонтного обслуживания газопроводов с учетом его надежности / З.Т. Галиуллин – М.: ВНИИЭГазпром, 1986. – 51 с.
17. Галиуллин З.Т. Интенсификация магистрального транспорта газа / З.Т. Галиуллин, Е.В. Леонтьев – М.: Недра, 1991.
18. Гарляускас А.И. Обоснование повышенных требований к надёжности ГПА большой единичной мощности / А.И. Гарляускас // Транспорт и хранение газа. – М.: ВНИИЭГазпром, 1973. – Вып.7. – С.16–21.
19. Гарляускас А.И. Методические вопросы определения оптимального уровня надёжности резервирования единой газоснабжающей системы / А.И. Гарляускас, Я.И. Алихашкин, В.О. Вассерман // Экономика газовой промышленности. – М.: ВНИИЭГазпром, 1973. – вып.1/1. – С. 70–90.
20. Гарляускас А.И. Методические вопросы построения надёжностных технико-экономических характеристик транспорта газа / А.И. Гарляускас,

- В.О. Вассерман, Я.И. Алиханкин // Экономика газовой промышленности. – М.: ВНИИЭгазпром, 1972. – № 4. – С. 3–15.
21. Геллер Ю.А. Материаловедение. Методы анализа. Учеб. пособие для вузов / Геллер Ю.А., А.Г. Рахштадт – М., Металлургия, 1989. 456 с.
- 22 Герчук Я.П. Графические методы в статистике / Я.П. Герчук– М.: Статистика, 1968. – 211 с.
23. Гнеденко Б. В. Математика и теория надежности / Гнеденко Б. В., Соловьев А.Д. – М.: Знание, 1982. – 64 с.
24. Грудз В.Я. Обслуговування та ремонт газопроводів / В.Я. Грудз, Д.Ф. Тимків, В.Б. Михалків, В.В. Костів Івано-Франківськ, Лілея-НВ, 2009. - 711с.
25. Грудз В.Я. Енергетична ефективність використання високопотужних газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях багатониткових систем. / В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, В.І. Слободян // Нафтогазова енергетика. – 2010. – № 2. – С. 30-33.
- 26 Грудз В.Я. Характеристика режимів роботи компресорних станцій магістрального газопроводу. / В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, В.І. Слободян // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. - 2010. - № 4.- С. 124-126.
27. Грудз В.Я. Рекуперація енергії при транспортуванні газу магістральними трубопроводами / В.Я.Грудз, Л.Ю. Козак, З.П. Лютак, В.І. Слободян // Матеріали науково-практичної конференції факультету нафтогазопроводів. - Івано-Франківськ, 7-8 травня 1998 року, С.48-49.
28. Грудз В.Я. Дослідження енергетичного стану складних газотранспортних систем / В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, В.І. Слободян, А.В. Дацюк // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції "Шляхи підвищення ефективності експлуатації трубопровідного транспорту нафти і газу та підготовка кадрів галузі" . - Івано-Франківськ, 2-3 вересня 2010 р. – С. 9-12.
29. Грудз В.Я. Обслуживание газотранспортных систем / В.Я. Грудз, Д.Ф. Тымкив, Е.И. Яковлев - К.: УМК ВО, 1991. - 160 с.

30. Гутман З.М., Амосов В.В., Худяков М.А. Влияние коррозионной усталости материала нефтепроводов на их надежность // Нефтяное хозяйство. 1977. – №8. – С.59–62 .
31. Деточенко А.В. Спутник газовика / А.В. Деточенко, А.Л. Михеев, М.М. Волков – М.: Недра, 1978. – 311 с.
32. Розгонюк В.В. Довідник працівника газотранспортного підприємства / В.В. Розгонюк та ін.. – К.: Росток, 2001. – 1091 с.
33. Думинець О. С. Прогнозування витрат підприємства / О. С. Думинець // Фінанси України. – 1999. – № 2. – С.111.
34. Надійність техніки. Терміни та визначення: ДСТУ 2860-94. – К.: Держстандарт України, 1995. – 92 с. – (Національний стандарт України).
35. Аналіз надійності. Основні положення: ДСТУ 2861-94. – К.: Держстандарт України, 1995. – 32 с. – (Національний стандарт України).
36. Програма забезпечення надійності. Загальні вимоги: ДСТУ 2863-94. – К.: Держстандарт України, 1995. – 92 с. – (Національний стандарт України).
37. Егерман Г. Ф. Ремонт магистральных газопроводов / Егерман Г. Ф., Джафаров М. Д., Никитенко Е. А. – М.: Недра, 1973. – 287 с.
38. Математический анализ (специальные разделы). Ч. 1. Применение некоторых методов математического и функционального анализа: учеб. пособие для вузов / [Ефимов А.В. и др.]. – М.: Высш.школа, 1980. – 295 с.
39. Журавлёв И.Г. Оптимизация надёжности при расчёте резервирования систем газодобычи / Журавлёв И. Г., Леонтьев И.А. – М.: ВНИИЭгазпром, 1972. – 112 с.
40. Завальный В. Н. Модернизация газотурбинных ГПА стационарного типа / Завальный В. Н., Михайлов А. П., Русецкий Ю. А. // Газовая промышленность. – 2000. – № 8. – С. 73–80.
41. Зарицкий С. П. Диагностика газоперекачивающих агрегатов. Ч. 1.: учебное пособие / Зарицкий С. П., Ловетин А. С. – М.: РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2003. – 177 с.

42. Зарицкий С. П. Диагностика газоперекачивающих агрегатов. Ч. 2.: учебное пособие / Зарицкий С. П., Лонатин А. С. – М.: РГУ нефти и газа им.И.М. Губкина, 2003. – 177 с.
43. Методи безвогневого врізання в діючі трубопроводи: анотації міжнародної науково-технічної конференції "Нафтогазова енергетика: проблеми та перспективи" / Запужляк В.Б., Шиян Т.П., Степ'юк М.Д. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2009. - С.134.
44. Использование методов неразрушающего контроля нефтяного оборудования и трубопроводов. Серия Борьба с коррозией и защита окружающей среды: Обзорная информация. М.: 1986.– №8. – С.29
45. Методика оцінки втомної довговічності та залишкового ресурсу великогабаритних деталей з допомогою локальних моделей / В.М.Івасів, В.І.Артим, Т.І.Смоляк, О.М.Козак, В.М.Нікітюк // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2005. – № 1. – С. 19-24.
46. Пат. 18066 Україна, МПК G01N 3/00, G01M 3/00. Процес визначення залишкового ресурсу нафтогазопроводів та збільшення нормативного терміну їх експлуатації за результатами дослідження вирізаних дефектних ділянок / Івасів В.М., Говдяк Р.М., Івченко О.Г., Лонушанський А.Я., Кравець О.А., Дрогомирецький М.М., Василюк В.М., Ільницький Р.М., Артим В.І.; патентовласник ІФНТУНГ.– № u200605396; заявл. 17.05.2006; опуб. 16.10.2006, Бюл. № 10. – 6 с.
47. Використання локальних моделей для оцінки залишкового ресурсу магістральних трубопроводів / В.М. Івасів, В.І. Артим, В.М. Нікітюк, О.М. Козак // Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій / Під заг. ред. В.В.Панасюка – Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г.В.Карпенка НАН України, 2004. – С. 557-562.
48. Канарчук В.Є. Надійність машин: підручник / Канарчук В.Є., Полянський С.К., Дмитрієв М.М. – К.: Либідь, 2003. – 424 с.

49. Канащенко Е.М. Создание нормативных документов для планирования и проведения ремонтов ГПА / Канащенко Е.М. // Газовая промышленность. – 2007. – № 6. – С. 83–85.
50. Капцов И.И. Особенности работы головных компрессорных станций магистральных газопроводов / Капцов И.И. // Нефть и газ. – М.: МИНХиГП им. И.М. Губкина, 1971. – С. 147–149.
51. Козак Л.Ю., Долішній Б.В. Підвищення ефективності турбодетандерів при утилізації пружної енергії стиснутого природного газу // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. № 4. - С.23-26.
52. Козак Л.Ю., Слободян В.І. Використання пружної енергії стиснутого газу як один з заходів по зниженню техногенного впливу на навколишнє середовище // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. - 2000. - № 37, (том 9). - С. 37-41.
53. Козак Л.Ю., Слободян В.І., Королюк С.К. Дослідження ефективності турбодетандерної установки з реактивно-струменевою турбіною // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. - 2001. - № 38, (том 5). - С.96-105.
54. Козак Л.Ю., Слободян В.І. Турбодетандерна установка. Деклараційний патент, від 29.03.02, Бюл. №12, 2003.
55. Трубопроводный транспорт газа / Ковалко М.П., Грудз В.Я., Михалків В.Б., Тимків Д.Ф., Шлапак Л.С., Ковалко О. М. – К.: Агентство з раціонального використання енергії та екології, 2002. – 600 с.
56. Комплексна галузева методика. Типові розрахунки показників надійності систем газонафтопостачання. [Грудз В.Я., Гораль Л.Т., Стен'юк М.Д. та ін.] / Івано-Франківськ, ІФНТУНГ – 2009.
57. Копей Б.В., Копей В.Б., Щербина Н.В., Найда А.М. Оптимізація товщин композитних бандажів при ремонті трубопроводів з дефектами// Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2007. – № 2. – С. 101-107.
58. Крижанівський Є.І. Зниження витратів споживання природного газу для теплопостачання шляхом використання теплових насосів /

Є.І. Крижанівський, Ф.В. Козак, Л.Ю. Козак // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. - 2009. № 2. С.28-29

59. Концепція розвитку, модернізації і переоснащення газотранспортної системи України на 2009-2015 роки (Розпорядження КМУ від 21 жовтня 2009 р. N 1417-р, м.Київ) [Електронний ресурс] . – Режим доступу:<http://zakon.nau.ua/doc/?uid=11955>

60. Кузьбожев А.С. Материаловедческие критерии оценки надежности металла, методы прогнозирования ресурса газотранспортных систем: Автореф. дисс. докт. тех. наук. – М., 2008. – 45 с.

Структура и коррозия металлов и сплавов: Атлас. Справ. Изд. / Сокол И.А., Ульянин Е.А., Фельдгандлер Э.Г. и др. – М. : Металлургия, 1989. –400 с.

61. Лось В. М. Реконструкция КС газотранспортной системы Украины / Лось В.М., Костенко Д.А. // Газовая промышленность. – 2004. – № 8. – С.61.

62. Майника Э. Алгоритмы оптимизации на сетях и графах / Майника Э.; пер. с англ. – М.: Мир, 1981. – 323 с.

63. Михлин В. М. Прогнозирование технического состояния машин / Михлин В. М. – М.: Колос, 1976. – 288 с.

64. Моверман Г.С. Ремонт импортных газоперекачивающих агрегатов: учебник / Моверман Г.С., Радчик И.И. – М.: Недра, 1986. – 200 с.

65. Мозгалевский А.В. Техническая диагностика / Мозгалевский А.В., Гаскаров Д.В. – М.: Высшая школа, 1975. – 715 с.

66. Мукминов А. Р. Реконструкція компресорних цехів / Мукминов А. Р. // Газова промисловість. – 2004. – № 5. – С.13 – 20.

67. Надёжность систем энергетики и их оборудования: справочник в 4 т. / [под ред. Сухарева М.Г.]. // Надёжность систем газо- и нефтеснабжения Кн.1. – М.: Недра, 1994. – Т. 3. – 1994. – 537 с.

68. Оптимизация объемов реконструкции сложных систем магистрального транспорта газа / Хачатарян Р.Г., Тихонов Ю.И., Казак А.С [и др.]. – М.: ВНИИЭгазпром, 1989. – 55 с. – (Тр. Пром. Сер. Информац. Обеспеч. Общесоюзн. Науч.-техн. Программ: Сб. Инф. вып. 5).

69. Орберг О.М. Газотурбинный привод для перспективных газоперекачивающих агрегатов / Орберг О.М., Сударев Б.В., Сударев В.Б., Кондратьев В.В. // Газовая промышленность. – 2005. – №3. – С.68–70.
70. Положення (стандарт) бухгалтерського обліку 7 “Основні засоби”, затверджене наказом Міністерства фінансів України від 27.04.2000 р. № 92, зареєстрованим у Міністерстві юстиції України 18.05.2000 р. № 288/4509 (зі змінами і доповненнями).
71. Повышение эксплуатационной надежности магистральных газопроводов / Альшанов А.П., Галлиулин З.Т., Гусев В.Д. [и др.] // Научно-техн. обзор. – М.: ВНИИЭГазпром, 1970.
72. Проников А.С. Надежность машин / Проников А.С. – М.: Машиностроение, 1979. – 592 с.
73. Повышение эффективности эксплуатации энергопривода компрессорных станций / [Поршаков Б.П. и др.], – М.: Недра, 1992.
74. Похмурський В.І. Зміна механічних та електрохімічних характеристик сталі газопроводів після тривалої експлуатації / В.І.Похмурський, Є.І. Крижанівський // Науковий вісник КНІТУНГ. – 2009. – № 3. – С. 5-10.
75. Расчеты на прочность и деформацию стальных технологических трубопроводов: СА 03-003-07 – М.: Рес-техэкспертиза, 2007. – 70 с.
76. Почтенный Е.К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций/ Е.К.Почтенный. – Мн.: УП “Арти-Фен”. – 2002. – 186 с.
77. Ревзин Б.С. Газотурбинные установки с нагнетателем для транспорта газа / Б.С. Ревзин, И.Д. Марионов – М.: Недра, 1991.
78. Ремонт магістральних газопроводів під тиском / Беккер М.В., Бут В.С., Говдяк Р.М. та інші. / К.: Студія Блюр, 2008. – 239 с.
79. Сагадсєв Р.Г. Діагностичне обслуговування обладнання і трубопроводів КС / Р.Г. Сагадсєв, Ю.В. Алєєв // Газова промисловість. – 2005. – № 6. – С.54–57.
80. Самсонов Р.О. Методология формирования схемы развития и реконструкции газотранспортной системы РФ [Электронный ресурс] /

Самсонов Р.О. // Нефтегазовое дело. – 2007. – Режим доступа к журналу: – <http://www.ogbus.ru>

81. Самойлов Б.В. Розрахунок оптимальних термінів заміни обладнання / Б.В. Самойлов // Газова промисловість. – 1985. – випуск 5. – С.15–18.

82. Саприкін С.О. Оптимізація планування ремонтів газоперекачувального обладнання за комплексними результатами вібраційного і параметричного діагностування / С.О. Саприкін, Р.А. Сімкіна // Нафтова і газова промисловість. – 2006. – №3. – С.32–34.

83. Седых З.С. Эксплуатация газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом / Седых З.С. – М.: Недра, 1990.

84. Середюк М.Д. Фізико-технічні проблеми транспорту та зберігання енергоносіїв / Середюк М.Д., Грудз В.Я. // Нафтогазова енергетика. – 2007. – №2. – С. 26–29.

85. Смерека Б.М. Повышение эффективности эксплуатации компрессорных станций / Смерека Б.М., Васильев Ю.И. – М.: Недра, 1981. – 311 с.

86. Справочник по теории вероятностей и математической статистике / [Королюк В.С., Портенко И.И., Скореход А.В., Турбин А.Ф.]. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. – 640 с.

87. Ставровский Е. Р. Оценка надёжности газопроводов, компрессорных станций и линейных участков / Е.Р. Ставровский, М.Г. Сухарев, Карасевич А. М. // Транспорт и хранение газа: Обзорная информация. – М.: ВНИИЭгазпром 1981. – №1. – 48 с.

88. Степ'юк М.Д. Критерії надійності функціонування локальної системи / Степ'юк М.Д. // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2009. – №1(19). – С.114 – 117.

89. Степ'юк М.Д. Проблеми енергозбереження газотранспортних підприємств в умовах кризи / М.Д. Степ'юк, Л.Т. Гораль, В.І. Мілевська // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2009. – №1(21). – С.136–140.

90. Степ'юк М.Д. Прогнозування надійності ГПА – основа безперервного газопостачання / М.Д. Степ'юк, Л.П. Гораль // Нафтогазова енергетика. Всеукраїнський щоквартальний науково-технічний журнал Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2008. – №4(9). – С.27–31.
91. Степ'юк М.Д. Основні показники експлуатаційної надійності ГПА / Збірник матеріалів Всеукраїнської науково-практичної конференції "Оптимізація наукових досліджень – 2009" / М.Д. Степ'юк– Миколаїв: НУК, 2009. – С.228 – 230.
92. Степ'юк М.Д. Моделювання залежності кількості аварійних зупинок від напрацювання ГПА в умовах КС / Збірник матеріалів Всеукраїнської науково-практичної конференції "Передовий науково-практичний досвід – 2009" / М.Д. Степ'юк– Миколаїв: НУК, 2009. – С.159–164.
93. Телегин Л.Г. Совершенствование систем организации ремонтного обслуживания сосредоточенных объектов транспорта газа / Телегин Л. Г., Плахов А.Ю. – М.: ВНИИЭгазпром, 1977. – 27 с.
94. Терентьев А.М. Надежность газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом / А.М. Терентьев– М.: Недра, 1979. – 334 с.
95. Терентьев А.Н. Надежность газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом / А.Н. Терентьев, З.С. Седых, В.Г. Дубинский– М.: Недра, 1979. – 207 с.
96. Фик М.І. Зменшення енерговитрат газотранспортних систем з урахуванням сезонних чинників. / М.І. Фик // Дисертація на здобуття ступеня канд. техн. наук м.Івано-Франківськ 2010 – 187с.
97. Техническая диагностика поршневых компрессорных машин / Сафин А.Х., Сердаков М.А. // Компрессорное машиностроение: Обзорная информация. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1980. – 28 с.
98. Трубопроводи сталеві магістральні. Загальні вимоги до захисту від корозії: ДСТУ 4219:2003. – К.: Державний комітет України з питань технічного регулювання та енергетичної політики, 2003. – (Національний

стандарт України).

99. Саяпин В.В., Марочник И.А. Оптимизация параметров струйного двигателя по критерию минимума расхода газа. / под общ. ред. Е.В. Герц "Пневматика и гидравлика". Приводы и системы управления. Выпуск 13. М.-Наука, 1987, с. 96-102.

100. Трубопроводный транспорт газа / [Бобровский С.А., Гарляускас Г.А., Немудров А.Г. и др.]. – М.: Наука, 1977. – 576 с.

101. Трубопроводный транспорт нефти и газа: учебник / [под ред. Юфина В.А.]. – М.: Недра, 1978. – 654 с.

102. Харионовский В.В., Дегтярев В.И., Сарасв В.В. Исследование эксплуатационной прочности трубопроводов КС // Газовая промышленность. – 1979. – № 2. – С. 37-40.

103. Харионовский В.В. Надежность и ресурс конструкций газопроводов. М.: Недра, 2000. 464 с.

104. Харионовский В.В. Проблема ресурса газопроводных конструкций / В.В.Харионовский // Газовая промышленность. – 1994. – № 7. – С. 17-20.

105. Ходов Б.Н. Метод прогнозирования технического состояния поршневого компрессора по сравнительной эффективности компримирования / Ходов Б.Н. // Машины и нефтяное оборудование РНТС/ВНИИОЭНГ. – М., 1982. – № 4. – С.13–15.

106. Ходов Б.Н. Метод технической диагностики компрессорных поршневых газоперекачивающих агрегатов/ Б.Н.Ходов // Трубопроводный транспорт нефти и газа: тез. докл. к III Всесоюзн.конф. – Уфа, 1982. – С. 103–104.

107. Храпач Г.К. Надёжность работы поршневых газоперекачивающих агрегатов / Г.К. Храпач– М.: Недра, 1977. – 192 с.

108. Хуншуляян М.М. Повышение эксплуатационной надёжности и экономичности компрессоров на предприятиях / Хуншуляян М.М., Рахмилевич З. З., Хуншуляян А.М. – М.: ВНИИОЭНГ, 1972. – 152 с.

109. Оцінювання роботоздатності сталі 17Г1С після тривалої експлуатації на газогоні / О.Т. Цирульник, М.І. Гредько, О.З.Студент, Г.М. Никифорчин // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2008. – Т.13. – № 4. – С. 49-55.
110. Чучкалов М.В. Совершенствование методов оценки безопасности эксплуатации оборудования оболочечного типа в системе магистрального транспорта газа (на примере ООО "Баштрансгаз"): Автореф. дисс. докт. техн. наук. – Уфа., 2008. - 24с.
111. Шабасв В.М. Комплексний підхід до організації ремонту і технічного обслуговування газотурбінних агрегатів / Шабасв В.М. // Газовая промышленность. – 2004. – № 9. – С.55–56.
112. Шлапак Л.С. Моніторинг напружено-деформованого стану трубопроводів "газової" об'язки ПНА КС "Гарутине" / В.М. Коваль, М.П. Лінчевський, В.О. Саркієв // Нефть и газ. – 2007. – № 2. – С. 36–39.
113. Шуп Т. Решение инженерных задач на ЭВМ. Практическое руководство / Т Шуп.; пер. с англ. – М.: Мир, 1982. – 238 с.
114. Щербаков С.Г. Проблемы трубопроводного транспорта нефти и газа / С.Г Щербаков. – М.: Наука, 1982. – 200 с.
115. Щербінін А.П. Подовження строків експлуатації ресурсних деталей ГТУ – реальний шлях до зниження вартості їх ремонту / А.П. Щербінін // Інформаційний огляд ДК "Укртрансгаз". – 2007. – № 2. – С.15–16.
116. Щокін А.Р Держкоменергобезпеки України. Інтернетвидання www.necin.com.ua
117. Щуровский В.А. Состояние и перспективы применения газотурбинных и компрессорных технологий / В.А. Щуровский // Газовая промышленность. – 2003. – № 2. – С.64–66.
118. Яковлев Е.И. Техническая диагностика трубопроводных систем / Е.И. Яковлев, В.Н. Барыбин– М.: МНТИ и ГИ им. И.М. Губкина, 1980. – 72 с.
119. Яковлев С. І. Режими руху транспортних систем / Є.І. Яковлев, О.С. Казак., В.Б. Михалків, Л.С. Ткаченко, В.Я. Грузд – Львів.: Світ, 1991. – 170 с.

120. Яковлев Е. И. Построение характеристик компрессорных станций магистральных газопроводов статистическими методами / Е.И. Яковлев // Изв. Вузов. Нефть и газ. – Баку, 1968. – № 2. – С.56-59.
121. Яковлев Е. И. Методика оперативного диспетчерского управления режимами газотранспортных систем / Е.И. Яковлев, П.Л. Киселев, В.Б. Мыхалкив, В.Я Грудз В. Л. – Киев: Чае, 1990.
122. Ясин Э.М. Надежность магистральных газопроводов / Э.М. Ясин, В.Л.Березин, К.Е. Рацепкин– М.: Нефть, 1972. – 212 с.
123. Boyce, Meherwan P. Gas turbine engineering handbook / Meherwan P. Boyce. – 2nd ed. – 816 p.
124. Chong M. Prediction of Heat and mass transfer during compression in reciprocating compressors / Chong M., Watson H. // Proceedings on the 1976 Purdue compressor Technology Conference. – West Lafayette, Purdue University, 1976. – p. 466–472.
125. E. Shashi Menon. Gas pipeline hydrodynamics. Includes bibliographical references and index. ISBN 0-8493-2785-7 / E. Shashi Menon. – CRC Press Taylor & Francis Group., 2005. – 381 p.
126. Gopal V. N. Gas Z-factor equation developed for computer / Gopal V. N. // Oil and Gas Journal, and.8,1977. – p.59–61.
127. Mill L. D. Temperature reveals compressor ills / Mill L. D. // Oil and Gas Journal,1971,v,69,№33. – p.73–77.

ДОДАТОК А

УКРТРАНСГАЗ  UKRTRANS GAS

зготований перелік інвестиційних пропозицій • information list of investment proposals

**П Р О
Г Р А
М А**

ІНВЕСТИЦІЙ

у модернізацію об'єктів
газотранспортної системи
ДК «Укртрансгаз»

INVESTMENT PROGRAM
Gas Transmission System

2005



Спорудження утилізаційної турбодетандерної установки потужністю 2500–3000 кВт

МЕТА ПРОЕКТУ

Спорудження утилізаційної турбодетандерної установки, яка, використовуючи надлишковий тиск природного газу на газорозподільній станції, вироблятиме електричну енергію.

Собівартість 1 кВт·год електроенергії нижче ринкової ціни.

Проектна потужність однієї установки становить у середньому приблизно 17,5 млн. кВт·год електроенергії щорічно.

Використання утилізаційної турбодетандерної установки дасть найбільший ефект при впровадженні її на великих газорозподільних станціях.

СУМА ІНВЕСТИЦІЙ

Витрати на спорудження однієї утилізаційної турбодетандерної установки становитимуть 2,5–3 млн. дол. США.

ТЕРМІН ОКУПНОСТІ

Мінімальний строк окупності проекту при коефіцієнті дисконтування 0,11 становить 4,5–5 років з моменту реалізації проекту (з шостого року кумулятивний чистий дисконтований дохід стає позитивним).
Інвестиційний проект розроблено.

Construction of turbine expander units with capacity 2500–3000 kW

PURPOSE OF PROJECT

Construction of turbine expander unit for electricity production using over-pressure of natural gas on gas distribution station.

Self-cost of 1 kWh of electric energy less than market price.

Designed capacity of one unit is 17.5 mln. kWh of electric power annually.

This projects is considered to have prospects to be implemented on large gas distribution stations.

TOTAL INVESTMENT

For one turbine expander unit is \$2.5-3 mln.

PAY-BACK PERIOD

Pay-back period of project under discount rate of 0.11 is 4.5-5 years starting from the beginning of project realization (starting from the 6-th year net discount income is positive).

6

ДОДАТОК Б

ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний інженер Богородчанського ЛВУМГ

Опацький В.І.

2009 р.



АКТ

впровадження турбодетандерної установки на ГРС Богородчани
Богородчанського ЛВУМГ

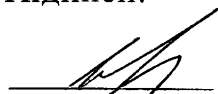
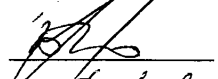

Ми, що нижче підписані:

- начальник КС-39 «У-П-У» Матієшин М.М.,
- інженер з ОКВ I-ї кат. – Басараб В.М.,
- економіст - Павлюк О. Д.

склали даний акт про те, що на ГРС Богородчани згідно робочого проекту №170 від 01.11.2002 року «Підключення установки для виробітку електричної енергії за рахунок стисненого газу на ГРС Богородчани» введено в експлуатацію турбодетандерну установку, розроблену на основі деклараційних патентів на винаходи: «Турбодетандерна установка» (струминно-реактивна турбіна) від 16.12.2002 року - №52252 А та «Турбодетандерна установка» (лопатево-реактивна турбіна) від 16.02.2004 року - №64118 А.

Очікуваний річний економічний ефект від використання електроенергії виробленої турбодетандерною установкою становить – 18860 грн.

Підписи:

 Матієшин М.М.
 Басараб В.М.
 Павлюк О. Д.



d392