

Публічне акціонерне товариство
«Сумське машинобудівне науково-виробниче об'єднання»

Національна академія наук України
Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Тертишний Ігор Миколайович

УДК 621.515

ДИСЕРТАЦІЯ

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ БЛОКОВО-КОМПЛЕКТНИХ
ТУРБОКОМПРЕСОРНИХ АГРЕГАТІВ З ГАЗОТУРБІННИМ ПРИВОДОМ
ДЛЯ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВІДІВ

05.05.16 – турбомашини і турбоустановки

Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії)

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

 І. М. Тертишний

Науковий керівник
Парафійник Володимир Петрович,
доктор технічних наук,
старший науковий співробітник

Харків - 2018

АНОТАЦІЯ

Тертишний І. М. Удосконалення конструкції блоково-комплектних турбокомпресорних агрегатів з газотурбінним приводом для компресорних станцій магістральних газопроводів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.16 – «Турбомашини та турбоустановки» (142 – енергетичне машинобудування) – Публічне акціонерне товариство «Сумське машинобудівне науково-виробниче об'єднання»; Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного Національної академії наук України, Харків, 2018.

Дисертація присвячена удосконаленню науково-методичних основ системного аналізу ефективності робочого процесу блоково-комплектних турбокомпресорних агрегатів (ТКА) газової промисловості та розробки методичних підходів до оцінки ефективності енерготехнологічних схем (ЕТС) агрегатів з використанням методів ексергетичного аналізу, виявленню підходів до вибору спільних режимів роботи газотурбінного приводу (ГТП) і відцентрового компресора (ВК) з метою досягнення оптимальних режимів роботи агрегата. При цьому ВК можуть бути створені в одно- і багатокаскадному виконанні. Під каскадом стиснення розуміється комплекс устаткування, який складається із секції стиснення, апарата повітряного охолодження і сепаратора.

Актуальність теми дисертації обумовлена тим, що у складі газотранспортної системи (ГТС) України для транспорту природного газу (п.г.) по магістральним газопроводам (МГ) ключову роль займають лінійні (ЛКС) і дотискувальні компресорні станції (ДКС), створені із застосуванням ТКА.

У вітчизняній практиці блоково-комплектні ТКА в останні десятиліття створюються на основі конвертованих авіаційних і суднових газотурбінних

двигунів (ГТД) потужністю 4 – 32 МВт із одно- і багатокаскадними ВК. ТКА є енерготехнологічними системами, робочий процес яких супроводжується складними фізико-хімічними перетвореннями. В агрегатах відбувається перетворення хімічної енергії паливного газу (п.г.) у механічну енергію привода, очищення, компримування й охолодження п.г. При цьому показники ефективності основних енергоперетворюючих систем (ГТД, ВК) відрізняються по фізичній сутності і мають принципові відмінності.

У нормативній документації інтегральні критерії оцінки ефективності ТКА, як енерготехнологічної системи, відсутні, а його енергетична ефективність оцінюється на основі окремих показників: ефективного коефіцієнта корисної дії (ККД) ГТД, політропного ККД ВК і масових витрат п.г. в агрегаті. Ці показники малопридатні при розробці й порівняльному аналізі ефективності ЕТС агрегата, а також при виборі спільних режимів роботи ГТД і ВК із урахуванням роботи інших систем агрегата, зокрема, системи охолодження.

З урахуванням особливостей робочого процесу газотурбінних ТКА доцільним є застосування системного підходу до його аналізу і вибору показників ефективності на основі ексергетичного методу. Такий підхід дозволяє: аналізувати ефективність блоково-комплектних ТКА як енерготехнологічної системи, визначати його системну характеристику й оптимальні режими роботи, вплив основних і допоміжних систем на ефективність агрегата, узгодити характеристики ГТД і ВК на стадії проектування із метою досягнення найбільшої економічності при роботі агрегата.

Метою досліджень є розвиток науково-методичних основ системного аналізу ефективності робочого процесу блоково-комплектних ТКА з використанням методів ексергетичного аналізу ЕТС агрегатів; удосконалення методики узгодження характеристик ГТП і ВК для досягнення оптимальних режимів роботи агрегата, виходячи з особливостей газодинамічної характеристики (ГДХ) ВК і системної характеристики ТКА; вирішення практичних завдань щодо вдосконалення конструкції агрегата на основі

результатів термодинамічного аналізу його робочого процесу. Для досягнення поставленої мети в дисертаційній роботі необхідно вирішити наступні завдання:

1. Удосконалити методику термодинамічного аналізу робочого процесу ТКА, як складної енергоперетворюючої системи, уточнити аналітичні залежності для визначення ексергетичних ККД деяких елементів у складі ТКА.

2. Виконати верифікацію розрахункової моделі робочого процесу ТКА на основі системного підходу з використанням результатів випробувань агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45.

3. Виконати аналіз впливу геометричних і газодинамічних характеристик ВК на системну характеристику ТКА з метою досягнення оптимального режиму його роботи з урахуванням обмежень, що виникають при існуючій конструкції ГТД.

4. Обґрунтувати методику вибору енерготехнологічної схеми дотискувального агрегату на основі функціонально-ексергетичного підходу і даних вартості життєвого циклу.

5. Виконати аналіз термодинамічної та паливної ефективності газотурбінних ТКА потужністю 6,3 – 32 МВт у широкому діапазоні робочих параметрів, у т.ч. при зміні кліматичних умов експлуатації.

6. Сформулювати рекомендації з удосконалення процесу проектування ТКА.

У вступі обґрунтована актуальність теми дисертації, відзначений її зв'язок з науково-дослідними роботами ПАТ «Сумського НВО», де виконувалася робота. Сформульовано мету й завдання дослідження. Зазначено об'єкт, предмет і методи дослідження, розкриті наукова новизна й практичне значення отриманих результатів. Наведено інформацію про публікації й апробацію викладеного в роботі матеріалу, а також особистий внесок здобувача.

У першому розділі розглянуті схеми ТКА, конструктивні особливості устаткування для їхньої реалізації. Показано, що блоково-комплектні ТКА п.г. є складними енерготехнологічними системами, а реалізація їхніх робочих

процесів характеризується розмаїтністю енергоперетворень і широким діапазоном значень основних параметрів його систем.

Оцінка ефективності ТКА, як складних енергоперетворюючих систем, може виконуватися на основі системного підходу з використанням інтегрального показника – ексергетичного ККД агрегата. Однак у нормативній документації такий показник відсутній. При системному аналізі ТКА необхідно використовувати критерії, що мають єдину термодинамічну основу. Використання такого підходу дозволяє аргументовано аналізувати вплив основних і допоміжних систем на ефективність агрегата при його проектуванні з метою підвищення економічності ТКА.

У другому розділі виконаний аналіз особливостей робочого процесу ТКА п.г., створених на основі ГТП і ВК та їх допоміжних систем. Для робочого процесу газотурбінного ТКА характерне споживання й перетворення різних видів ресурсів і енергії. Системний аналіз ефективності робочого процесу ТКА може виконуватися з використанням функціонального й функціонально-ексергетичного підходів при побудові системної характеристики. При функціональному підході використовуються традиційні показники ефективності основних систем агрегата (η_e , η_p та інші). Функціонально-ексергетичний підхід базується на ексергетичному методі й дозволяє аналізувати ефективність агрегата і його основних елементів, як енерготехнологічну систему. Визначення показників ефективності секцій (корпусів), каскадів стиснення, ВК із різними типами опор і ущільнень роторної системи і ТКА виконується на основі аналізу матеріального, потужнісного та ексергетичного балансів агрегата.

У третьому розділі розглянуто новий підхід до вибору спільних режимів роботи ВК і ГТП. Цей підхід полягає в досягненні максимальної енергетичної ефективності агрегата, виходячи з необхідності узгодження проектного (оптимального) режиму роботи ВК і режиму роботи ТКА з максимальним ексергетичним ККД. Це забезпечує досягнення режиму роботи ТКА, при якому співпадають максимальний ексергетичний ККД

агрегата $((\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}})$ і, відповідно, мінімальне значення коефіцієнта витрати п.г. $((K_{\text{ПГ}})_{\text{min}})$.

Досліджено вплив напору і геометрії проточної частини (ПЧ) компресорів агрегатів типу ГПА-Ц-16С і ГПА-Ц-32 на узгодженість режимів роботи ГТП і ВК. У зв'язку з цим напорна характеристика ПЧ компресора потужністю 32 МВт уточнювалася з використанням комплексу ANSYS CFX. Аналіз показав, що застосування ПЧ із робочими колесами (РК), що мають кут виходу лопаток $\beta_{\text{Л}_2} < 30^\circ$ і лопатковий (ЛД) або безлопатковий дифузор (БЛД), а також РК із $\beta_{\text{Л}_2} = 32^\circ$ і БЛД забезпечують співпадіння $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ВК}})_{\text{max}}$ і $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$ також як і $(\eta_{\text{П}})_{\text{max}}$ і $(\eta_{\Sigma}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$ по масовій продуктивності ВК. Застосування РК із $\beta_{\text{Л}_2} > 32^\circ$ і ЛД або БЛД приводить до неузгодженості системної характеристики ТКА і проектної характеристики ВК з урахуванням їх оптимальних значень ККД.

Результати аналізу паливної ефективності модифікацій агрегата типу ГПА-Ц-32 показали, що залежність $K_{\text{ПГ}} = f(G_{\text{КГ}})$ має яскраво виражений оптимум, що відповідає $(K_{\text{ПГ}})_{\text{min}}$ і $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$. Застосування середньонапорного ступеня із БЛД забезпечує найбільш доцільне узгодження режимів роботи ГТП і ВК, а також досягнення більш високої паливної ефективності ТКА.

У четвертому розділі представлені результати оцінки ефективності агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 для ЛКС, отримані на основі аналізу системних характеристик з використанням розрахункових і експериментальних даних, а також ЕТС агрегатів типу ТКА-Ц-6,3А з одно- і двокаскадним ВК, призначених для ДКС.

Результати дослідження характеристик ТКА для ЛКС дозволили здійснити верифікацію розрахункової моделі та виконати аналіз ефективності різних ЕТС агрегатів для ДКС. Як показав аналіз термодинамічної ефективності агрегатів типу ТКА-Ц-6,3А застосування ЕТС агрегата із

двокаскадним ВК забезпечує підвищення максимального ексергетичного ККД ТКА на 7,6 % (відносних) і економію п.г до 1 млн. нм³/р.

У п'ятому розділі розглянуто вплив кліматичних умов експлуатації на ефективність роботи агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45, а також виконаний узагальнений аналіз ефективності інших модифікацій газотурбінних агрегатів типу ГПА-Ц із використанням запропонованої методики термодинамічного аналізу їх робочого процесу. З метою вибору найбільш доцільної ЕТС агрегата типу ТКА-Ц-6,3А для ДКС виконані техніко-економічні розрахунки, зокрема, вартості життєвого циклу цього агрегата.

Основні результати дисертаційної роботи полягають у наступному:

1. Отримала подальший розвиток методика ексергетичного аналізу ефективності ТКА п.г. Вперше агрегат розглянуто, як складну енерготехнологічну систему, враховано вплив основних і допоміжних систем ВК і ГТД на ефективність агрегата, а його системна характеристика при термодинамічному аналізі ТКА одержана з використанням функціонального і функціонально-ексергетичного підходів для визначення інтегрального ККД агрегата.

2. Установлено, що значення ексергетичного ККД агрегата, як інтегрального показника його ефективності, при використанні функціонально-ексергетичного підходу змінюється на розрахунковому режимі роботи в межах 28,4 – 37,5 %, а вплив допоміжних систем проявляється в зниженні цих значень на 2,5 – 1,2 % (відносних) для агрегатів потужністю 6,3 – 32 МВт, відповідно. Розходження в значенні інтегральних ККД агрегатів, отриманих на основі функціонального і функціонально-ексергетичного підходів, становить на розрахунковому режимі 3,7 – 10 % (відносних) для агрегатів різної потужності.

3. На основі аналізу енерготехнологічних схем агрегатів отримано уточнені аналітичні залежності для визначення ексергетичних ККД основних енергосистем, як показників їхньої термодинамічної досконалості.

4. Уперше з використанням експериментальних даних, отриманих у процесі натурних випробувань агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45, виконано верифікацію розрахункової моделі робочого процесу блоково-комплектного ТКА з однокорпусним ВК типу НЦВ-6,3 і ГТД Д-336-1/2 потужністю 6,3 МВт.

5. Запропоновано новий критерій оцінки інтегральної ефективності ТКА у вигляді коефіцієнта витрати п.г., що враховує особливості газодинамічних характеристик ВК і їхній вплив на інтегральні показники ефективності робочого процесу ТКА. Встановлено, що найменш ефективним є агрегат типу ГПА-Ц-6,3А потужністю 6,3 МВт, а найбільш ефективним є агрегат типу ГПА-Ц-32 потужністю 32 МВт, які мають значення коефіцієнтів витрати п.г. 0,00415 і 0,00245, відповідно.

6. Виявлено вплив особливостей газодинамічних характеристик ВК, обумовлених геометрією проточної частини і режимом його роботи, на ефективність роботи ТКА. Для досягнення оптимального режиму роботи агрегата при незмінній конструкції ГТД доцільне застосування низьконапірних і середьонапірних РК у ступенях ВК ($\beta_{Л_2} < 32^0$) у поєднанні із ЛД і БЛД. Застосування високонапірних РК ($\beta_{Л_2} > 32^0$) приводить до неузгодженості системної характеристики ТКА і проектною характеристики ВК по $G_{КГ}$ і чим вище напірність ступеня, тим більша величина неузгодженості, що знижує економічність роботи агрегата.

7. Обґрунтовано методичні підходи до вибору найбільш доцільної ЕТС дотискувального ТКА типу ТКА-Ц-6,3А з двигуном Д-336-1/2 потужністю 6,3 МВт на основі використання інтегрального ККД, а також з використанням техніко-економічних показників (вартість його життєвого циклу). Показано, що застосування агрегату із двокаскадним ВК дозволяє підвищити ККД агрегата на 7,6 % (відносних), знизити споживання потужності на 725 кВт, що забезпечує економію п.г. до 1 млн. $\text{нм}^3/\text{рік}$. Аналіз вартості життєвого циклу агрегата показав, що при ціні п.г. в 150 \$/тис. м^3 і

нижче доцільним є застосування ЕТС агрегата з однокаскадним стисненням п.г., а при ціні вище 300 \$/тис. м³ – із двокаскадним стисненням.

8. Отримано дані про доцільність підвищення ККД і паливної ефективності агрегатів типу ГПА-Ц-6,3А при їхній експлуатації в умовах підвищених температур навколишнього середовища за рахунок застосування відомих способів охолодження циклового повітря (ц.п.) приводного ГТД. Для агрегата типу ГПА-Ц-6,3А охолодження ц.п. з +25 °С до +15 °С забезпечує економію п.г. до 80 тис. нм³/рік при експлуатації ТКА.

9. Сформульовані рекомендації з удосконалення процесу проектування газотурбінних агрегатів, призначених для експлуатації у складі КС магістральних газопроводів.

Ключові слова: турбокомпресорний агрегат, енерготехнологічна схема, відцентровий компресор, газотурбінний привод, термодинамічний аналіз, ексергетичний ККД, ексергетичні втрати, ефективність агрегата, життєвий цикл.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Влияние характеристик центробежного компрессора на эффективность ГПА с газотурбинным приводом судового типа / Парафейник В. П., Нефедов А. Н., Тертышный И. Н., Чобенко В. Н., Лютиков А. Л. // Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: ХАИ, 2010. №8. С. 60 – 67.
2. К вопросу оптимизации геометрии проточной части центробежных компрессоров природного газа / Парафейник В. П., Нефедов А. Н., Евдокимов В. Е., Тертышный И. Н. // Компрессорная техника и пневматика. 2012. №2. С. 10 – 17.
3. Мирошниченко А. А., Тертышный И. Н., Костенко Д. А. Сравнительный анализ энергетической эффективности новых газоперекачивающих агрегатов с приводом различного типа в условиях КС «Бердичев» // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2012. №4. С. 6–9.
4. Анализ эффективности центробежного компрессора как сложной энерготехнологической системы / Тертышный И. Н., Парафейник В. П., Нефедов А. Н., Рогальский С. А. // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2014. №4. С. 6–10.
5. Вопросы термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Часть I / Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Мирошниченко Е. А., Парафейник В. П. // Проблемы машиностроения. 2015. Т.18, №4/1. С. 9–17.
6. Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Парафейник В. П. Вопросы термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Часть II // Проблемы машиностроения. 2016. Т. 19, №2. С. 10–18.
7. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний.

Часть I. Состояние вопроса и объекты исследования / Парафейник В. П., Щербаков Н. С., Шевчук В. В. Разношинский В. Н., Тертышный И. Н., Прилипко С. А. // Проблемы машиностроения. 2016. Т. 19, №4. С. 12–18.

8. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. II. Методологические подходы к созданию блочно-комплектных турбокомпрессорных агрегатов для компрессорных станций газовой промышленности / Парафейник В. П., Щербаков Н. С., Рябов А. А., Шевчук В. В., Разношинский В. Н., Тертышный И. Н., Прилипко С. А. // Проблемы машиностроения. 2017. Т. 20, №1. С. 3–11.

9. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. III. Исследование эффективности основных систем турбокомпрессорного агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 по результатам его натурных испытаний / Щербаков Н. С., Парафейник В. П., Рябов А. А., Шевчук В. В., Разношинский В. Н., Тертышный И. Н., Прилипко С. А. // Проблемы машиностроения. 2017. Т. 20, №2. С. 11–18.

10. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. IV. Анализ системной характеристики турбокомпрессорного агрегата типа ГПА-Ц-6,3А и возможность оптимизации режимов его работы на стадии проектирования / Парафейник В. П., Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Рябов А. А. // Проблемы машиностроения. 2017. Т. 20, №4. С. 3–12.

11. Прилипко С. А., Тертышный И. Н., Парафейник В. П. О возможности совершенствования конструкции газотурбинной компрессорной установки на основе углубленного термодинамического анализа ее рабочего процесса // Промышленная теплотехника. 2017. Т. 39, №5. С. 54–61.

12. Парафейник В. П., Тертышный И. Н. Возможность совершенствования турбокомпрессорных агрегатов газовой промышленности по результатам

анализа эффективности их рабочего процесса // Промислова теплотехніка. 2018. Т. 40, №1. С. 36–43.

13. Термодинамический анализ эффективности центробежного компрессора как сложной энерготехнологической системы в составе агрегата типа ГПА-Ц-32 / Тертышный И. Н., Парафейник В. П., Нефедов А. Н., Рогальский С. А., Котенко Н. А., Тимошадченко Д. Н., Михайленко С. А. // XVI МНТК по компрессоростроению: труды конференции. С.-Петербург: ЗАО «РЭП Холдинг», 2014. Т. 1. С. 328–339.

14. Методология проектирования блочно-комплектных турбокомпрессорных агрегатов и установок с газотурбинным приводом для компрессорных станций газовой и нефтяной промышленности / Парафейник В. П., Татаринов В. М., Прилипко С. А., Тертышный И. Н. // XVII МНТК по компрессорной технике: труды конференции. Казань: Изд-во «Слово», 2017. С. 151–157.

15. Анализ эффективности и выбор системной характеристики газоперекачивающего агрегата типа ГПА-Ц-6,3А на основе результатов натурных испытаний [электронный ресурс] / Парафейник В. П., Щербаков Н. С., Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Рябов А. А., Шевчук В. В., Разношинский В. Н. // Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання: тези доповідей XVI МНТК. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України. 2017. 1 електрон. опт. диск.

ABSTRACT

Tertyshnyi I. M. Improvement in design of modular packaged gas turbine driven turbo-compressor units for compressor stations of gas pipeline network. – Qualification scientific work, manuscript copyright.

Thesis for the Candidate of Technical Sciences degree (Doctor of Philosophy) by specialty 05.05.16 – Turbomachines and Turbines (142 – Power Machine Building), Public Joint Stock Company –Sumy Machine-Building Science-and-Production Association”; A. Podgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2018.

The dissertation is devoted to the improvement in scientific and methodological foundations for system analysis of the efficiency of gas modular packaged turbo-compressor unit (TCU) operation and development of methodological approaches to evaluate the efficiency of the unit energotechnological scheme (ETS) using exergy analysis, determine approaches to selection of joint operating modes of a gas turbine drive (GTD) and a centrifugal compressor (CC) to achieve optimum operation of the unit. In this case, centrifugal compressor can be of a single/multi-cascaded design. A cascade compression is a set of equipment including a compression section, an air-cooling unit, and a separator.

The relevance of the dissertation topic is that linear (LCS) and booster compressor stations (BCS), designed on the basis of TCU, occupy a key place in the structure of the Ukraine's gas transmission system (GTS), which transports natural gas (NG) through the main gas pipelines (MGP).

In recent decades, domestic manufacturers build modular packaged TCUs equipped with derivative aircraft and marine 4 – 32 MW gas turbine engines (GTE) and single/multi-cascaded CCs. TCUs are energotechnological systems, which operation is accompanied by complex physical conversions. In the units, chemical energy of fuel gas (FG) is converted into mechanical energy of the drive,

NG cleaning, compression and cooling. At the same time, performance indicators of the main energy-converting systems (GTE, CC) differ in physical essence and have fundamental differences.

In the norms and standards, integral criteria for estimation of TCU efficiency as an energotechnological system are not available; and its energy efficiency is estimated on the basis of separate indicators, such as a GTE effective efficiency, a CC polytrophic efficiency and a FG mass flow in the unit. These indicators are of little use for designing and comparative analysis of the unit ETS efficiency, as well as for selection of joint operating modes of GTE and CC, considering operation of other unit systems, in particular cooling systems.

Taking into account features of modular packaged TCU operating process, it seems reasonable to apply a systematic approach to its analysis and selection of efficiency indicators based on the exergy method. This approach makes it possible to analyze the efficiency of a modular packaged TCU as an energotechnological system, determine its system characteristics and optimal operating conditions, influence of the main and auxiliary systems on the unit efficiency, align GTE and CC characteristics at the design stage in order to achieve the greatest efficiency of the unit.

The purpose of the study is development of scientific and methodological foundations for system analysis of the efficiency of modular packaged turbo-compressor unit operating process using the exergy analysis of their ETS; improvement of the method of aligning GTP and CC characteristics aimed at achieving optimal operating conditions of the unit, based on CC gas-dynamic characteristics (GDC) and TCU system characteristic; solving practical problems for improving the unit design based on the results of the thermodynamic analysis of its operating process. To achieve goals set in the dissertation, the following tasks were solved:

1. To improve methods of thermodynamic analysis of TCU operation process as a complex energy-converting system, to clarify analytical dependencies for defining exergy efficiencies of different TCU elements.

2. To verify the calculation model of the TCU operation process based on GPA-C-6,3A/56-1,45 test results.

3. To perform analysis of the influence of CC geometry and gas-dynamic characteristics on the TCU system characteristic aimed at achieving the optimum operation while using the existing GTE design.

4. To justify methods used for selecting a booster unit energotechnological system based on the functional- exergy approach and life cycle cost data.

5. To perform analysis of thermodynamic and fuel efficiency of 6,3 – 32 MW gas turbine TCU in a wide range of operating parameters including the change in environmental conditions of operation.

6. To set recommendations to improve the design process of gas-turbine units.

The Introduction explains the relevance of the dissertation topic, its relation to the studies carried out by the Special Design Bureau of Sumy NPO PJSC, where the work was done. The study aim and objectives have been formulated. The object, subject and methods of study have been indicated; the scientific novelty and practical significance of the results obtained have been disclosed. Information on publications and approbation of the material set out in the work including personal contribution of the applicant has been given.

In the first chapter, TCU schemes, design features of the equipment for their implementation have been considered. It is shown that a modular packaged TCU for natural gas is a complex energotechnological system, and its operating process is characterized by a variety of energy conversions and a wide range of values of the main parameters of its systems.

Evaluation of the efficiency of TCU as a complex energy-converting system can be performed on the basis of a system approach using an integrated indicator such as an exergy efficiency of the unit. However, there is no such indicator in the norms and standards. System analysis of TCU requires use of criteria that have a common thermodynamic basis. Use of such an approach allows us to reasonably analyze the influence of the main and auxiliary systems on the efficiency of the unit at the design stage in order to increase TCU efficiency.

In the second chapter, features of the operating process of natural gas TCU, designed on the basis of GTD and CC and their auxiliary systems have been analyzed. The operating process of a gas turbine TCU is characterized by consumption and conversion of various types of resources and energy. System analysis of the efficiency of TCU operating process can be performed applying functional and functional-exergy approaches in plotting a system curve. Functional approach uses traditional performance indicators of the main systems of the unit (η_e , η_{Π} and others). Functional-exergy approach is based on the exergy method and allows analyzing the efficiency of the unit and its main components as an energotechnological system. Determination of the efficiency indicators of the sections (casings), compression cascades, CC with different types of bearings and seals of the rotor system and TCU is performed on the basis of analysis of the material, power and exergy balance of the unit.

The third chapter considers a new approach to the selection of joint operating modes of CC and GTD. This approach is used to achieve the maximum energy efficiency of the unit, based on the need to coincide the design (optimal) mode of operation of the CC and operating mode with maximum exergy efficiency. This ensures TCU operating mode, at which the maximum exergy efficiency of the unit ($(\eta_{ex}^{TCU})_{max}$) and, correspondingly, the minimum value of the fuel gas flow rate ($(K_{TG})_{min}$) coincides.

Influence of pressure and geometry of the rotor bundle (RB) of compressors of GPA-C-16C and GPA-C-32C units on coincidence of the operating modes of GTD and CC has been investigated. The pressure characteristic of the 32 MW compressor was clarified in this connection using the ANSYS CFX complex. The analysis showed that the use of RB with impellers (IM), which have a vane angle $\beta_{V_2} < 30^\circ$ and vane diffuser (VD) or vaneless diffuser (VLD), and IM with $\beta_{V_2} = 32^\circ$ and VLD ensure the coincidence $(\eta_{ex}^{CC})_{max}$ and $(\eta_{ex}^{TCU})_{max}$ as well as $(\eta_{\Pi})_{max}$ and $(\eta_{\Sigma}^{TCU})_{max}$ by CC weight output. Application of RB with $\beta_{V_2} >$

32° and VD or VLD leads to misalignment of TCU system characteristic and CC design characteristic, taking into account their optimum efficiency values.

The results of the analysis of the fuel efficiency of modifications of GPA-C-32 unit showed that $K_{FG} = f(G_{kg})$ dependence has a true optimum corresponding to $(K_{FG})_{min}$ and $(\eta_{ex}^{TCU})_{max}$. Use of the medium-pressure stage with VLD provides the most preferred coincidence of operation modes of GTD and CC, and also the achievement of a higher fuel efficiency of TCU.

The fourth chapter presents the results of the GPA-C-6.3A/56-1.45 unit efficiency evaluation for LCS, obtained on the basis of the analysis of system characteristics using calculated and experimental data, as well as the ETA of TKA-C-6.3A units with one- and two-cascaded CCs designed for DCS.

The results of the study of TCU characteristics for LCS made it possible to verify the calculation model and perform the analysis of the efficiency of various unit ETS for DCS. As the analysis of the thermodynamic efficiency of TKA-C-6,3A unit has shown, use of the ETS with a two-cascaded CC provides an increase in the maximum exergy efficiency of TCU by 7,6% (relative) and a saving of FG up to 1 million nm³/year.

The fifth chapter describes the effect of environmental conditions of operation on the efficiency of GPA-C-6.3A/56-1,45 unit operation; and a generalized analysis of the efficiency of other modifications of gas-turbine units of GPA-C type has been performed using the proposed thermodynamic analysis of their operating process. In order to select the most appropriate ETS of TKA-C-6,3A unit for DCS, technical and economic calculations, in particular, the cost of the life cycle of this unit, have been performed.

The main results of the dissertation work are as follows:

1. The method of exergy analysis of gas TCU efficiency has been further developed. For the first time a unit has been considered as a complex energotechnological system, the influence of CC and GTD main and auxiliary systems on the unit efficiency has been taken into consideration, and its system

characteristic in TCU thermodynamic analysis has been obtained using functional and functional-exergy approaches to determining the unit integral efficiency.

2. It has been established that exergy efficiency values of units of different designs, as integral indicators of their efficiencies, at the design mode of operation when using the functional-exergy approach vary within the limits of 28,4 – 37,5 %, while the influence of auxiliary systems is reflected in a decrease in these values by 2,5 – 1,2 % for 6,3 – 32 MW units, respectively. The discrepancy in values of the unit integral efficiencies obtained on the basis of the functional and functional-exergy approaches is 3,7 – 10 % at the design mode for units of different capacities.

3. On the basis of the analysis of the unit ETS, verified analytical dependencies to determine exergy efficiencies of the main power systems as indicators of their thermodynamic perfection have been obtained.

4. For the first time using the experimental data obtained during full-scale tests of the GPA-C-6,3A/56-1,45 unit, verification of the calculation model for the thermodynamic analysis of the operating process of the modular TCU equipped with NCV-6,3 single-casing CC and 6,3 MW D-336-1/2 GTE.

5. A new criterion for estimating the integral efficiency of TCU in the form of a fuel gas flow coefficient, that considers the features of CC gas-dynamic characteristics, has been proposed and their influence on the integral indicators of TCU operation process efficiency. It has been established that 6,3 MW GPA-C-6,3A is least efficient; and 32 MW GPA-C-32 is more effective, which have fuel gas flow coefficients of 0,00415 and 0,00245, respectively.

6. Influence of CC gas-dynamic characteristic features, determined by the geometry of the rotor bundle impellers and the compressor operating modes on the TCU efficiency has been established. In order to achieve the optimal operating mode of the unit with unchanged GTE design, use of low-pressure and medium-pressure RCs in the CC stages ($\beta_{V_2} < 32^0$) in combination with VD and VLD is advisable. Use of high-pressure RCs ($\beta_{V_2} > 32^0$) leads to a misalignment of TCU system characteristic and CC design characteristic of compressed gas consumption;

the higher the level of the stage pressure, the greater is misalignment that reduces the unit fuel efficiency.

7. Methodological approaches to selecting the most preferred ETS of the boost TKA-C-6.3A fitted with the 6,3 MW D-336-1/2 engine based on the use of an integral efficiency, as well as using technical and economic indicators (life-cycle cost). It has been established that the use of the unit with a two-cascaded CC allows increasing the efficiency of the unit by 7,6 % (relative), to reduce power consumption by 725 kW that ensures FG savings up to 1 million nm³/year. At the same time, the analysis of the unit life cycle cost showed that at the FG price of USD 150 per 1,000 m³ and lower it is advisable to use a one-cascaded compression ETS, and at the FG price of above USD 300 per 1,000 m³ – a two-cascaded compression.

8. Data on expediency to improve GPA-C-6,3A efficiency and fuel efficiency under operating conditions of elevated ambient temperatures using known methods of cooling cyclic air (CA) of the driving GTE has been obtained. For units of GPA-C-6,3A type CA cooling from +25 °C to +15 °C during operation with the use of known cooling system designs provides savings on FG up to 80 thousand nm³/year.

9. Recommendations to improve the design process of gas-turbine units intended for operation at natural gas pipeline compressor stations have been proposed.

Keywords: turbo-compressor unit, energotechnological scheme, centrifugal compressor, gas-turbine drive, thermodynamic analysis, exergy efficiency, exergy losses, unit efficiency, life cycle.

LIST OF APPLICANT PUBLICATIONS ON THE THESIS TOPIC

1. Влияние характеристик центробежного компрессора на эффективность ГПА с газотурбинным приводом судового типа / Парафейник В. П., Нефедов А. Н., Тертышный И. Н., Чобенко В. Н., Лютиков А. Л. // Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: ХАИ, 2010. №8. С. 60–67.
2. К вопросу оптимизации геометрии проточной части центробежных компрессоров природного газа / Парафейник В. П., Нефедов А. Н., Евдокимов В. Е., Тертышный И. Н. // Компрессорная техника и пневматика. 2012. №2. С. 10–17.
3. Мирошниченко А. А., Тертышный И. Н., Костенко Д. А. Сравнительный анализ энергетической эффективности новых газоперекачивающих агрегатов с приводом различного типа в условиях КС «Бердичев» // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2012. №4. С. 6–9.
4. Анализ эффективности центробежного компрессора как сложной энерготехнологической системы / Тертышный И. Н., Парафейник В. П., Нефедов А. Н., Рогальский С. А. // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2014. №4. С. 6–10.
5. Вопросы термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Часть I / Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Мирошниченко Е. А., Парафейник В. П. // Проблемы машиностроения. 2015. Т.18, №4/1. С. 9–17.
6. Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Парафейник В. П. Вопросы термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Часть II // Проблемы машиностроения. 2016. Т. 19, №2. С. 10–18.
7. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний.

Часть I. Состояние вопроса и объекты исследования / Парафейник В. П., Щербаков Н. С., Шевчук В. В., Разношинский В. Н., Тертышный И. Н., Прилипко С. А. // Проблемы машиностроения. 2016. Т. 19, №4. С. 12–18.

8. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. II. Методологические подходы к созданию блочно-комплектных турбокомпрессорных агрегатов для компрессорных станций газовой промышленности / Парафейник В. П., Щербаков Н. С., Рябов А. А., Шевчук В. В., Разношинский В. Н., Тертышный И. Н., Прилипко С. А. // Проблемы машиностроения. 2017. Т. 20, №1. С. 3–11.

9. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. III. Исследование эффективности основных систем турбокомпрессорного агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 по результатам его натурных испытаний / Щербаков Н. С., Парафейник В. П., Рябов А. А., Шевчук В. В., Разношинский В. Н., Тертышный И. Н., Прилипко С. А. // Проблемы машиностроения. 2017. Т. 20, №2. С. 11–18.

10. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. IV. Анализ системной характеристики турбокомпрессорного агрегата типа ГПА-Ц-6,3А и возможность оптимизации режимов его работы на стадии проектирования / Парафейник В. П., Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Рябов А. А. // Проблемы машиностроения. 2017. Т. 20, №4. С. 3–12.

11. Прилипко С. А., Тертышный И. Н., Парафейник В. П. О возможности совершенствования конструкции газотурбинной компрессорной установки на основе углубленного термодинамического анализа ее рабочего процесса // Промышленная теплотехника. 2017. Т. 39, №5. С. 54–61.

12. Парафейник В. П., Тертышный И. Н. Возможность совершенствования турбокомпрессорных агрегатов газовой промышленности по результатам

анализа эффективности их рабочего процесса // Промислова теплотехніка. 2018. Т. 40, №1. С. 36–43.

13. Термодинамический анализ эффективности центробежного компрессора как сложной энерготехнологической системы в составе агрегата типа ГПА-Ц-32 / Тертышный И. Н., Парафейник В. П., Нефедов А. Н., Рогальский С. А., Котенко Н. А., Тимошадченко Д. Н., Михайленко С. А. // XVI МНТК по компрессоростроению: труды конференции. С.-Петербург: ЗАО «РЭП Холдинг», 2014. Т. 1. С. 328–339.

14. Методология проектирования блочно-комплектных турбокомпрессорных агрегатов и установок с газотурбинным приводом для компрессорных станций газовой и нефтяной промышленности / Парафейник В. П., Татаринов В. М., Прилипко С. А., Тертышный И. Н. // XVII МНТК по компрессорной технике: труды конференции. Казань: Изд-во «Слово», 2017. С. 151–157.

15. Анализ эффективности и выбор системной характеристики газоперекачивающего агрегата типа ГПА-Ц-6,3А на основе результатов натурных испытаний [электронный ресурс] / Парафейник В. П., Щербаков Н. С., Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Рябов А. А., Шевчук В. В., Разношинский В. Н. // Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання: тези доповідей XVI МНТК. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України. 2017. 1 електрон. опт. диск.

ЗМІСТ

Перелік скорочень і умовних позначень	26
Вступ.....	28
РОЗДІЛ 1 Блоково-комплектні турбокомпресорні агрегати типу ГПА-Ц для компресорних станцій магістральних газопроводів.....	35
1.1 Турбокомпресорні агрегати на основі відцентрових компресорів і газотурбінного приводу для КС газової промисловості.....	37
1.2 Особливості конструкції турбокомпресорних агрегатів.....	48
1.2.1 Принципові енерготехнологічні схеми та основні параметри ТКА потужністю 6,3 – 32,0 МВт.....	48
1.2.2 Відцентрові компресори для ТКА лінійних і дотискувальних компресорних станцій.....	54
1.2.3 Конструктивні особливості газотурбінного приводу на основі конвертованих ГТД.....	61
1.2.4 Системи охолодження технологічного газу на основі АПО і допоміжні енергоспоживчі системи.....	67
1.3 Показники ефективності робочого процесу ТКА з газотурбінним приводом. Методи визначення на стадії передпроектних досліджень.....	68
1.4 Узгодження енергетичних характеристик ГТД і ВК при роботі у складі агрегата.....	69
1.5 Висновки за розділом 1.....	74
РОЗДІЛ 2 Особливості робочого процесу ТКА з газотурбінним приводом і показники його енергетичної ефективності.....	76
2.1 Блоково-комплектний ТКА як об'єкт системного аналізу.....	76
2.2 Особливості робочого процесу ТКА з однокаскадним і двокаскадним стисненням робочого середовища.....	82
2.3 Обґрунтування й вибір системного критерія енергетичної ефективності ТКА	86
2.3.1 Показники ефективності роботи одно- і двокаскадного ВК	86
2.3.2 Показники ефективності роботи газотурбінного приводу ТКА.	95
2.3.3 Інтегральні показники енергетичної ефективності ТКА як енергоперетворюючої системи.....	96
2.4 Висновки за розділом 2.....	100

РОЗДІЛ 3 Вибір сумісного режиму роботи компресора та газотурбінного привода на основі системного підходу до аналізу особливостей робочого процесу ТКА.....	102
3.1 Можливість узгодження характеристик ГТП і ВК з метою досягнення оптимального режиму роботи агрегата.....	103
3.2 Вплив геометрії робочих коліс компресора на ступінь узгодженості характеристики компресора і агрегата.....	105
3.3 Вплив геометричних характеристик проточної частини ВК на системну характеристику агрегата.....	108
3.4 Висновки за розділом 3.....	117
РОЗДІЛ 4 Аналіз ефективності систем агрегата для лінійних і дотискувальних КС з використанням результатів випробувань.....	119
4.1 Деякі методичні особливості експериментальних досліджень і результати випробувань агрегата типу ГПА-Ц-6,3А.....	119
4.2 Термодинамічний аналіз ефективності робочого процесу ТКА лінійних КС із використанням результатів випробувань.....	128
4.2.1 Аналіз ефективності робочого процесу компресора у складі агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45.....	128
4.2.2 Аналіз ефективності агрегата з використанням його системної характеристики.....	130
4.2.3 Аналіз паливної ефективності агрегата з використанням газодинамічних характеристик компресора.....	135
4.2.4 Способи формування системної характеристики агрегата з метою аналізу його енергоефективності.....	137
4.3 Особливості методики термодинамічного аналізу ЕТС дотискувального компресорного агрегата з ВК різного типу.....	139
4.3.1 Деякі особливості енерготехнологічних схем і робочого процесу дотискувальних ТКА.....	139
4.3.2 Втрати ексергії в енерготехнологічній схемі агрегата та аналіз її ефективності	145
4.4 Висновки за розділом 4.....	152
РОЗДІЛ 5 Аналіз ефективності ТКА в широкому діапазоні робочих параметрів.....	154
5.1 Аналіз впливу кліматичних умов на ефективність роботи агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45.....	154

5.2 Результати аналізу ефективності ТКА різного типу в широкому діапазоні робочих параметрів.....	160
5.3 Оцінка техніко-економічної ефективності застосування агрегата типу ТКА-Ц-6,3А на основі результатів термодинамічного аналізу і визначення вартості його життєвого циклу.....	163
5.4 Рекомендації з розвитку передпроектних НДР і ДКР при створенні ТКА.....	166
5.5 Висновки за розділом 5.....	168
ВИСНОВКИ.....	170
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	173
Додаток А Акти впровадження результатів роботи	186
Додаток Б Список публікацій здобувача за темою дисертації.....	188
Додаток В Апробація результатів дисертації.....	191
Додаток Г Основні характеристики деяких модифікацій агрегатів потужністю 6,3 – 25 МВт, створених в СМНВО.....	192
Додаток Д Основні технічні характеристики ВК виробництва СМНВО, які застосовуються у складі агрегатів для КС різного призначення.....	193
Додаток Є Основні характеристики деяких модифікацій ГТД, що застосовуються або можуть застосовуватися у складі компресорного устаткування конструкції СМНПО.....	194
Додаток Ж Системи охолодження технологічного газу на основі АПО і допоміжні енергоспоживаючі системи.....	196
Додаток З Показники ефективності робочого процесу ТКА з газотурбінним приводом.....	204
Додаток І Результати термометрування корпусів ВК для дотискувального ТКА	217
Додаток К Визначення газодинамічних характеристик ВК в процесі випробувань.....	219
Додаток Л Основні характеристики засобів вимірювань, що використовуються при визначенні характеристик ГТД.....	224
Додаток М Температурні режими навколишнього середовища ТКА і технологічного газу на вході у ВК.....	225
Додаток Н Розрахунок вартості життєвого циклу агрегата ТКА-Ц-6,3А/77-4,37.....	227

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ І УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АПО – апарат повітряного охолодження
БВС – блок випробувальних стендів
БЛД – безлопатковий дифузор
БМО – блок мастилоохолодження
в.г. – вихлопні гази, вуглецевий газ
ВЖЦ – вартість життєвого циклу
ВК – відцентровий компресор
ВКМ – вимірювач крутного моменту
ВС – вихлопна система
ГГ – газогенератор
ГГС – гідрогальмічний стенд
ГДХ – газодинамічна характеристика
ГПА – газоперекачувальний агрегат
ГТД – газотурбінний двигун
ГТП – газотурбінний привід
ГТС – газотранспортна система
ДКР – дослідно-конструкторські роботи
ДКС – дотискувальна компресорна станція
ЕГ – електрогенератор
ЕМП – електромагнітні підшипники
ЕТС - енерготехнологічна схема
ЗК – замкнутий контур
ЗНА – зворотньо-напрямаючий апарат
КВД – компресор високого тиску
КВП – контрольно-вимірювальні прилади
КЗ – камера згорання
КНД – компресор низького тиску
ККД – коефіцієнт корисної дії

КПОП – комплексний повітряочисний пристрій
КС – компресорна станція
КСК – каскад стиснення компресора
КШТ – кожух шумотеплоізолюючий
ЛД – лопатковий дифузор
ЛКС – лінійна компресорна станція
МГ – магістральний газопровід
НДР – науково-дослідні роботи
ОК – осьовий компресор
п.г. – природний газ, паливний газ
ППС – повітря приймальна система
ПЧ – проточна частина
РК – робоче колесо
С – сепаратор
САУ і Р – система автоматизованого керування і регулювання
СМНВО – ПАТ «Сумське машинобудівне науково-виробниче об'єднання»
СПЦП – система підігріву циклового повітря
ССК – секція стиснення компресора
СТ – силова турбіна (двигуна)
СумДУ – Сумський державний університет
ТВТ – турбіна високого тиску
ТГДУ – торцеві газодинамічні ущільнення
ТКА – турбокомпресорний агрегат
ТКУ – турбокомпресорна установка
ТНТ – турбіна низького тиску
УТВГ – утилізатор тепла вихлопних газів
ц.п. – циклове повітря

ВСТУП

Актуальність теми.

У складі ГТС України для транспорту п.г. по МГ ключову роль відіграють лінійні і дотискувальні КС, створені із застосуванням ТКА.

У вітчизняній практиці блоково-комплектні ТКА в останні десятиліття створюються на основі конвертованих авіаційних і суднових ГТД потужністю 4 – 32 МВт із одно- і багатокаскадними ВК. ТКА є енерготехнологічними системами, робочий процес яких супроводжується складними фізико-хімічними перетвореннями. В агрегатах відбувається перетворення хімічної енергії п.г. у механічну енергію привода, очищення, компримування й охолодження п.г. При цьому показники ефективності основних енергоперетворюючих систем (ГТД, ВК) відрізняються по фізичній сутності і мають принципові відмінності.

У нормативній документації інтегральні критерії оцінки ефективності ТКА, як енерготехнологічної системи, відсутні, а його енергетична ефективність оцінюється на основі окремих показників: ефективного ККД ГТД, політропного ККД ВК і масових витрат п.г. в агрегаті. Ці показники малопридатні при проектуванні й порівняльному аналізі ефективності ЕТС агрегата, а також при виборі спільних режимів роботи ГТД і ВК із урахуванням роботи інших систем агрегата.

З урахуванням особливостей робочого процесу газотурбінних ТКА доцільним є застосування системного підходу до його аналізу і вибору показників ефективності на основі ексергетичного методу. Такий підхід дозволяє: аналізувати ефективність блоково-комплектних ТКА як енерготехнологічної системи, визначати його системну характеристику й оптимальні режими роботи, вплив основних і допоміжних систем на ефективність агрегата, узгодити характеристики ГТД і ВК на стадії проектування із метою досягнення найбільшої економічності при роботі агрегата.

При виконанні даного дослідження використаний внесок у розвиток ексергетичного методу аналізу таких учених як В. М. Бродянский, Д. П. Гохштейн, Т. В. Морозюк, Дж. Тсатсароніс, Я. Шаргут та інших. Використані також результати досліджень ефективності газотурбінних ТКА, термотрансформаторів, компресорних і дизельних установок, представлених у публікаціях таких авторів як: В. Є. Євдокимов, В. І. Євченко, В. П. Парафійник, І. І. Петухов, С. Г. Соколов, О. В. Тарасов, В. О. Тарасова, С. Д. Фролов, Д. Х. Харлампіді, В. М. Чобенко, а також інших фахівців ПАТ «Сумське НВО», ІПМаш ім. А. М. Підгорного НАНУ та кафедри аерокосмічної теплотехніки НАКУ-«ХАІ» ім. М. Є. Жуковського.

Однак у відомих роботах не в повному обсязі розглядалася робота ТКА як енерготехнологічної системи, що потребує комплексного термодинамічного аналізу та не аналізувалися ЕТС агрегатів. Питання вибору спільних оптимальних режимів роботи ГТД і ВК не досліджувалося, також як не вивчався вплив ВК і ГТД на системну характеристику агрегата.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційне дослідження проводилося в рамках програм Енергетичної стратегії України на період 2010 – 35 р.р. "Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність", а також відповідно до планів НДР і ДКР у СМНВО: «Створення ряду модельних ступенів підвищеної ефективності для відцентрових компресорів» (2013 р., № 84005039), «Створення високоефективного відцентрового компресора з осерадіальним робочим колесом для ГПА потужністю 32 МВт» (2013 р., № 84005037).

Мета і завдання дослідження.

Метою дослідження є розвиток науково-методичних основ системного аналізу ефективності робочого процесу блоково-комплектних ТКА з використанням методів ексергетичного аналізу ЕТС агрегатів; удосконалення методики узгодження характеристик ГТП і ВК для досягнення оптимальних режимів роботи агрегата, виходячи з особливостей газодинамічної характеристики ВК і системної характеристики ТКА; вирішення практичних

завдань щодо вдосконалення конструкції агрегата на основі результатів термодинамічного аналізу його робочого процесу. Для досягнення поставленої мети в дисертаційній роботі необхідно вирішити наступні завдання:

- удосконалити методику термодинамічного аналізу робочого процесу ТКА, як складної енергоперетворюючої системи, уточнити аналітичні залежності для визначення ексергетичних ККД різних елементів у складі ТКА;

- виконати верифікацію розрахункової моделі робочого процесу ТКА на основі системного підходу з використанням результатів випробувань агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45;

- виконати аналіз впливу геометричних і газодинамічних характеристик ВК на системну характеристику ТКА з метою досягнення оптимального режиму його роботи з урахуванням обмежень, що виникають при існуючій конструкції ГТД;

- обґрунтувати методику вибору енерготехнологічної схеми дотискувального агрегату на основі функціонально-ексергетичного підходу і даних вартості життєвого циклу;

- виконати аналіз термодинамічної та паливної ефективності газотурбінних ТКА потужністю 6,3 – 32 МВт у широкому діапазоні робочих параметрів, у т.ч. при зміні кліматичних умов експлуатації;

- сформулювати рекомендації з удосконалення процесу проектування ТКА.

Об'єкт дослідження – робочий процес і режими роботи ВК і ТКА газової промисловості для лінійних і дотискувальних КС при їхньому функціонуванні в широкому діапазоні робочих параметрів.

Предмет дослідження – показники термодинамічної досконалості блоково-комплектних газотурбінних компресорних агрегатів МГ, які створюються на основі ВК.

Методи дослідження: термодинамічний аналіз системних характеристик ВК і ТКА з використанням функціонального й функціонально-

ексергетичного підходів до оцінки ефективності агрегата; розрахунковий аналіз ефективності робочого процесу ТКА з використанням сучасних розрахункових засобів; експериментальний метод оцінки ефективності агрегата і його систем.

Наукова новизна отриманих результатів.

Виконані в дисертаційній роботі дослідження дозволили отримати нові наукові результати в сфері газотранспортного машинобудування, що створюється на основі турбомашин:

- отримала розвиток методика термодинамічного аналізу робочого процесу ТКА природного газу, як складної енерготехнологічної системи з використанням ексергетичного підходу; вперше у вітчизняній літературі газотурбінний агрегат детально розглядався як складна термодинамічна система, на інтегральний ККД якої впливають не тільки ВК і ГТД, а й інші елементи в її складі: система охолодження, мастильна і утилізаційна система теплоти вихлопних газів агрегата, ущільнюючі системи роторів ВК різного типу та інше;

- на основі результатів системного термодинамічного аналізу створені наукові основи та сформульовані методичні підходи для вибору найбільш ефективних ЕТС агрегатів з використанням термодинамічних та техніко-економічних показників;

- розроблено підхід до вибору геометричних характеристик проточної частини ВК з метою одержання найбільш доцільних системних характеристик ТКА при наявності обмежень, що визначаються характеристиками існуючих конструкцій ГТД;

- на основі функціонального та функціонально-ексергетичного підходів до побудови та аналізу системної характеристики ТКА запропоновано новий підхід до вибору сумісних режимів роботи ВК і ГТД у складі ТКА природного газу;

- отримано новий критерій оцінки інтегральної ефективності ТКА – коефіцієнт витрат паливного газу, який дає можливість пов'язати

продуктивність ТКА, його економічність по витратах палива та геометричні характеристики ПЧ газового компресора, тобто його газодинамічні характеристики, що важливо на стадії передпроектних НДР по створенню нових високоефективних ВК і ТКА.

Практичне значення отриманих результатів.

У роботі на основі системного аналізу робочого процесу блоково-комплектних ТКА для ЛКС і ДКС одержані нові дані, що дозволяють аналізувати ЕТС агрегатів, визначати вимоги до розробки ПЧ компресора і виявляти можливості досягнення оптимальних режимів роботи агрегата. З'явилася можливість оцінити ступінь погодженості характеристик ГТД і ВК, а також визначати показники паливної ефективності агрегата на стадії виконання передпроектних НДР. У сукупності це дозволяє оцінювати ефективність нових проектних і конструкторських рішень по вдосконаленню ТКА та розробити рекомендації по зниженню енергозатратності робочого процесу ТКА, а також покращенню організації процесу НДР і ДКР на передпроектній стадії робіт.

Основні результати виконаних досліджень були використані в СМНВО при виборі основних технічних рішень при проектуванні ВК перспективного агрегата потужністю 32 МВт. Результати дисертаційної роботи використовуються в навчальному процесі кафедри технічної теплофізики СумДУ при вивченні студентами навчальної дисципліни «Турбокомпресорні установки з газотурбінним приводом». Використання результатів підтверджується відповідними актами (додаток А).

Особистий внесок здобувача.

Всі основні наукові результати дисертаційної роботи отримані безпосередньо здобувачем [1 – 15]. У роботах, опублікованих у співавторстві, авторів належать дані про результати:

- газодинамічних розрахунків ВК із різними геометричними параметрами ПЧ; визначення інтегральної ефективності ЕТС агрегатів і їх аналізу [1, 2];

- розрахункового обґрунтування доцільності застосування газотурбінного привода ВК для агрегатів ЛКС у складі перспективної конструкції агрегата типу ГПА-Ц-12А потужністю 12 МВт [3];

- розрахункового аналізу схем ВК потужністю 32 МВт із різним типом опор і ущільнень роторної системи на основі матеріального, потужнісного та ексергетичного балансів, а також дані ексергетичного аналізу ефективності ВК різного типу [4, 13];

- порівняльного термодинамічного аналізу ефективності дотискувального ТКА з одно- і двокаскадним ВК і аналізу отриманих розрахункових даних [5, 6];

- термодинамічного аналізу ефективності блоково-комплектних агрегатів на основі розрахункових і експериментальних характеристик систем агрегата типу ГПА-Ц-6,3А потужністю 6,3 МВт [7 – 10, 12, 15];

- аналізу основних результатів робіт по вибору сумісних режимів роботи ГТД і ВК при створенні блоково-комплектних ТКА різного призначення [11, 14].

Апробація результатів роботи.

Основні положення й результати дисертаційного дослідження доповідалися й обговорювалися на наступних конференціях: 6-й МНТК "Молодь в авіації: нові рішення і передові технології" (Україна, Запоріжжя-Алушта, 22 – 24 травня 2012 р.); МНТК молодих вчених і студентів "Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії – 2012" (Україна, Івано-Франківськ, 5 – 7 листопада 2012 р.); IX МНТК «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (Україна, Одеса, 10 – 12 вересня 2013 р.); XV і XVI МНТК з компресоробудування (Росія, Казань 19 – 20 липня 2011 р; С.-Петербург, 23 – 25 вересня 2014 р.); III Всеукраїнській міжвузівській

науково-технічній конференції (Україна, Суми, 22 – 25 квітня 2014 р.); Міжнародні молодіжні науково-технічні читання ім. О. Ф. Можайського (Україна, Запоріжжя–Приморськ, 15 – 17 травня 2018 р.).

Публікації.

Основні результати дисертації викладено у 15 друкованих працях: 6 статей у спеціалізованих фахових виданнях, що затверджені МОН України, 1 стаття в іноземному журналі, 3 публікації у матеріалах конференцій, а також 5 статей у наукових журналах України.

Структура дисертації

Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел, 13 додатків. Повний обсяг роботи становить 233 сторінки, у тому числі: 126 сторінок основного тексту, 70 рисунків, з яких 23 на окремих аркушах, 13 таблиця по тексту, список використаних джерел з 99 найменувань на 13 сторінках.

РОЗДІЛ 1

БЛОКОВО-КОМПЛЕКТНІ ТУРБОКОМПРЕСОРНІ АГРЕГАТИ ТИПУ ГПА-Ц ДЛЯ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ

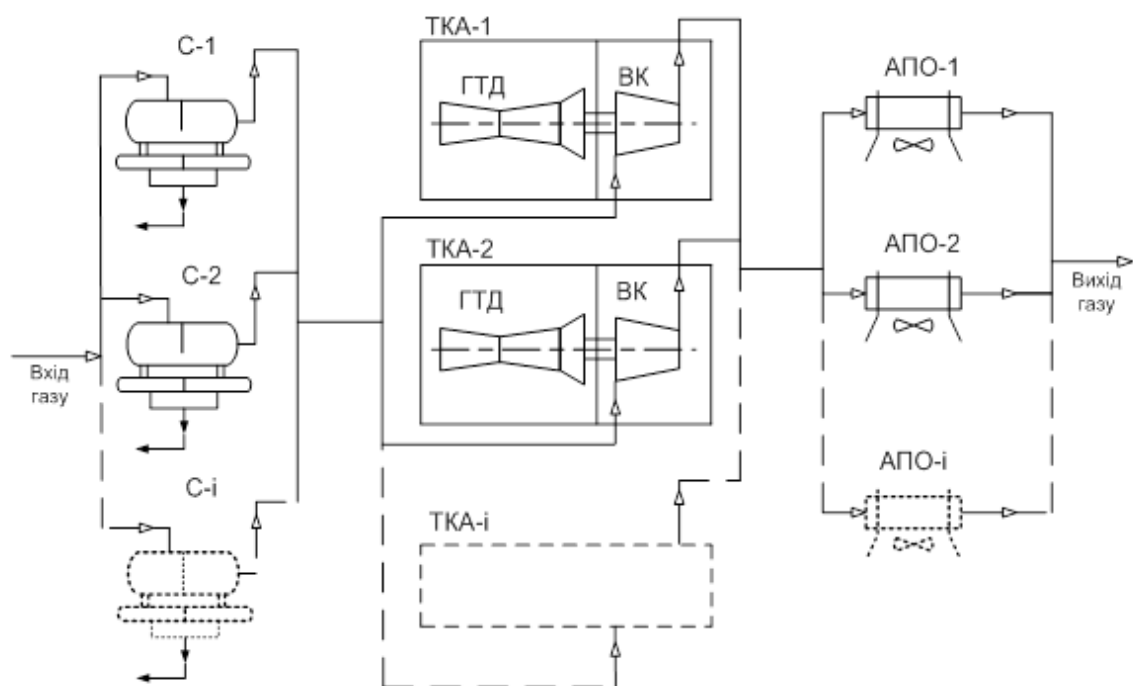
Основою спеціалізації СМНВО є блоково-комплектні ТКА і ТКУ, що дозволяють створювати КС різного призначення для газової й нафтової промисловості.

У системах транспорту п.г. по МГ ключову роль займають ЛКС і ДКС, які створюються на основі компресорного устаткування різного типу. Основне енерготехнологічне устаткування, що встановлене на КС, забезпечує очищення, компримування та охолодження п.г. до заданих технологічних параметрів перед подачею газу в МГ.

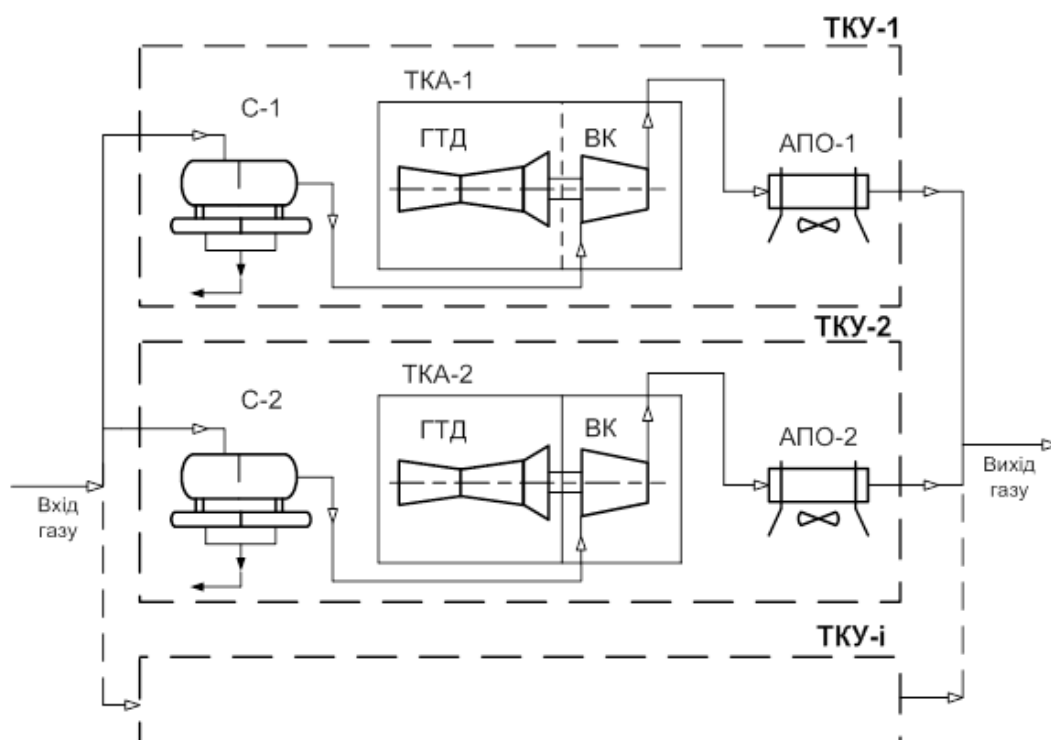
Як відомо, ЛКС і ДКС, виходячи з особливостей компоновання блоково-комплектного устаткування, створюються на основі колекторної (рис. 1.1, а) або лінійної компоновальних схем його розміщення на площадці КС (рис. 1.1, б) [16 – 18].

Колекторна компоновальна схема реалізується на основі ТКА контейнерного та ангарного виконань зі змішаним компонованням основного технологічного устаткування на КС, а лінійна компоновальна схема ТКУ на основі ТКА має у своєму складі весь набір необхідного технологічного устаткування.

Як видно з рис. 1.1, до основного технологічного устаткування КС належать: установка очищення п.г., що створюється на основі пиловловлювачів різного типу або фільтрів-сепараторів (рис. 1.1, а, б), які забезпечують очищення газу від механічних часток і краплинної вологи; система компримування на основі ТКА (ГПА) з ВК і конвертованим ГТД, а також система охолодження газу, що створюється на основі АПО різного типу. Допоміжними системами технологічного устаткування блоково-комплектних



а



б

Рис. 1.1. Принципова технологічна схема лінійної або дотискувальної КС природного газу з різними компоновальними схемами устаткування:
 а – колекторна; б – лінійна; С-1, 2...І – фільтр-сепаратор; ГПА-1, 2...і – газоперекачувальний агрегат; АПО-1, 2...і – апарати повітряного охолодження в системі охолодження газу КС або блоково-комплектної КУ

ТКА є: трубна обв'язка і арматура, САУ і Р агрегатів, система очищення та регенерації мастила та інше устаткування.

При створенні сучасних ТКА (ГПА) для транспорту п.г. по МГ основними факторами, що впливають на його конструктивні та експлуатаційні характеристики, є [19]: тип КС, у складі яких повинен експлуатуватися агрегат, а також кліматичні умови його роботи; компоновальна схема агрегата (блоково-контейнерне або ангарне виконання із блоково-модульним компонованням устаткування); технологічні параметри і конструкція ВК; тип і конструкція ГТД; наявність утилізатора теплоти в.г.; вимоги по надійності і рівню автоматизації, екологічності, транспортабельності і ремонтпридатності. У процесі створення агрегату зазначені фактори відображаються при розрахунку кількості корпусів (каскадів) стиснення ВК; визначенні необхідності застосування проміжного охолодження; виборі типу ГТД, а також при конструюванні допоміжних систем ВК, ГТД і агрегата, у т.ч. САУ і Р, а також системи очищення газу на вході КС.

Вибір і узгодження режимів роботи основних систем ТКА виконується на стадії проектування принципової ЕТС агрегату й оцінці його ефективності з використанням різних системних показників, в т.ч. вартості життєвого циклу.

1.1 Турбокомпресорні агрегати на основі відцентрових компресорів і газотурбінного приводу для КС газової промисловості

Блоково-комплектні турбокомпресорні (газоперекачуючі) агрегати п.г. – складний комплекс систем, що забезпечують реалізацію процесів: перетворення хімічної енергії п.г. в теплову й механічну енергію; перетворення механічної енергії привода в потенційну енергію стисненого газу; його охолодження; утилізацію теплоти в.г. ГТП і т.д. Слід відмітити, що зазначені енерготехнологічні процеси, які реалізуються в системах агрегата,

не тільки визначають склад устаткування, але й мають вирішальний вплив на конструктивний вигляд і компоновальну схему агрегата.

Склад устаткування блоково-комплектних агрегатів конструкції СМНВО з однокорпусним (однокаскадним) ВК для ТКА лінійної або дотискувальної КС представлений на рис. 1.2, а для ДКС із 2^x-корпусним ВК на рис. 1.3. Слід мати на увазі, що структура агрегатних систем на рис. 1.2 і 1.3 представлена не за конструктивними, а за функціональними ознаками.

На основі технологічного устаткування, яке представлено на рис. 1.2 і 1.3, з використанням ВК і конвертованих ГТД створюються агрегати не тільки блоково-контейнерного, а й ангарного типів. Експлуатуються також ТКА з ГТД промислового типу, у складі яких застосовується технологічне устаткування в блоково-модульному виконанні, що проектується для таких КС у процесі їхньої реконструкції.

До основних енерготехнологічних систем блоково-комплектних агрегатів належать ВК п.г., а також ГТП, який створюється на основі ГТД із повітряприймальним і вихлопним трактами. Допоміжними системами є: елементи технологічного контуру ВК з арматурою; паливна система ГТД; мастильна система, системи електро- і теплопостачання агрегату; САУ і Р; пожежогасіння, а також система УТВГ для реалізації теплофікаційного циклу.

У випадку застосування двокаскадного компресора для агрегатів ДКС у складі ВК застосовується система проміжного охолодження п.г., яка створюється на основі АПО, а також сепарації з використанням сепараторів різного типу.

Як видно з наведених даних на рис. 1.2 і 1.3, принципова конструктивна відмінність агрегатів для ЛКС і ДКС полягає в конструкції ВК. Конструкція ГТП для агрегатів різного призначення відмінностей не має.

Блоково-комплектні агрегати як контейнерного, так і ангарного виконання характеризуються різноманітністю компоновальних схем (рис. 1.4 – 1.6). Зокрема, для агрегата контейнерного виконання, як показано на рис. 1.4, 1.5, вихлопна шахта агрегата і УТВГ (при його наявності) розміщуються на даху турбоблока («прямоточна» схема). Таке компоновання

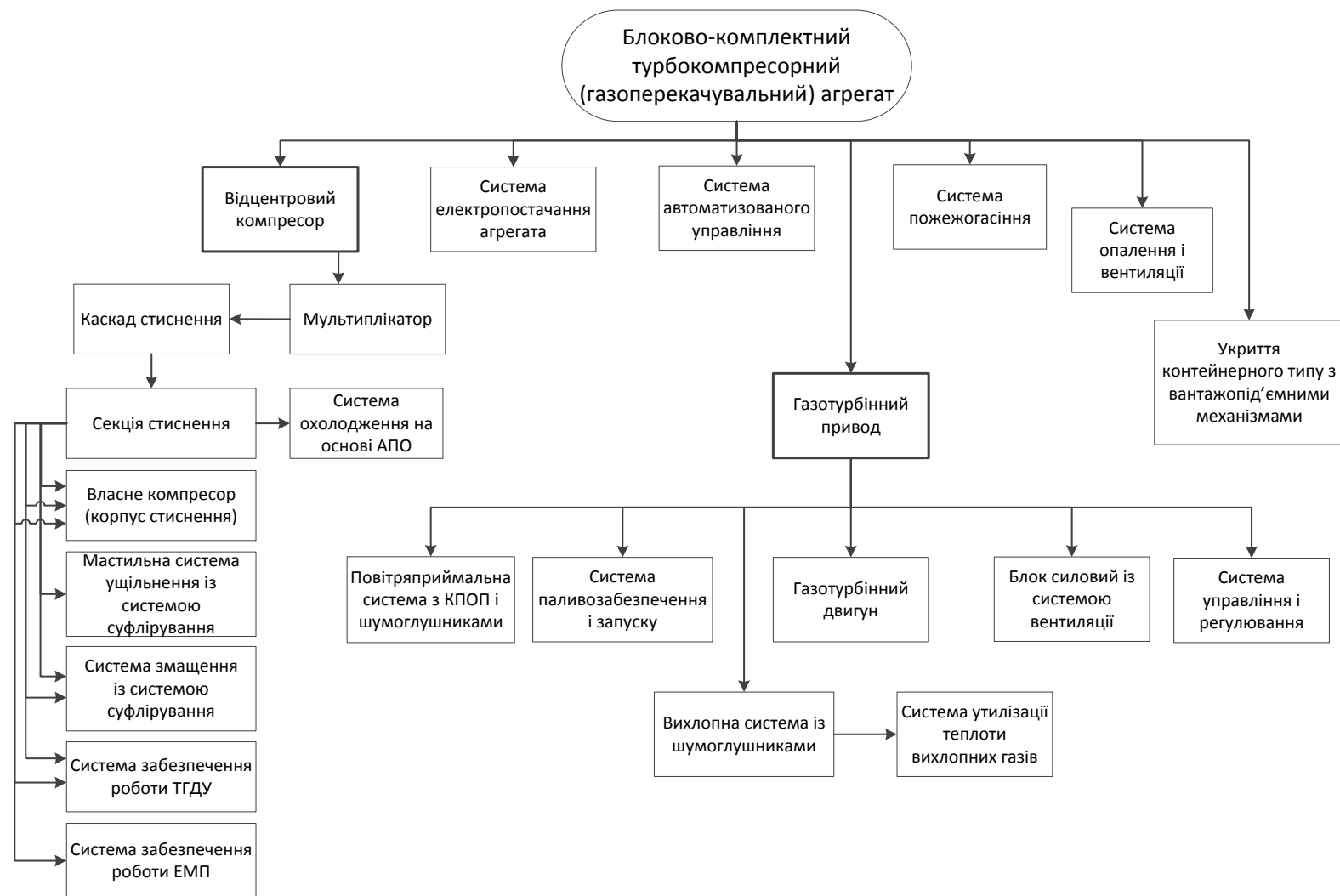


Рис. 1.2. Структура устаткування у складі агрегату, який створюється на основі однокаскадного ВК природного газу для ЛКС або ДКС

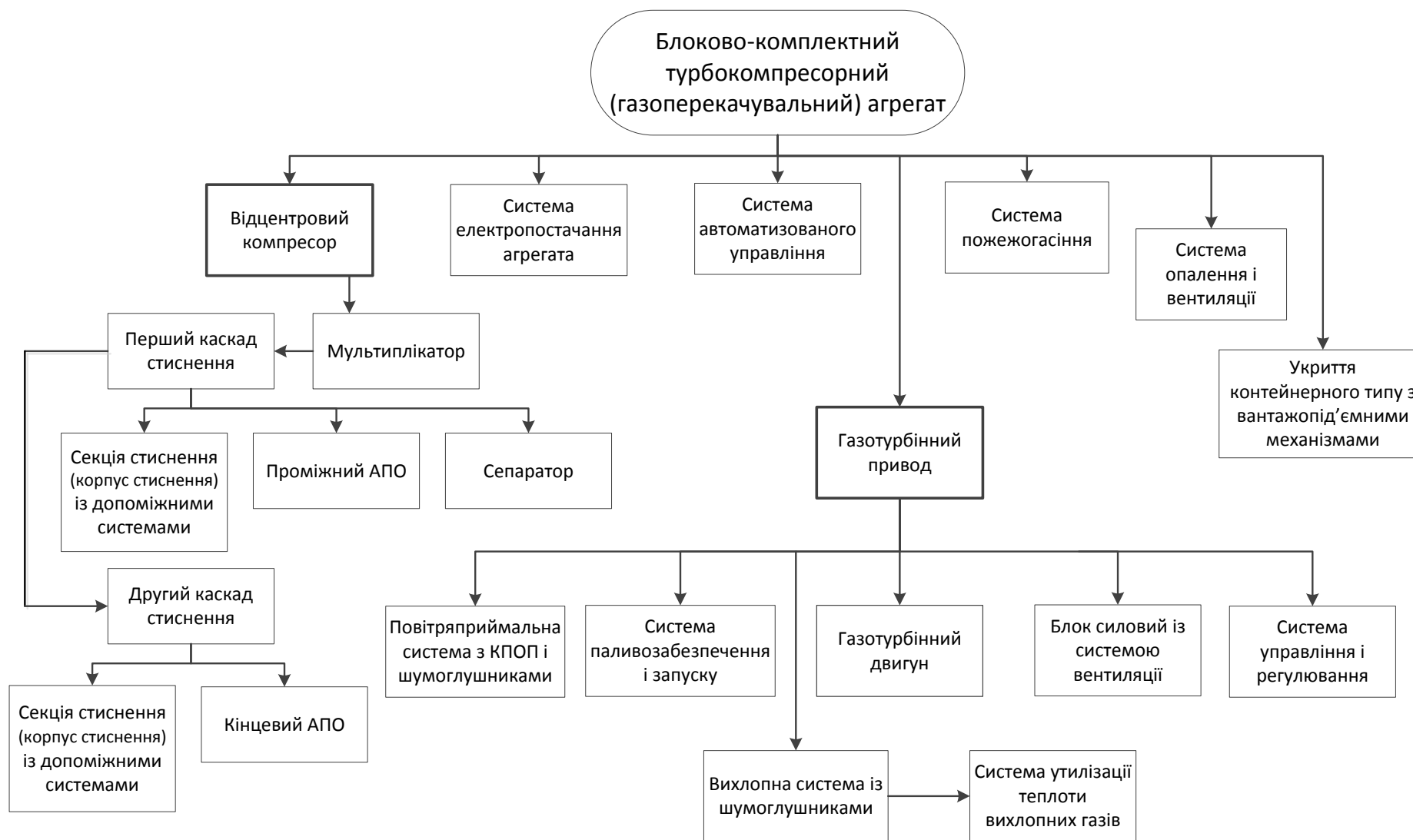


Рис. 1.3. Структура устаткування у складі агрегату, який створюється на основі двокаскадного ВК природного газу для ДКС

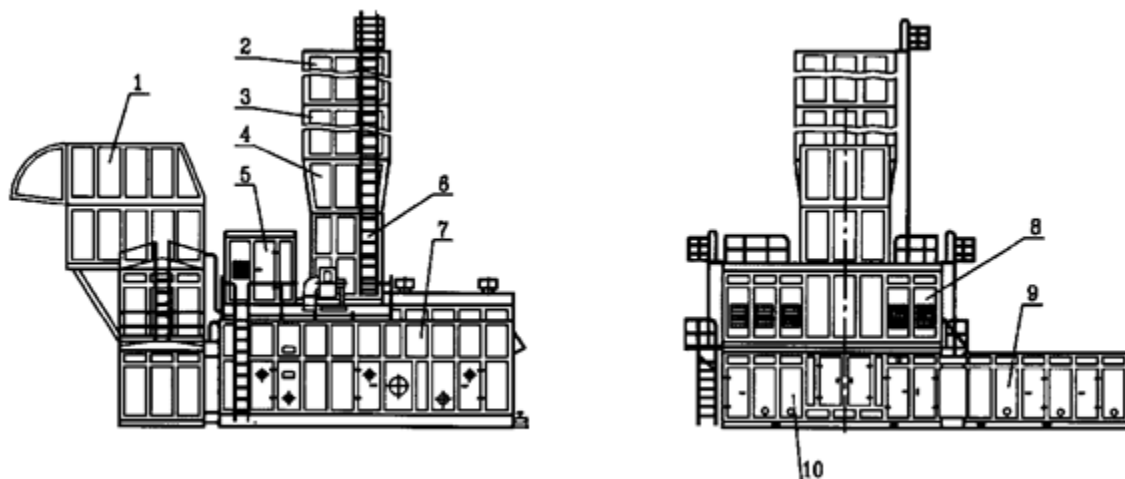


Рис. 1.4. Загальний вигляд агрегата типу ГПА-Ц-6,3А: 1 – двохступінчастий КПОП; 2 – проставка; 3 – шумоглушник; 4 – перехідник; 5 – блок вентиляції; 6 – пристрій вихлопний; 7 – турбоблок; 8 – БМО; 9 – блок автоматики; 10 – блок систем забезпечення

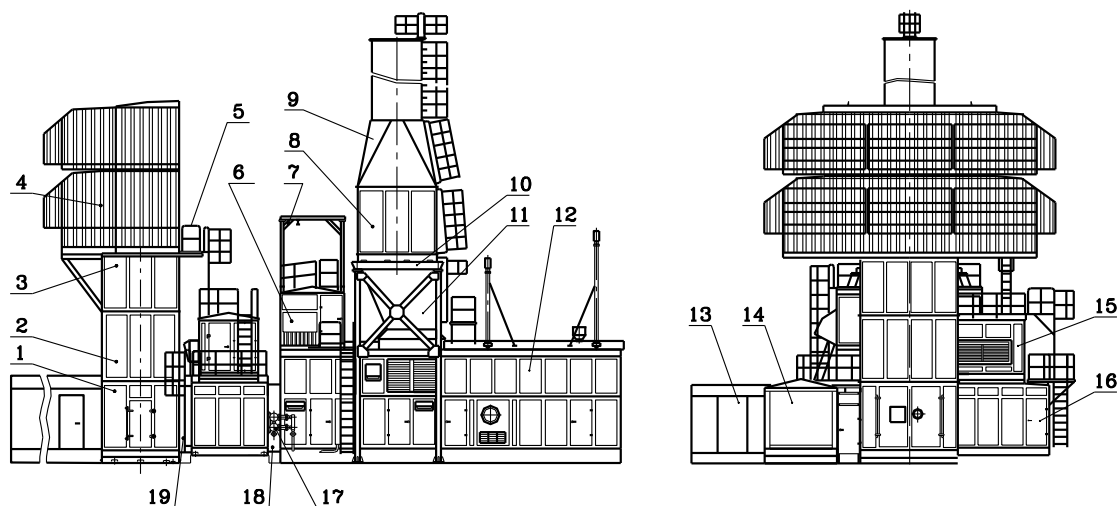


Рис. 1.5. Загальний вигляд блоково-комплектного агрегату ГПА-Ц1-16С/76-1,44М контейнерного виконання: 1 – камера всмоктування; 2 – шумоглушник; 3 – проставка; 4 – КПОП; 5 – майданчик обслуговування; 6 – блок вентиляції; 7 – пристрій для монтажу вентилятора; 8 – шумоглушник вихлопу; 9 – труба вихлопна; 10 – опора; 11 – дифузор; 12 – турбоблок; 13 – контейнер блоку промивання ГВТ; 14 – блок САУ і Р; 15 – установка БМО; 16 – блок систем забезпечення; 17 – блок фільтрів п.г.; 18,19 – перехідник

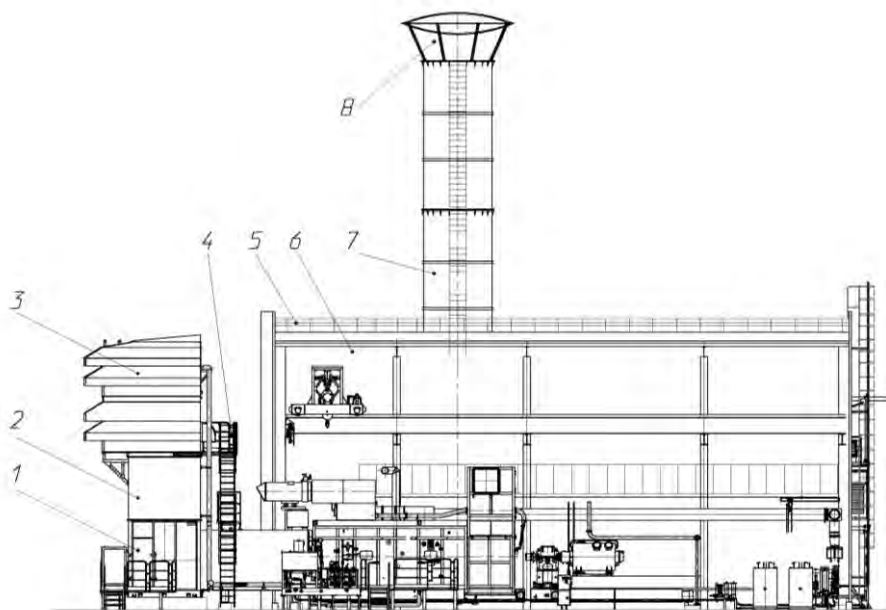


Рис. 1.6. Загальний вигляд блоково-комплектного агрегату ГПА-Ц-25СД/0,58-5,5М1 в ангарному виконанні: 1 – камера всмоктування; 2 – шумоглушник всмоктування з опорою; 3 – КПОП; 4, 5 – майданчик обслуговування; 6 – індивідуальне укриття; 7 – вихлопний тракт; 8 – парасоля над вихлопною трубою

агрегата забезпечує мінімальний крок агрегатів на площадці КС і, відповідно, мінімальний її розмір. Дана компоновальна схема ГТП використовується для проектування агрегатів у СМНВО, «НВО Іскра» (м. Перм, Росія), ВАТ «КМПО» (м. Казань, Росія) і інших фірмах-виробниках [19 – 24].

Застосовується також схема ГТП і, відповідно, ТКА з бічним розташуванням вихлопного тракту при компонуванні агрегата в укритті (ангарі) (рис. 1.6). Вихлопний тракт ГТП при цьому комплектується окремо розташованою вихлопною шахтою з горизонтальним розташуванням газоходу. Турбоблок агрегата оснащується вихлопним завитком з бічним розташуванням стикувальних фланців. Така конструкція ВС забезпечує задовільні екологічні характеристики КС у районі її розміщення та зручні умови експлуатації системи УТВГ та іншого устаткування, яке розміщено в ангарі.

Недоліками такої конструкції ВС привода в порівнянні з «прямоточною» схемою є збільшені масогабаритні характеристики й крок розміщення

агрегатів на КС. У зв'язку із цим збільшуються розміри майданчика КС. Збільшуються також гідравлічні втрати на вихлопі, що призводить до додаткових витрат п.г. при роботі ГТД.

Переважає застосування в регіонах з помірним кліматом мають ТКА з розміщенням вихлопної шахти на даху турбоблока (рис. 1.4, 1.5). У північних районах, а також для реконструйованих КС на основі агрегатів з ГТП промислового типу поширені ТКА із блоково-модульним устаткуванням, що розміщується в ангарах або капітальних будівлях (при використанні частини устаткування наявного в складі КС, що реконструюється).

Склад блоків-модулів агрегата типу ГПА-Ц типової конструкції при її контейнерному виконанні представлений на рис. 1.7.

Реалізація енерготехнологічних процесів у ТКА, як буде показано нижче, здійснюється при різних значеннях кінцевого тиску й потужності компресора. Для ЛКС агрегати створюються, як правило, з використанням однокорпусних ВК, що забезпечують $P_K \leq 12$ МПа в широкому діапазоні відношення тисків $\pi_K = 1,25 - 1,7$ [25, 26]. Відцентрові компресори для агрегатів ДКС можуть мати мультиплікатор при однокаскадному стисненні (рис. 1.2) або виконуватися із двокаскадним стисненням (рис. 1.3). При цьому у складі першого каскаду стиснення, крім корпусу стиснення та АПО, є проміжний сепаратор, призначений для уловлювання вологи, що сконденсувалася при охолодженні.

Привод агрегатів створюється на основі конвертованих ГТД авіаційного й суднового типу, створені підприємствами двигунобудування, потужністю 4,0; 6,3 (8); 10 (12,5); 16; 25; 32 МВт із допоміжними системами конструкції СКБ СМНВО. Створені також ТКА різного типу із застосуванням електродвигунів потужністю 0,18 – 8 МВт.

Слід зазначити, що сучасні конструкції ТКА є результатом тривалого розвитку цього типу устаткування [18, 27 – 33]. Як відомо, у СРСР у ХХ столітті широке застосування ТКА із ГТД промислового типу почалося в 60-і р.р., хоча перші ТКА такого типу ще раніше були створені в США та інших країнах [34].

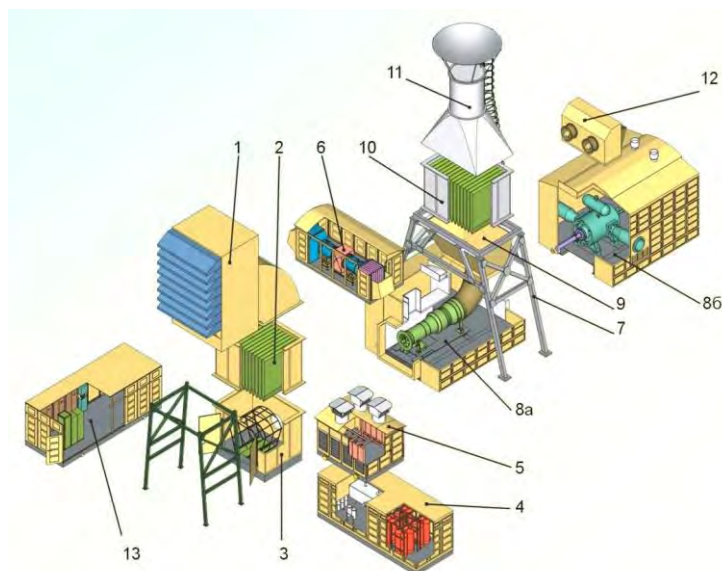


Рис. 1.7. Склад блоків-модулів ТКА типу ГПА-Ц контейнерного виконання:
 1 – КПОП; 2 – шумоглушники всмоктувального тракту; 3 – всмоктувальна камера; 4 – блок систем забезпечення; 5 – блок мастило охолодження ГТД;
 6 – блок вентиляції; 7 – опора вихлопної шахти; 8а – турбоблок (відсік двигуна); 8б – турбоблок (відсік ВК); 9 – дифузор; 10 – шумоглушник вихлопу; 11 – труба вихлопу з перехідником; 12 – блок мастилоохолодження ВК; 13 – блок автоматики

Агрегати створювалися з низьконапінними й повнонапінними ВК, що забезпечують відношення тисків $\pi_K = 1,21 - 1,44$ при потужності $N = 4,0 - 25,0$ МВт і більше. До таких агрегатів, які й дотепер застосовуються у вітчизняній практиці, відносяться ТКА типу ГТ-700-5, ГТ-750-6, ГТК-10-4, ГТК-25 виробництва ПО "Невський завод" (м. С.-Петербург, Росія); ГТ-6-750, ГТН-6, ГТН-16, ГТН-25 – "Уральського ТМЗ" (м. Єкатеринбург, Росія) [12]. Досить широке застосування у вітчизняній газовій промисловості мають також імпортні ТКА різних фірм [28].

На основі агрегатів зазначеного типу створювалися КС ГП із розміщенням устаткування в капітальних будівлях або в укриттях індустріального типу. Основні технічні характеристики деяких ТКА із ГТД промислового, а також першого покоління двигунів суднового й авіаційного типів представлені в табл. 1.1.

Створення і освоєння масового виробництва ТКА в блоково-комплектному виконанні – велике досягнення українського машинобудування в 70^x–80^x р.р. минулого століття. До них належать агрегати типу ГПА-Ц-6,3 конструкції СКБ-К (м. Казань, Росія); типу ГПА-Ц-6,3М, ГПА-Ц-6,3С, ГПА-Ц-6,3А і ГПА-Ц-16 конструкції Сумської філії СКБ ТХМ [29, 33], а також інші модифікації агрегатів різного призначення, що створені в СМНВО [19, 29 – 34]. Основні характеристики деяких модифікацій агрегатів потужністю 6,3 – 25 МВт, створених СМНВО, а також підприємствами Росії представлені в табл. 1.2 і додатку В.

Слід зазначити, що найбільше поширення в ГТС України для ЛКС одержали агрегати різного типу потужністю 6,3; 10; 16 МВт із $P_K = 5,49$ і 7,45 МПа та $\pi_K = 1,44 - 1,45$.

Блоково-комплектні агрегати для газової й нафтової промисловості випускаються різними фірмами США, Великобританії, Японії, Італії, Німеччини й інших країн, а також України та декількома підприємствами Росії, які освоїли виробництво агрегатів типу ГПА-Ц в останнє десятиліття з урахуванням досвіду їх виробництва в СМНВО, як колишнього підприємства-монополіста цього устаткування в СРСР.

Блоково-комплектні агрегати характеризуються економічністю, компактністю, високим рівнем заводської готовності блоків-модулів та автоматизації робочого процесу. Це забезпечує: зниження металоємності; високий рівень транспортабельності; скорочення термінів будівництва КС за рахунок скорочення термінів виконання монтажних робіт; високу якість ремонту ГТД на підприємстві-виробнику. У той же час блоково-комплектні ТКА, що створюються на основі конвертованих ГТД вітчизняного виробництва, мають і ряд недоліків: недостатньо високий ресурс ГТД і рівень ремонтпридатності в умовах КС; невідповідність, у ряді випадків, екологічних характеристик вимогам нормативної документації. Усунення зазначених недоліків можливе при подальшому розвитку принципів

Таблиця 1.1

Основні технічні показники деяких конструкцій ТКА, що експлуатуються у складі ГТС України й Росії [17, 27, 28, 34]

Показник	Тип агрегату					
	ГТН-6	ГТК-10-4	ГПУ-10*	ГТК-10I**	ГПА-Ц-6,3	ГПА-Ц-16
1	2	3	4	5	6	7
Розробник (підприємство-виробник)	УТМЗ	ВАТ "НЗЛ"	ДП "Зоря"- "Машпроект", УЗГТМ	General Electric	СМНВО	СМНВО
Рік освоєння виробництва	1976	1973	1979	1972	1974	1982
Номінальна потужність, МВт	6,3	10,0	10,0	10,3	6,3	16,0
Частота обертання, об/хв	6200	5300	4800	6500	8200	5300
Тип компресора	Н-6-56-2	370-18-1	370-18-1	PCL-802-24***	НЦГ-6,3/56	НЦ-16/76-1,44
Продуктивність, млн.м ³ /доба	20,0	36,0	36,0	17,6	10,7	33,25
Відношення тисків	1,24	1,23	1,23-1,44	1,49	1,45	1,44
Кінцевий тиск, МПа	5,49	7,45	7,45	7,45	5,49	7,45
Політропний ККД ВК, %	84	85	85,5	83	83	83
Ефективний ККД двигуна (ISO), %	24	29	27,5	25,9	24 – 26	29,5 – 35
Номінальна витрата палива, м ³ /год	2730	3600	3860	4150	2910	6100

Примітки: *Складання агрегата з нагнітачем 370-18-1 (ВАТ «Невський завод» м. Ленінград) і двигуном ДР59 (Південнотурбінний завод, м. Миколаїв) виконувалось на «УЗГТМ» (м. Ужгород).

** По документації фірми —General Electric” (США) агрегати на КС України й Росії постачали фірми «Hitachi» (Японія), AEG-Kanis (Німеччина), Nuovo Pignone (Італія) та інші.

*** Фірма Nuovo Pignone (Італія)

Таблиця 1.2

Основні технічні показники блоково-комплектних ТКА, що створені на основі конвертованих ГТД [35]

Показник	ГПА-Ц- 6,3А/56-1,45	ГПА-Ц- 8А/56-1,7	ГПА-Ц- 10БД/56-1,44	ГПА-12 "Урал"	ГПА-Ц1- 163/76-1,44М	ГПА-16 "Урал"	ГПА-16 "Волга"	ГПА-Ц- 25СД/0,58- 5,5М1
Підприємство-виробник	СМНВО	СМНВО	СМНВО	НВО "Іскра"	СМНВО	НВО "Іскра"	"КМВО"	СМНВО
Рік освоєння виробництва	1997	2007	2006	1996	2006		2008	2007
Номінальна потужність, МВт	6,3	8,0	10,0	12,4	16,0	16,5	16,0	25,0
Частота обертання, об/хв	8200	8200	8100	6500	5200	5300	5200	7500
Тип компресора	6,3ГЦ2- 205/38-56А	8ГЦ2- 160/33-56	222ГЦ2- 290/39-56	НЦ12С/76	291ГЦ2- 385/53-76М	НЦ-16/56	291ГЦ2- 400/58-76М	3325ГЦ2- 650/6-56М12
Продуктивність, млн.нм ³ /доба	11,8	7,9	17,3	23,0	32,0	32,0	38,4	5,4
Відношення тисків	1,45	1,7	1,44	1,44	1,44	1,44	1,3	10,3
Кінцевий тиск, МПа	5,5	5,5	5,5	7,45	7,45	5,49	7,45	5,57
Політропний ККД ВК, %	82	80	84	83	85	86	84	79
Тип ГТД	Д-336-2	АІ-336-2-8	НК-14СТ-10	ГТУ-12П	ДГ90Л2.1	ГТУ-16П	ДГ90Л2.1	ДУ80Л1
Ефективний ККД двигуна, %	31	32,5	32,0	34,6	35,0	37,0	35,0	36,0
Ступінь підвищення тиску повітря	16,5	17,5	10,5	15,8	19,6	19,6	19,6	21,6
Температура газу перед турбіною, К	1296	1365	1350	1363	1348	1416	1348	1530
Температура газів на виході із двигуна, К	710	725	790	743	693	739	693	748

Конвертування базових авіаційних та суднових ГТД і створення на їхній основі високоресурсних промислових ГТД. Це можливо при використанні передових досягнень двигунобудування в галузі газотермодинаміки, матеріалознавства і технологій виробництва та впровадженні принципів конструювання газотурбінної техніки наземного використання.

1.2 Особливості конструкції турбокомпресорних агрегатів

1.2.1 Принципові енерготехнологічні схеми та основні параметри ТКА потужністю 6,3 – 32 МВт

Принципова ЕТС агрегатів для ЛКС із однокорпусним ВК та з мультиплікаторним приводом для ДКС, що створюються на основі ГТД авіаційного або суднового типу із простим робочим циклом потужністю 6,3 – 32 МВт, представлена на рис. 1.8. Схема ТКА для ДКС із двокаскадним ВК і мультиплікатором для приводу компресора, як найбільш загальний випадок, представлена на рис. 1.9. Слід зазначити, що більш розповсюдженою схемою двокаскадного ВК для дотискувальних ТКА є схема без мультиплікатора.

Як видно з рис. 1.8 і 1.9, робочі процеси в ТКА зводяться до наступної послідовності енерготехнологічних операцій: ц.п. з масовою витратою 32 – 120 кг/с (менші значення відносяться до ТКА потужністю 6,3 МВт; більші до 32 МВт) очищається, при необхідності підігрівається з використанням СПЦП у КПОП й надходить у двокаскадний ОК газогенератора ГТД, а потім у КЗ. Підготовка п.г. виконується у спеціальному блоці, де здійснюється його фільтрація й редукування до тиску $P=1,6 - 5$ МПа, а також підігрів до $T=303 - 329$ К. Підготовлений п.г. через дозатор двигуна подається в КЗ, де змішується із ц.п. і спалюється, утворюючи робочу суміш для турбін ГТД. Продукти згорання при температурі біля $T=1300 - 1400$ К ($1027 - 1127$ °С) подаються в турбіни ГГ і СТ. Із СТ в.г. надходять у вихлопний тракт, де може бути встановлена система УТВГ і через шумоглушник і вихлопну трубу

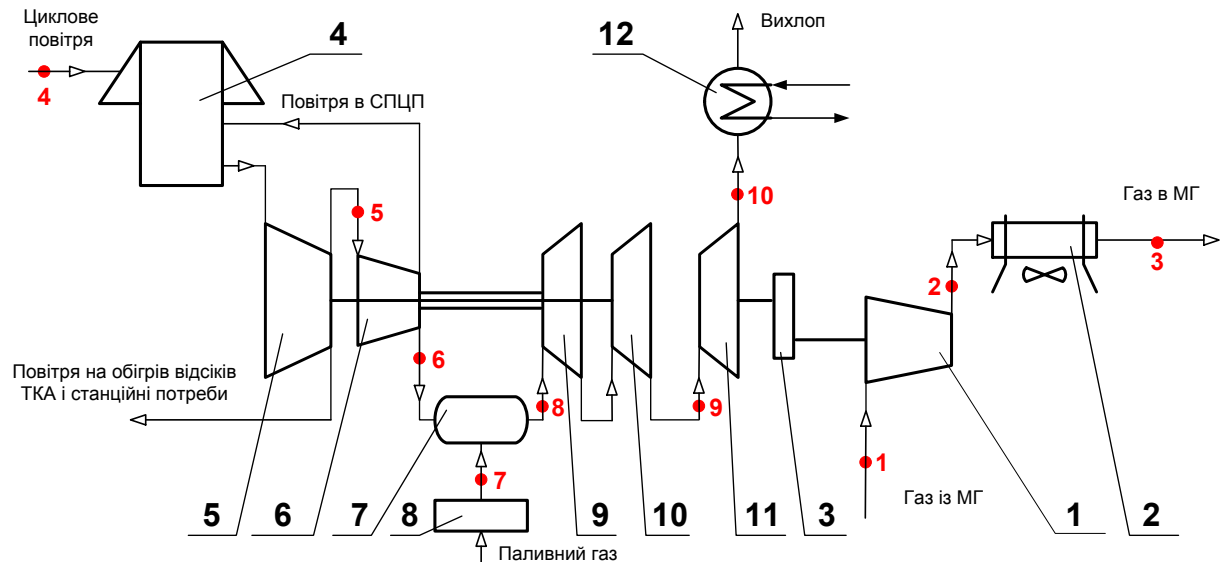


Рис. 1.8. Принципова ЕТС агрегату в складі ТКА ЛКС із однокаскадним ВК:
 1 – ССК; 2 – система охолодження на основі АПО; 3 – мультиплікатор; 4 – КПОП; 5 – КНТ ГГ; 6 – КВТ ГГ; 7 – КЗ двигуна; 8 – блок підготовки п.г.; 9 – ТВТ ГГ; 10 – ТНТ ГГ; 11 – СТ двигуна; 12 – утилізатор теплоти в.г.

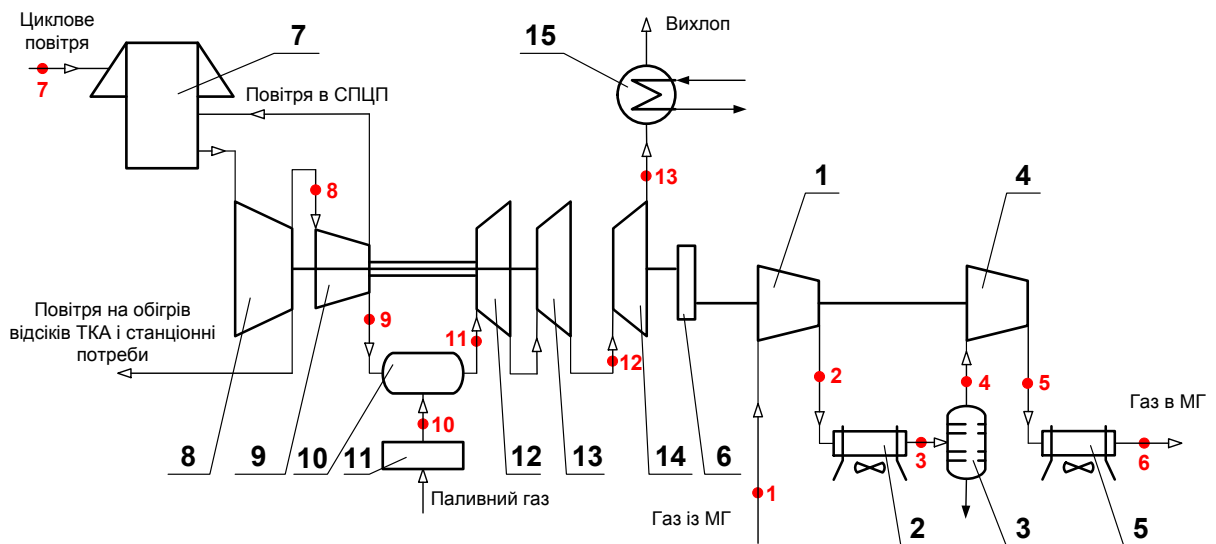


Рис. 1.9. Принципова ЕТС агрегату в складі ТКА ДКС із двохкаскадним ВК:
 1 – ССК першого каскаду; 2 – проміжний АПО; 3 – сепаратор; 4 – ССК другого каскаду; 5 – кінцевий АПО; інші позиції представлені на рис. 1.8

викидаються в навколишнє середовище. Компримування технологічного газу послідовно здійснюється в корпусах стиснення ВК і після охолодження надходить у МГ. При цьому за схемою, представленою на рис. 1.8, створюються агрегати як для ЛКС, так і для ДКС. Однак при створенні агрегатів для ЛКС, як правило, застосовується безмультіплікаторна схема. За схемою, представленої на рис. 1.9, можуть створюватися агрегати для ДКС.

Енерготехнологічні параметри у вузлових точках технологічного контуру (рис. 1.8, 1.9) для номінальних режимів деяких агрегатів п.г. представлені в табл. 1.3 – 1.6, а основні експлуатаційні характеристики агрегатів типу ГПА-Ц-6,3А (експериментальний зразок), ГПА-Ц1-16С і ГПА-Ц-25С на розрахунковому режимі представлені в табл. 1.7. Аналіз наведених даних показує, що режими роботи ТКА на КС досить різноманітні. Так, в агрегаті ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 (табл. 1.3) на вході в ВК тиск газу дорівнює 3,79 МПа, а температура 288 К; кінцевий тиск дорівнює 5,49 МПа при відношенні тисків 1,45. В агрегатах типу ГПА-Ц-16С/76-1,44 ВК забезпечує компримування газу до тиску 7,45 МПа при температурі 318 К і відношенні тисків 1,44. У складі агрегату ГПА-Ц-25СД/0,58-5,5М1 тиск газу на вході в першу секцію дорівнює 0,588 МПа, а температура 300 К. На нагнітанні другої секції досягається значення тиску 5,57 МПа, що відповідає сумарній величині $\pi_K = 10,3$. Охолодження газу на виході із КСК забезпечується в проміжному й кінцевому АПО (рис. 1.8).

На основі технологічних схем КС, наведених на рис. 1.1, і енерготехнологічних схем ТКА, представлених на рис. 1.8 і 1.9, у СМНВО створюються агрегати з різними робочими параметрами. Основні параметри деяких агрегатів, а також їх допоміжних, електроспоживчих систем представлені в табл. 1.7. Слід зазначити, що потужність, яка споживається допоміжними системами, приймається рівною номінальній потужності їх електродвигунів відповідно паспортним даним. Споживання енергії системами очищення і сепарації газу на вході в ТКА вимагає незначних витрат електричної потужності і може не враховуватися.

Таблиця 1.3

Основні параметри роботи агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45¹

Параметр	Числове значення параметра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тиск, МПа	3,79	5,49	5,46	0,1	0,39	1,63	2,35	1,55	0,28	0,11
Температура, К	288	323	313	288	438	691	288-323	1359	878	706
Масова продуктивність, кг/с	93	93	93	32	32	30,4	0,42	32,2	32,2	32,2

Таблиця 1.4

Основні параметри роботи агрегата ГПА-Ц-16С/76-1,44М¹

Параметр	Числове значення параметра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тиск, МПа	5,17	7,45	7,44	0,1	-	1,0	2,26-2,45	-	0,25	0,1
Температура, К	288	318	303	288	-	596	293	-	792	673
Масова продуктивність, кг/с	283	283	283	100	-	100	0,95	-	101	101

Таблиця 1.5

Основні параметри роботи агрегата ГПА-Ц-25СД/0,58-5,5М1¹

Параметр	Числове значення параметра												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Тиск, МПа	0,588	1,79	1,75	1,75	5,9	5,88	0,1	0,35	2,0	3,43	-	-	-
Температура, К	300	404	318	318	450	318	218-318	465	743	283-313	1508	-	753
Масова продуктивність, кг/с	45,2	45,2	45,2	45,2	45,2	45,2	85	85	85	1,47	87	-	87

Таблиця 1.6

Основні параметри роботи агрегата типу ГПА-Ц-32¹

Параметр	Числове значення параметра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тиск, МПа	5,52	7,45	-	0,1	-	-	-	-	-	-
Температура, К	288	313	-	288	-	-	-	-	-	-
Масова продуктивність, кг/с	638	638	-	104	-	-	-	-	-	-

¹ Параметри двигунів Д-336-1/2, ДГ90Л2, ДУ80Л і ДУ32 надані розробниками ГТД ДП «Івченко-Прогрес» (м. Запоріжжя), ДП «Зоря»-«Машпроект» (м. Миколаїв).

Таблиця 1.7

Основні технологічні параметри роботи ТКА, які створені на основі агрегатів типу ГПА-Ц

Показник		Стенд СМНВО	ЛКС «Павловська»	ЛКС «Найип»	ЛКС «Більче Волиця»	ДКС «Яро-Яхінська»
		ГПА-Ц-6,3А/56-1,45	ГПА-Ц-6,3А/76-1,45	ГПА-Ц-6,3А/56-1,45	ГПА-Ц-6,3А/41-1,45	ТКА-Ц-6,3А/1,75-7,6
Комерційна продуктивність ВК, млн.м ³ /доба		12,0				1,65
Тиск на вході (виході) у ВК, МПа		3,79 (5,45)	5,4 (7,45)	3,8 (5,45)	2,9 (4,1)	1,76 (7,68)
Потужність, що споживає ВК, МВт		6,3				5,45
Температура газу на вході в АПО, К (°С)		321				462,6 (+189,6)
Найменування ГТД		Д-336	НК-12СТ			Д-336-2Т
Параметри циклового повітря		G=32 кг/с; Тз.с.= 218...318 К	G=55 кг/с; Тз.с.= 218...318 К			G=32 кг/с; Тз.с.= 218...318 К
Параметри паливного газу		G _{max} =0,43 кг/с; Тп.г.= 293...333 К; Р=2,35 МПа	G _{max} =0,43 кг/с; Тп.г.= 293...333 К; Р=2,5 МПа			G _{max} =0,43 кг/с; Тп.г.= 293...333 К; Р=2,35 МПа
Відбір повітря від КВТ ГТ на потреби СПЦП		G=0,6 кг/с; Т= 673 К; Р=0,8 МПа	G=0,2 кг/с; Т= 573 К; Р=0,8 МПа			G=0,6 кг/с; Т= 673 К; Р=0,8 МПа
Відбір повітря від КВТ ГТ на потреби системи наддува ЕМП (на обігрів відсіків ТКА)		(G=0,5 кг/с; Т= 573 К; Р=0,8 МПа)	(G=0,5 кг/с; Т= 573 К; Р=0,8 МПа)			(G=0,5 кг/с; Т= 573 К; Р=0,8 МПа)
Енергоспоживання допоміжними системами ТКА:						
КПОП	при пуску ТКА	-		-		-
	при роботі ТКА	13 кВт		13 кВт		11 кВт
Блоком вентиляції	при пуску ТКА	-		-		-
	при роботі ТКА	-		-		15 кВт
Турбоблок (обігрів відсіків ГТД і ВК)	при пуску ТКА	50 кВт		50 кВт		-
	при роботі ТКА	5,5 кВт		5,5 кВт		-
Установкою блоку мастилоохолоджувачів	при пуску ТКА	40 кВт		40 кВт		72 кВт
	при роботі ТКА	30 кВт		30 кВт		52 кВт
Системою наддува ЕМП	при пуску ТКА	-		-		-
	при роботі ТКА	-		-		-
Мастильною системою змащення й ущільнення	при пуску ТКА	15 кВт		15 кВт		-
	при роботі ТКА	-		-		-
Блоком систем забезпечення	при пуску ТКА	30 кВт		30 кВт		30 кВт
	при роботі ТКА	11 кВт		11 кВт		5,5 кВт
Блоком автоматики САУ і Р	при пуску ТКА	15 кВт		15 кВт		15 кВт
	при роботі ТКА	10 кВт		10 кВт		10 кВт
Сумарно	при пуску ТКА	150 кВт		150 кВт		117 кВт
	при роботі ТКА	70 кВт		70 кВт		93,5 кВт

Продовження табл.1.7

		ЛКС «Лінійна»	ЛКС «Приводинська»	КС «Газлі»	
Показник		ГПА-Ц-163/76-1,44	ГПА-Ц1-163/76-1,44М	ТКА-Ц-25СД/0,58-5,5М1	
				1 секція	2 секція
Комерційна продуктивність ВК, млн.м ³ /доба		32,0	32,0	5,4	5,4
Тиск на вході (виході) у ВК, МПа		5,18 (7,45)	5,18 (7,45)	0,588 (1,836)	1,689 (5,573)
Потужність, що споживає ВК, МВт		15,2	15,2	11,1	13,9
Температура газу на вході в АПО, К (°С)			319,4 (+46,4)	407,5 (+134,5)	449 (+176)
Найменування ГТД		ДГ90Л2	ДГ90Л2	ДУ80	
Параметри циклового повітря		G=71 кг/с; Тз.с.= 218...318 К	G=71 кг/с; Тз.с.= 218...318 К		
Параметри паливного газу		G _{max} =1,1 кг/с; Тп.г.= 293...333К; Р=3,5 МПа	G _{max} =1,1 кг/с; Тп.г.= 293...333 К; Р=3,5 МПа		
Відбір повітря від КВТ ГТ на потреби СПЦП		G=1,3 кг/с; Т= 663 К; Р=0,2 МПа	G=1,3 кг/с; Т= 663 К; Р=0,2 МПа	G=0,7 кг/с;Т= 723 К;Р=0,16 МПа	
Відбір повітря від КВТ ГТ на потреби системи наддува ЕМП (на обігрів відсіків ТКА)		G=0,1 кг/с; Т= 613 К; Р=1,9 МПа	(G=0,1 кг/с; Т= 613 К; Р=1,9 МПа)	-	
Енергоспоживання допоміжними системами ТКА:					
КПОП	при пуску ТКА	-	-	-	
	при роботі ТКА	-	26 кВт	-	
Блоком вентиляції	при пуску ТКА	-	-	28 кВт	
	при роботі ТКА	11 кВт	40 кВт	60 кВт	
Турбоблок (обігрів відсіків ГТД і ВК)	при пуску ТКА	55 кВт	55 кВт	28 кВт	
	при роботі ТКА	5,5 кВт	5,5 кВт	5,5 кВт	
Установкою блоку мастилоохолоджувачів	при пуску ТКА	40 кВт	40 кВт	40 кВт	
	при роботі ТКА	43 кВт	22 кВт	110 кВт	
Системою наддува ЕМП	при пуску ТКА	1,5 кВт	-	-	
	при роботі ТКА	-	-	-	
Мастильною системою змащення й ущільнення	при пуску ТКА	-	15 кВт	75 кВт	
	при роботі ТКА	-	-	55 кВт	
Блоком систем забезпечення	при пуску ТКА	30 кВт	30 кВт	28 кВт	
	при роботі ТКА	5,5 кВт	5,5 кВт	5,5 кВт	
Блоком автоматики САУ і Р	при пуску ТКА	15 кВт	15 кВт	15 кВт	
	при роботі ТКА		15 кВт	15 кВт	
Сумарно	при пуску ТКА	135 кВт	155 кВт	214 кВт	
	при роботі ТКА	75 кВт	115 кВт	251 кВт	

1.2.2 Відцентрові компресори для ТКА лінійних і дотискувальних компресорних станцій

ВК природного газу представляє собою складний комплекс устаткування і є основною функціональною системою агрегата. Згідно вимог нормативних документів [25, 26] компресори повинні забезпечувати тиск нагнітання до 12 МПа в діапазоні відношення тисків 1,25 – 1,7 і 1,25 – 5,0 і більше в складі агрегатів ЛКС і ДКС, відповідно. Однак за технічним завданням замовника компресори можуть створюватися на параметри, які істотно відрізняються від вимог [25, 26]. Основні параметри роботи деяких ВК виробництва СМНВО, що застосовуються у складі агрегатів для КС різного призначення, представлені в табл. 1.8 і в додатку Д.

Як видно з табл. 1.8, для ЛКС компресори виготовлені на відношення тисків 1,37 – 1,63 при тиску нагнітання 7,45 МПа. У складі ДКС «Яро-Яхинська» (ПАТ «Газпром», Росія) використаний ВК, який забезпечує $P_K = 7,68$ МПа та відношення тисків 4,37, а в складі КС «Газлі» (Узбекистан), що має подвійне призначення, тиск нагнітання досягає 5,57 МПа при $\pi_K = 10,3$.

Параметри роботи ВК впливають на ЕТС і склад устаткування ВК. Так, для ЛКС застосовуються однокаскадні ВК. У складі ДКС можуть застосовуватися компресори як в однокаскадному (КС «Яро-Яхинська», табл. 1.8), так і у двокаскадному виконанні (КС «Газлі», табл. 1.8). Принципові ЕТС одно- і двокаскадного ВК представлені на рис. 1.10.

Відповідно до прийнятої термінології в СКБ СМНВО у ВК лінійної КС можна виділити наступні основні вузли й системи:

- ПЧ, що складається зі статорних і роторних вузлів, які встановлюються у корпус компресора і є основними елементами ССК;
- корпус стиснення компресора складається з корпуса, ПЧ, торцевих ущільнень, підшипників, а також допоміжних систем і вузлів, склад яких залежить від його компоновальної схеми й типу роторної системи;

Таблиця 1.8

Основні параметри роботи ВК виробництва СМНВО

Параметр		Тип і найменування КС і агрегату									
		ЛКС «Зеварди»	ДКС «Зеварди»	ЛКС «Чалванд»	ЛКС «Ардабіл»	ЛКС «Сараб»	ДКС «Яро- Яхінська»	ЛКС «Привод инська»	ЛКС «Сивас»	КС «Газлі»	
		ГПА-Ц- 6,3/76-1,37М1	ГПА-Ц- 6,3/76-2,1 М1	ГПА-Ц- 6,3А/74	ГПА-Ц- 6,3А/74	ГПА-Ц- 6,3А/74	ТКА-Ц- 6,3А/1,75- 7,6	ГПА-Ц1- 163/76- 1,44М	ГПА-Ц- 16П/76- 1,6М1	ТКА-Ц- 25СД/0,58- 5,5М1 1-а секція	ТКА-Ц- 25СД/0,58- 5,5М1 2-а секція
1	Продуктивність, приведена до температури 293 К (+20 ⁰ С) і тиску 0,101 МПа (1,033кг/см ²), м ³ /с (млн.м ³ /доба), не менше	118,542 (10,242)	36,23 (3,13)	82 (7,2)	72,3 (6,25)	72,5 (6,27)	19,097 (1,65)	370,37 (32,0)	254,38 (21,978)	62,5 (5,4)	62,5 (5,4)
2	Тиск початковий, абсолютний, МПа (кгс/см ²)	5,607 (57,15)	3,591 (36,6)	5,287 (54)	5,23 (53,3)	5,10 (52)	1,76 (17,94)	5,18 (52,78)	4,7 (47,91)	0,588 (6,0)	1,689 (17,22)
3	Тиск кінцевий, абсолютний, МПа (кгс/см ²)	7,681 (78,3)	7,681 (78,3)	7,279 (74,2)	7,279 (74,2)	6,81 (69,4)	7,68 (78,29)	7,45 (76,0)	7,65 (77,98)	1,836 (18,72)	5,573 (56,81)
4	Відношення тисків (розрахунковий)	1,37	2,139	1,377	1,39	1,34	4,364	1,44	1,628	3,122	3,3
5	Політропний ККД компресора, %, не менше	80	73	80	80	76	66,7	85	87,3	79	71
6	Частота обертання ротора компресора, розрахункова, об/хв	7300	8036	7300	7500	7600	13030	5200	5155	7500	7500
7	Номінальна (розрахункова) потужність, що споживається компресором, МВт	5,122	4,594	3,800	3,25	2,9	5,452	15,43	12,7	11,1	13,9
8	Температура газу на вході в компресор, розрахункова, К (°С)	288 (+15)	323,2 (+50)	298 (+25)	301 (+28)	297 (+24)	295 (+22)	288 (+15)	277 (+4)	300 (+27)	318 (+45)
9	Температура газу на вході в АПО, розрахункова, К (°С)	317,2 (+44,2)	401,8 (+128,8)	329 (+56)	332 (+59)	323 (+50)	462,6 (+189,6)	319,4 (+46,4)	315 (+42)	407,5 (+134,5)	449 (+176)

– каскад стиснення компресора, під яким мається на увазі система, що складається з корпусу стиснення п.г. та системи охолодження на основі АПО (рис. 1.10, а);

ВК двокаскадної схеми складається з різних по конструкції каскадів стиснення (рис. 1.3). У складі першого КСК, крім ССК і АПО, додатково застосовується сепаратор, встановлений після проміжного АПО та призначений для уловлювання конденсату (рис. 1.10, б).

Роторна система компресора виконується в мастильному, безмастильному або комбінованому виконанні. Для мастильного варіанта характерне застосування мастильних підшипників ковзання й кінцевих ущільнень вала ротора із плаваючими кільцями.

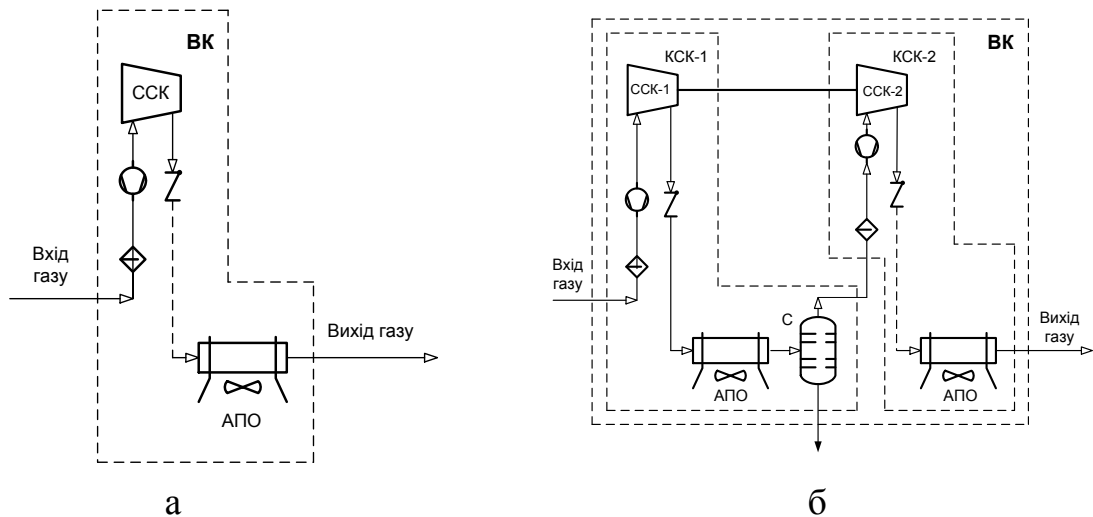


Рис. 1.10. Принципові схеми компримування газу в однокаскадному ВК (а) і двокаскадному ВК (б) для агрегатів ЛКС і ДКС, відповідно: КСК-1, 2 – каскади стиснення компресора; ССК-1,2 – секція (корпус) стиснення компресора; АПО – апарат повітряного охолодження системи охолодження ТКА; С – сепаратор

Безмастильний варіант виконується із застосуванням активних ЕМП, ТГДУ, а також систем регулювання роботи підшипників (входить до складу САУ і Р агрегата), продувки повітрям підшипникових камер, системи буферного газу, а також повітря, яке подається в камери між ТГДУ і ЕМП.

Комбінований варіант створюється на основі застосування мастильних підшипників ковзання і ТГДУ із системами буферного газу й повітря, яке

подається в камери між ТГДУ і підшипниками, що забезпечують роботу ущільнень. Джерелом повітря є ц.п., очищене у КПОП ГТП, а джерелом буферного газу технологічний газ, що відбирається з нагнітального трубопроводу компресора або від спеціальної станційної системи.

Принципова ЕТС компресора з комбінованою роторною системою в складі агрегата ГПА-Ц1-16С/76-1,44М (табл. 1.7, 1.8) представлена на рис. 1.11.

Масильна система ВК забезпечує змащення й охолодження двох опорних і одного упорного підшипників ковзання ротора компресора. Циркуляція мастила з витратою $0,35 \text{ м}^3/\text{хв}$ забезпечується електронасосом із двигуном потужністю 11 кВт. Температура мастила на виході із підшипникової камери досягає 353 К (80°C). Його охолодження здійснюється в секціях пластинчато-ребристого мастилоохолоджувача в АПО, оснащеного вентиляторами сумарною потужністю 66 кВт.

Для герметизації ротора ВК застосовуються ТГДУ, що мають двоступінчасте виконання. Подача буферного газу здійснюється до першого ступеня; другий ступінь є резервним. Система підготовки буферного газу забезпечує подачу й фільтрацію газу з витратою $5 - 16 \text{ нм}^3/\text{хв}$ і тиском, що перевищує на 0,02 МПа тиск в порожнині перед першим ступенем ТГДУ. Відбір буферного газу здійснюється з нагнітального трубопроводу ВК. Як зазначалося вище, джерелом повітря для роботи ущільнення є очищене ц.п. ГТД. Відбори здійснюються з витратою $1 - 16 \text{ нм}^3/\text{хв}$ при температурі 223 – 308 К ($-50 - +35^\circ\text{C}$). Подача повітря з тиском $\sim 0,1 \text{ МПа}$ (абс.) здійснюється ротаційним компресором потужністю 5,5 кВт. У зимовий час електропідігрівач повітря, встановлений перед компресором, підвищує температуру газу до 263 К (-10°C). Таким чином, робота компресора супроводжується споживанням електроенергії, стисненого газу й повітря, що пов'язане з енергоперетворенням.

До конструктивних вузлів компресора, що визначають його технічний рівень, належать: корпус компресора, ПЧ, а також роторна система з підшипниками та кінцевими ущільненнями (масильна, безмасильна або комбінована).

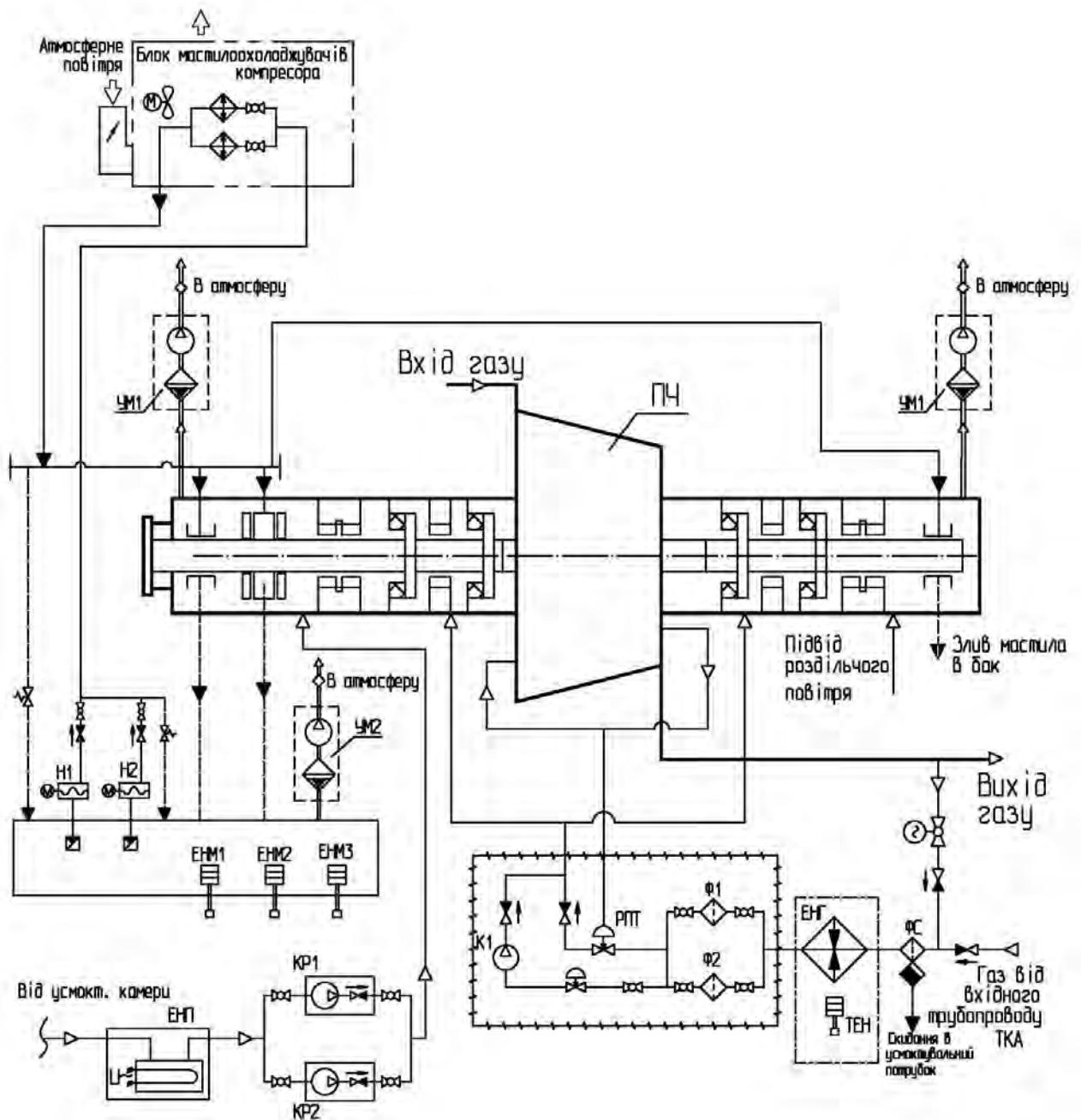


Рис. 1.11. Енерготехнологічна схема ВК агрегату ГПА-Ц1-16С/76-1,44М: К1— компресор буферного газу; КР1, КР2 – компресори повітря; Н1, Н2 – мастильні насоси; РПТ – регулятор перепаду тиску; УМ1, 2– уловлювачі мастила; ЕНГ, ЕНП, ЕНМ1, ЕНМ2, ЕНМ3– електронагрівачі технологічного газу, повітря, мастила

У конструкціях компресорів СМНВО застосовуються два типи корпусів – з вертикальним (тип «барель») і з горизонтальним роз'ємами.

У складі ВК для агрегатів ЛКС, як правило, застосовуються двох-, трьох- або чотирьохступеневі ПЧ, укомплектовані низьконапірними ступенями з радіальними робочими колесами, а також ЛД або БЛД. У конструкції ВК двокаскадного виконання для ДКС застосовуються високонапорні ступені.

Конструкції ВК агрегатів ЛКС (ГПА-Ц-16С/76-1,44М) і ДКС (ГПА-Ц-25СД/0,58-5,5М1) представлені на рис. 1.12, 1.13. Вони виконані з використанням типових компонувальних схем, які використовуються у СМНВО для компресорів з вертикальним роз'ємом корпусу. У складі компресора агрегату типу ГПА-Ц-16 використовується двоступінчаста ПЧ (рис. 1.12), а в складі ВК, призначеного для КС «Газлі» (Узбекистан) використовуються дві чотирьохступеневі секції стиснення, у яких ступені розташовані за схемою «спина до спини» (рис. 1.13) [36]. З торців корпус ВК закривається кованими кришками, які фіксуються заставними розрізними кільцями й монтажними шпильками. У складі компресора НЦ-16/76-1,44 (рис. 1.12) використовуються радіальні робочі колеса ($\beta_{л_2} = 32^\circ$), ЛД, ЗНА та збірна камера. ВК виконаний у мастильному виконанні.

Як видно з рис. 1.13, конструкція компресора С325ГЦ2-650/6-56М12 передбачає можливість встановлення двох ССК в одному корпусі. У складі ПЧ першої ССК використовуються високовитратні РК із просторовими лопатками і БЛД, а в складі ПЧ другої секції використовуються низьковитратні РК із циліндричними лопатками і БЛД. ВК має комбіноване виконання конструкції опор роторної системи.

Порівняльний аналіз особливостей конструкції й результатів експлуатації ВК різного виконання показує, що вітчизняні ВК не поступаються закордонним конструкціям по економічності та іншим показникам. Однак раніше створені ВК конструкції СМНВО мають підвищені безворотні втрати мастила, що досягають 0,3 кг/год.

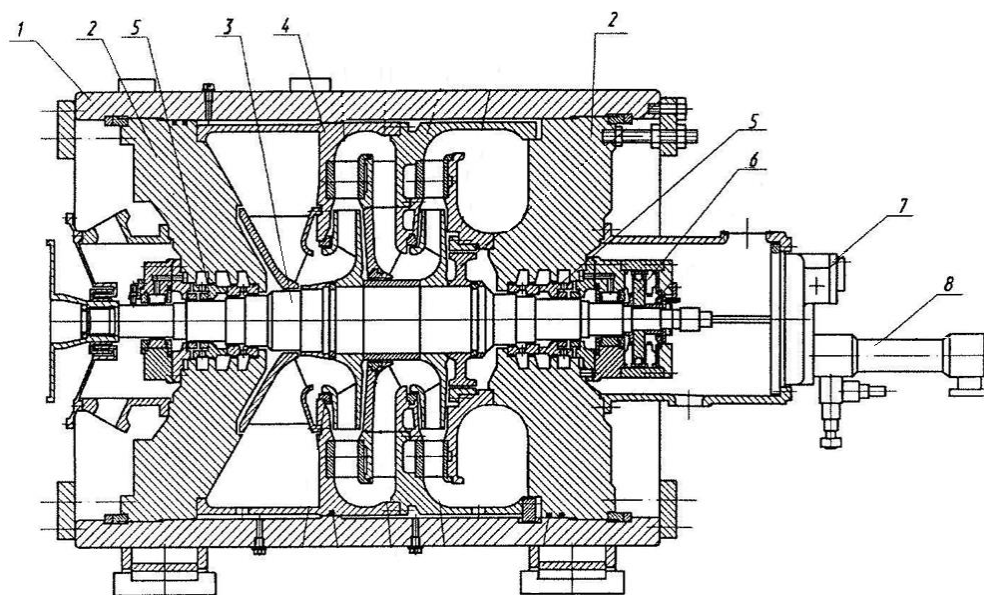


Рис. 1.12. Відцентровий компресор НЦ-16/76-1,44 потужністю 16 МВт агрегату ГПА-Ц-16/76-1,44:1 – корпус; 2 – кришки корпуса; 3 – ротор; 4 – статорні елементи; 5 – кінцеві ущільнення ротора; 6 – мастильні підшипники; 7 – насос системи змащення; 8 – мастильний насос системи ущільнення

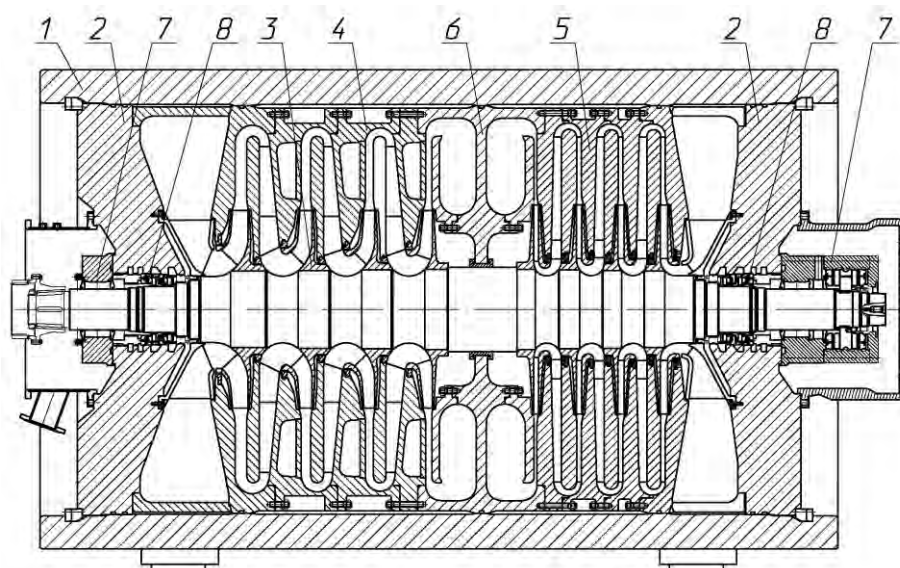


Рис. 1.13. Відцентровий компресор С325ГЦ2-650/6-56М12 потужністю 25 МВт агрегату ГПА-Ц-25СД/0,58-5,5М1:1 – корпус; 2 – кришки корпуса; 3 – ротор; 4 – ПЧ першої секції; 5 – ПЧ другої секції стиснення; 6 – збірна камера; 7 – мастильні підшипники; 8 – торцеві газодинамічні ущільнення ротора

1.2.3 Конструктивні особливості газотурбінного привода на основі конвертованих ГТД

Як зазначено в п. 1.1, конструктивний вигляд ТКА залежить від конструкцій ВК і ГТД, схеми турбоблока, ВС і УТВГ, а також конструкції укриття.

В агрегатах типу ГПА-Ц конструкції СМНВО системоутворюючим блоком, що визначає особливості їхньої конструкції, є турбоблок. У його складі на єдиній фундаментній рамі розміщуються ГТД, ВК, вихлопний завиток, елементи укриття з вантажопідйомними пристроями та інші елементи привода й агрегата (рис. 1.14 – 1.16).

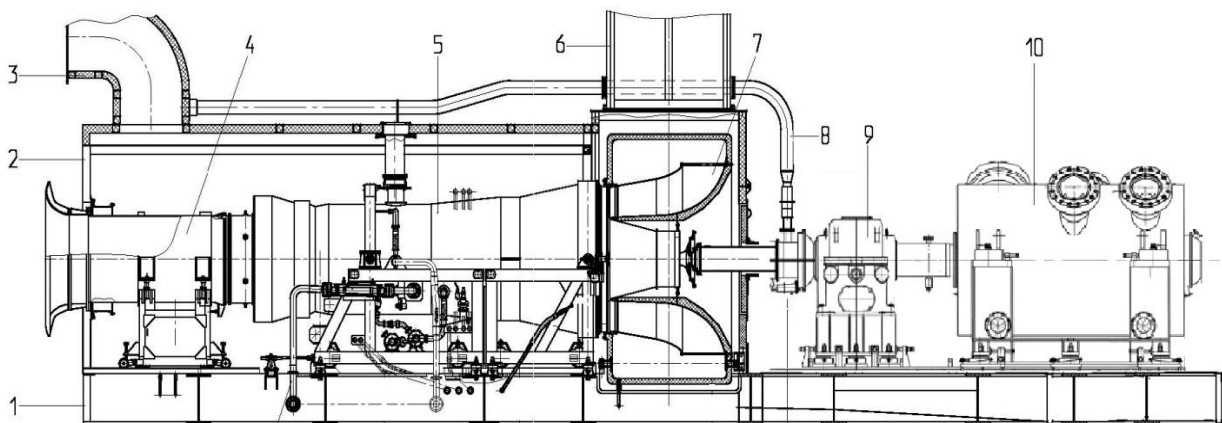


Рис. 1.14. Турбоблок агрегату ангарного виконання (рис. 1.6): 1 – рама турбоблока; 2 – КШТ; 3 – повітряхід; 4 – вирівнювальна труба; 5 – ГТД; 6 – шумоглушник повітря на виході; 7 – завиток; 8 – трубопровід наддуву кожуха муфти; 9 – мультиплікатор; 10 – ВК

Як видно з рис. 1.14 – 1.16, конструкції турбоблоків істотно відрізняються залежно від компоновальної схеми відсіку ГТД і його конструктивних особливостей. В агрегатах ангарного типу двигун розташовується в КШТ, а ВК і все допоміжне устаткування в укритті. У блоково-контейнерних ТКА двигун може розташовуватися як у КШТ, так і безпосередньо у відсіку двигуна.

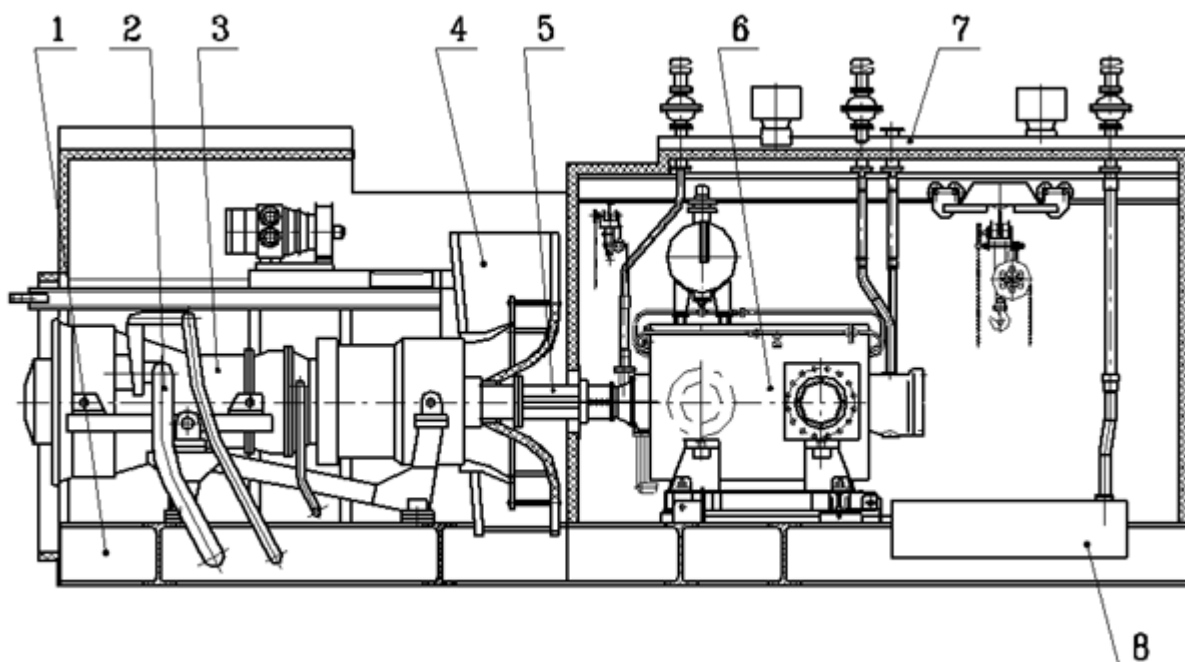


Рис. 1.15. Турбоблок блоково-контейнерного агрегату ГПА-Ц-6,3А/56-1,45:1 – рама; 2 – газопровід; 3 – двигун Д-336-1/2; 4 – завиток; 5 – вал торсійний; 6 – ВК; 7 – контейнер; 8 – бак мастила

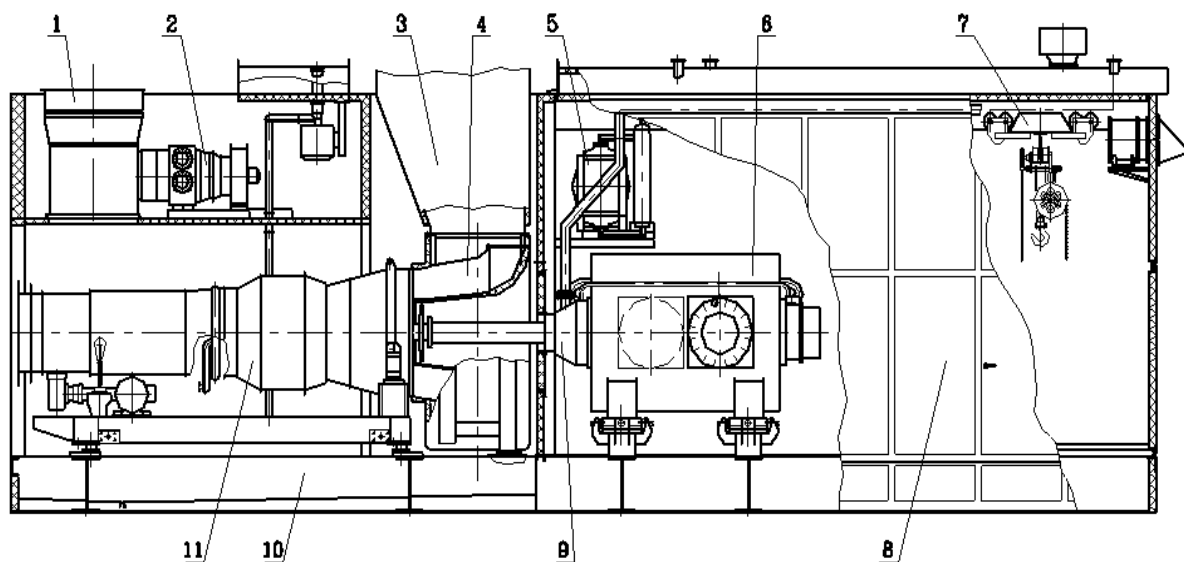


Рис. 1.16. Турбоблок блоково-контейнерного агрегату ГПА-Ц1-16С/76-1,44М з розміщенням двигуна в КШТ: 1 – короб наддуву повітря в КШТ для охолодження двигуна; 2,5 – установка калориферна; 3 – перехідник; 4 – завиток; 6 – ВК; 7 – пристрій вантажопідіймний; 8 – контейнер; 9 – муфта; 10 – рама турбоблока; 11 – двигун ДГ90Л2

ГТП агрегатів типу ГПА-Ц є системою, що визначає їх компоновальну схему і технічний рівень ТКА. Основою ГТП є конвертовані ГТД авіаційного й суднового типів. Для забезпечення роботи ГТД в агрегатах конструкції СМНВО застосовуються допоміжні системи (повітряприймальна, вихлопна системи і т.д.), які істотно відрізняються за конструкцією залежно від виконання агрегату. Крім ГТД, до систем ГТП належать: ППС із КПОП і шумоглушниками; елементи ВС, а також інші системи (вентиляції блоку силового, мастильна система, пожежогасіння, САУ і Р та інші).

Основними типами ГТД, які застосовуються у складі агрегатів, є двигуни конструкції ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект», ДП ЗМКБ «Івченко-Прогрес» (Україна), ПАТ «КУЗНЄЦОВ» (Росія) та інших організацій. Загальний вигляд ГТД типу Д-336, який використовується у складі агрегатів типу ГПА-Ц-6,3А, представлений на рис. 1.17. Основні характеристики найпоширеніших модифікацій двигунів, які використовуються у газовій промисловості, представлені в табл. 1.9 і додатку Є.

Як видно з рис. 1.17, ГТД складається із двох основних модулів: ГГ і СТ. Основними вузлами ГГ є: вхідний напрямний апарат (1), ОК низького й високого тисків (3, 5), КЗ (6), двоступінчаста турбіна ГГ (7, 8). ТВТ ГГ (7), яка забезпечує роботу КВТ, а ТНТ (8) – роботу КНТ. Силова турбіна – одноступінчаста, призначена для приводу ВК, з яким вона з'єднується муфтою. Системи подачі палива і регулювання забезпечують автоматичну подачу палива в КЗ через дозатор п.г. і керування режимами роботи.

Всі типи сучасних конвертованих ГТД мають високі параметри робочого циклу: $\pi_k=15-20$, $T_3^*=1250-1360$ К і вище. Рівень економічності ГТД по величині η_e (при потужності СТ 4,0 – 50 МВт) знаходиться в діапазоні 26,5 – 42,0 % [37].

Рівень економічності двигуна Д-336-1/2 представлений на рис. 1.18, а дані про залежність $\eta_e = f(N_e)$ для найпоширеніших модифікацій конвертованих ГТД і деяких двигунів промислового типу вітчизняного й закордонного виробництва представлені на рис. 1.19 [38].

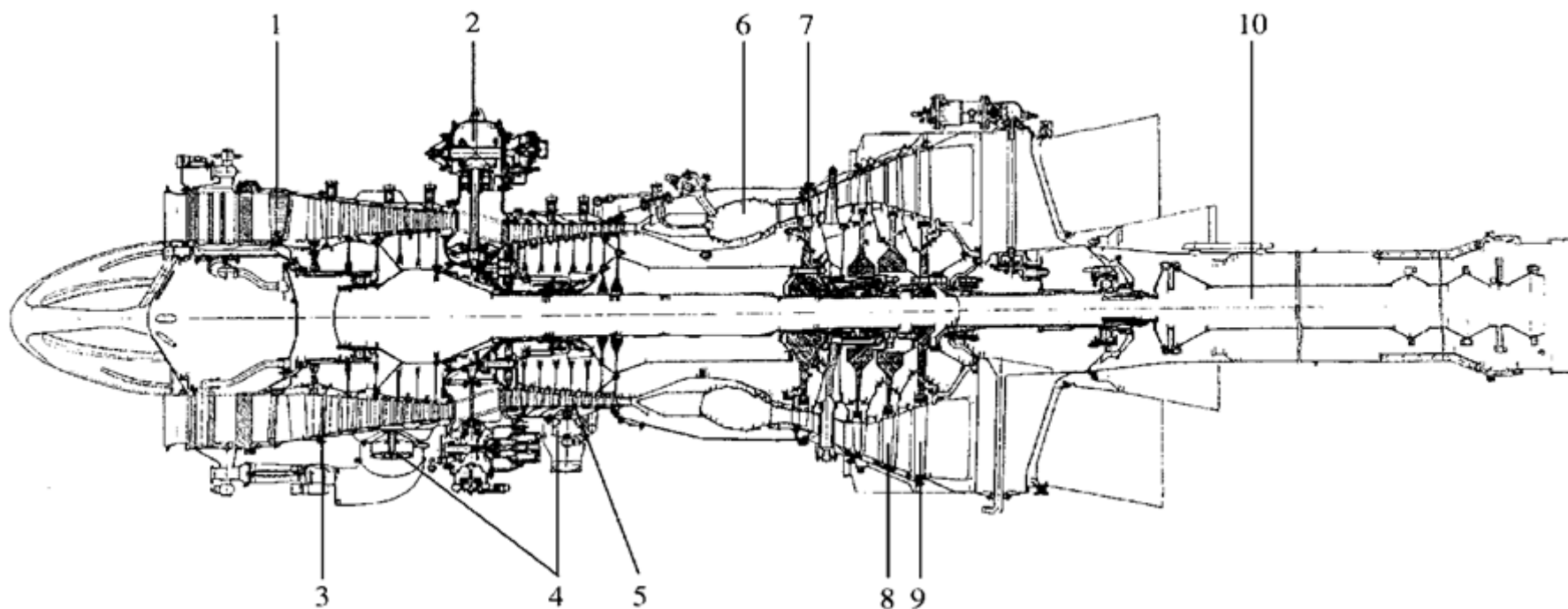


Рис. 1.17. Повздовжній розріз ГТД типу Д-336 потужністю 6,3-8,0 МВт для ТКА газової й нафтової промисловості:

1 – вхідний напрямний апарат; 2 – верхня коробка приводів; 3 – КНТ; 4 – клапани перепуску повітря; 5 – КВТ;

6 – КЗ; 7 – ТВТ; 8 – ТНТ; 9 – СТ; 10 – торсіонний вал СТ

Таблиця 1.9

Основні характеристики деяких модифікацій ГТД [35]

Найменування ГТД	Розробник (виробник)	Ном. потужність	Ном. частота обертання ротора СТ	ККД в умов. КС	Витрата ц.п.	Витрата паливного газу	Маса ГТД
		МВт	об/хв	%	кг/с	кг/год	кг
Д-336-1/2	ДП ЗМКБ "Івченко-Прогрес" (АТ "Мотор-Січ")	6,3	8200	30	32	1510	1470 ⁺³⁰
НК-12СТ	ВАТ «Кузнєцов»	6,3	8200	24,5	56	1733	3500
ДТ71ПЗ	ДП ЗМКБ "Івченко-Прогрес" (АТ "Мотор-Січ")	6,3	8200	30,5	30	1500	3500
ДТ70П	ДП ЗМКБ "Івченко-Прогрес" (АТ "Мотор-Січ")	8,0	8200	32,4	31	1750	4783
НК-14СТ-8	ВАТ «Кузнєцов»	8,0	8200	30,0	37	1920	3500
НК-14СТ-10	ВАТ «Кузнєцов»	10,0	8200	32,0	37	2250	3600
ДГ90Л2.1	ДП "Зоря"- "Машпроект"	16,0	5200	34,0	69	3400	9700
ДУ71Л	ДП "Зоря"- "Машпроект"	16,0	5300	43,0		2700	5000
ДЖ59Л2	ДП "Зоря"- "Машпроект"	16,0	5300	30,0	97	3800	15000
АЛ-31СТ	НТЦ ім.А.М.Люльки ВАТ «НПО «Сатурн»	16,0	5300	36 _{-0,5}	62,1	3250	6500
НК-16СТД	ВАТ «Кузнєцов»	16,0	5350	27,5	100	4250	7800
НК-16-18СТД	ВАТ «Кузнєцов»	18,0	5300	29,4	100	4450	7800
ДУ80Л1	ДП "Зоря"- "Машпроект"	25,0	5000	34,8	87	5300	15700
НК-36СТ	ВАТ «Кузнєцов»	25,0	5000	34,5	99	5220	8900
ДУ-32	ДП "Зоря"- "Машпроект"	32,0	5500	38,2 (ISO)	104	6025	6025
ГТУ-32П	ВАТ «Авіадвигун»	33,2	5500	38,5 (ISO)	122	6200	6200
MS 5002E	РЕП Холдинг	32,0	5714	36,0 (ISO)	100	6265	–
Titan 130	Solar Turbines	15,3	8500	36,2 (ISO)	50	3040	–
Titan 250	Solar Turbines	22,4	7000	40,0 (ISO)	68,2	4027	–
RB211GT61	Rolls-Royce	32,7	4850	40,5 (ISO)	94,8	5807	–

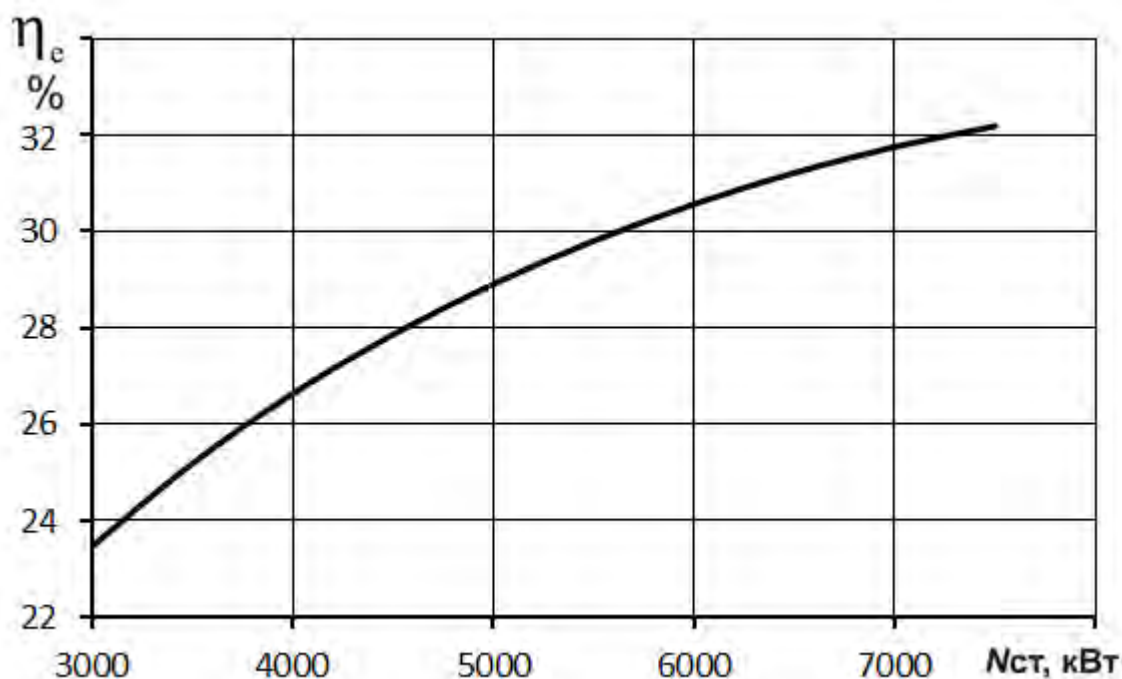


Рис. 1.18. Ефективність приводного ГТД авіаційного типу Д-336-1/2 (по ISO-2314)

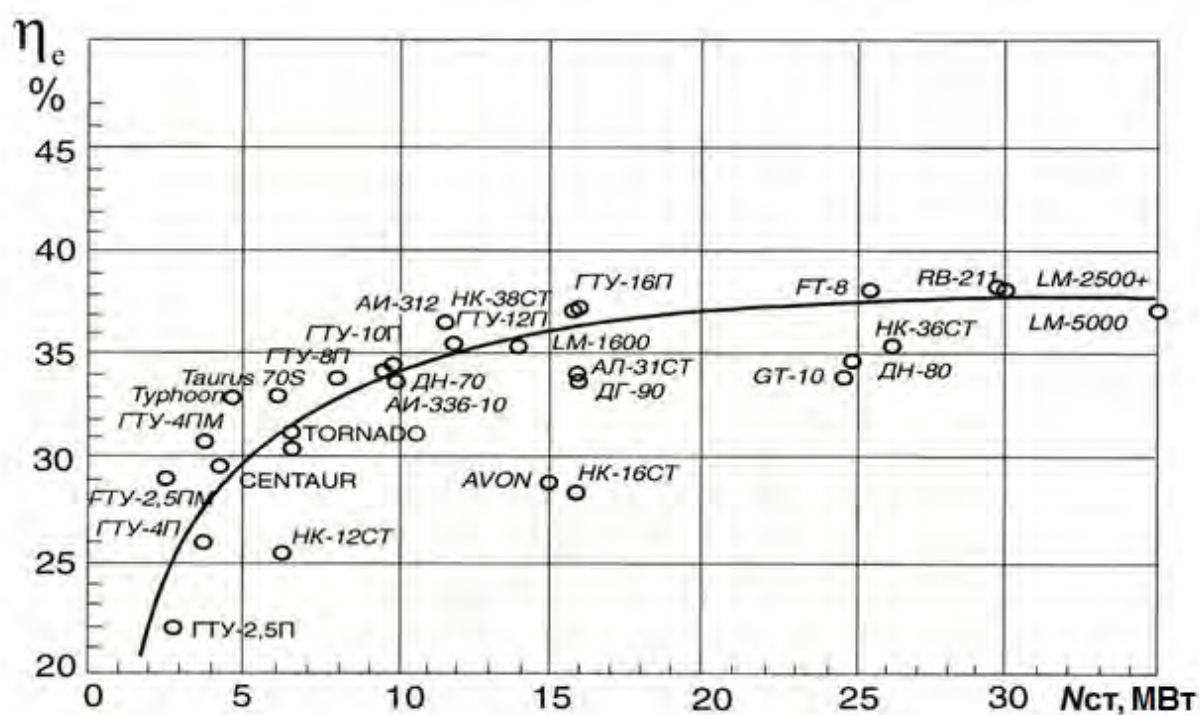


Рис. 1.19. Ефективність сучасних ГТД простого робочого циклу залежно від потужності силової турбіни (по ISO-2314)

Як правило, більшість вітчизняних і закордонних ГТД, які використовуються у газовій промисловості, виконуються із простим робочим циклом. Слід зазначити, що при конвертуванні конструктивні схеми ГТД не притерпіли істотних змін: збереглася схема ГГ і конструкція корпусних вузлів; збережені конструкції опорних вузлів і камер згоряння. У зв'язку із цим як вітчизняні, так і закордонні ГТД агрегатів, які створені без істотних змін їхніх прототипів, мають ряд недоліків: більш низький ресурс у порівнянні із ГТД промислового типу, менший наробіток на відмову, підвищені витрати мастила, гірші екологічні характеристики (у вітчизняних ГТД) по в.г., не ремонтпридатність в умовах КС. Зокрема, для вітчизняних ГТД безповоротні втрати мастила становлять 0,3 – 2,0 кг/год; ресурс до капітального ремонту 15 – 33 тис. год; призначений ресурс 100 тис. годин. Конструкції закордонних ГТД забезпечують безповоротні втрати мастила до 0,3 кг/год, ресурс до капітального ремонту не менше як 40 тис. год, а призначений ресурс 150 – 200 тис. год.

1.2.4 Системи охолодження технологічного газу на основі АПО і допоміжні енергоспоживчі системи

Основною енерговиробничою системою агрегату, яка має визначальний вплив на рівень термодинамічної досконалості агрегату, є ГТД. До енергоспоживчих систем належать ВК і допоміжні системи ТКА.

У складі каскаду стиснення компресора АПО забезпечує охолодження п.г. до заданих технологічних параметрів. Як відомо, охолодження п.г. здійснюється за рахунок відводу теплоти від теплообмінної поверхні. При цьому температура п.г. на вході в АПО може становити 313 – 493 К (40 – 220 °С), а тиск досягати 5,49 – 12 МПа. Подача охолоджуючого повітря здійснюється електровентиляторами. При цьому сумарна потужність приводних електродвигунів АПО у складі агрегатів ЛКС може досягати 220 кВт.

У складі ТКА є також ряд допоміжних систем ГТП і ВК, які забезпечують їхню надійну роботу й вимагають для роботи подачі електроенергії, стисненого газу або повітря, а також теплоти. До таких елементів належать: ППТ і ВС із підсистемою УТВГ, системи вентиляції і обігріву відсіків агрегата, систем запуску і паливоподачі, кінцевих ущільнень ротора ВК, САУ і Р, систем захисту і діагностування, а також система змащення. Основні параметри роботи допоміжних систем агрегату представлені в табл. 1.7 і додатку Ж.

1.3 Показники ефективності робочого процесу ТКА з газотурбінним приводом. Методи визначення на стадії передпроектних досліджень

Як відзначалося раніше, ТКА є складною ЕТС, яка забезпечує різноякісні енергетичні перетворення. Можна відзначити схожість процесів енергоперетворення в блоково-комплектних ТКА, а також в енергетичних, холодильних, теплонасосних, дизельних, пневматичних та інших установках. У методичному плані це дозволяє використовувати підходи до термодинамічного аналізу ефективності систем ТКА, але при цьому варто враховувати принципові відмінні риси їхніх конструкцій.

Класичні підходи термодинаміки, які засновані на методах циклів, дозволяють визначати загальновідомі показники ефективності роботи різних ЕТС. Однак недоліком таких методів є їхня трудомісткість, відсутність достатньо надійних статистичних даних, а також те, що аналіз різних типів ЕТС виконується із залученням показників ефективності, які застосовуються тільки до певних типів систем. Так, робота холодильної системи оцінюється на основі холодопродуктивності, холодильного коефіцієнту циклу [39, 40], теплонасосної установки – коефіцієнта перетворення енергії [39, 40]; теплоенергетичних – різних видів ККД [39 – 41].

Оцінка ефективності ТКА, як складної енергоперетворюючої системи, може виконуватися на основі системного підходу з використанням

інтегрального ККД агрегата. Однак у нормативній документації такий показник відсутній [25, 26]. Використовуються критерії ефективності тільки його основних систем. Особливостями політропного ККД ($\eta_{\text{п}}$) для ВК і ефективного ККД ГТД ($\eta_{\text{е}}$) є те, що кожний з них оцінює робочий процес окремої турбомашини, значно відрізняється по своїй фізичній сутності і прямим чином не може бути використаний при системному аналізі ЕТС агрегата. Таким чином, при системному аналізі ТКА необхідно використовувати критерії, що мають єдину термодинамічну основу. Використання підходу, заснованого на ексергетичному методі, при якому в якості інтегрального критерія ефективності агрегата приймається ексергетичний ККД ТКА ($\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}}$) дозволяє обґрунтовано визначати вплив основних систем на ефективність агрегата з метою підвищення його паливної ефективності й рівня енерговитрат у цілому в процесі аналізу різних конструктивних рішень.

Застосування інших критеріїв оцінки ефективності роботи систем ТКА і іншого устаткування розглянуто на основі аналізу відомих робіт і представлено в додатку 3.

1.4 Узгодження енергетичних характеристик ГТД і ВК при роботі у складі агрегата

Узгодження характеристик ГТД і ВК є невід'ємною частиною передпроектних досліджень при проектуванні ТКА і ГПА. Складність узгодження їхніх характеристик пов'язана з тим, що ці турбомашини у складі агрегату являють собою функціонально самостійні системи й, відповідно, мають різні по фізичній сутності енергетичні характеристики, що залежать від різних параметрів. Важливість рішення цього питання обумовлена особливостями роботи агрегата у складі ЛКС або ДКС. У цілому це зводиться до наступного: 1) підтримка постійного тиску газу на виході з

агрегата й необхідної продуктивності при змінному тиску на вході, забезпеченні максимального ККД ВК у робочому діапазоні і необхідних запасах по помпажу; 2) забезпечення максимального завантаження ГТД у складі агрегата з метою мінімізації кількості працюючих ТКА на КС і досягнення максимальної паливної ефективності ГТП.

Як відзначалося раніше, ГТД є джерелом механічної енергії, яку споживає ВК. Відповідно до нормативних документів [25, 26] узгодження їхніх характеристик повинно здійснюватися з урахуванням потужності й частоти обертання роторів. В поєднанні з вимогами експлуатації повинні задовольнятися наступні умови:

- розрахункова частота обертання ротора ВК дорівнює 97 – 98 % номінальної частоти обертання СТ двигуна;
- розрахункова потужність, що споживається ВК перебуває в діапазоні 90 – 95% потужності СТ;
- діапазон регулювання частоти обертання ротора СТ забезпечується в межах від 70 до 105 % її номінального значення.

Дані вимоги відносяться до методу, заснованому на дотриманні балансу потужностей між ГТД і ВК, із забезпеченням зовнішніх і кліматичних характеристик ГТД. Зовнішні характеристики для ГТД із СТ в загальному виді представлені на рис. 1.20 [27, 42]. Кліматичні характеристики оцінюють зміну потужності, яка виробляється ГТД залежно від зміни температури навколишнього середовища й висоти майданчика КС над рівнем моря.

Аналіз балансу потужностей при роботі системи «ГТД – ВК» у ТКА, який створюється на основі промислового двигуна, виконаний ще в роботі [43] стосовно до установки ГТ-700-5. Була прийнята умова, що робота системи «ГТД – ВК» повинна забезпечуватися з урахуванням більш швидкого зниження потужності, яку споживає ВК у порівнянні з потужністю, що виробляє ГТД (рис. 1.21).

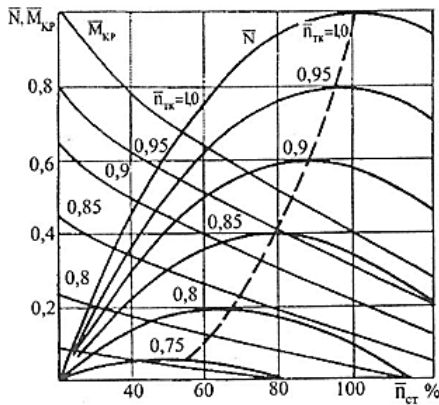


Рис. 1.20. Зовнішня характеристика двохвального ГТД: $\bar{N}$, $\bar{M}_{KP}$, $\bar{n}_{CT}$, $\bar{C}_e$ – відносні потужність, крутний момент, частота обертання ротора СТ, витрата паливного газу, відповідно

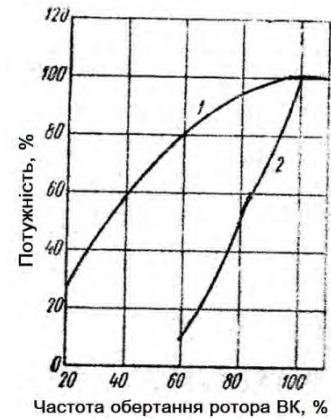
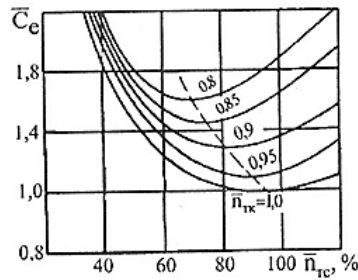


Рис. 1.21. Порівняння характеристик потужностей ГТД (1) і ВК (2)

Як показано на рис. 1.21, ГТД з СТ забезпечує дану умову в необхідному діапазоні по числу обертів ротора ВК.

Використання методики, що забезпечує баланс потужностей при узгодженні характеристик ГТД і ВК для вирішення завдань експлуатації ТКА, наведено в роботах [44 – 46], а спроба її розвитку предствлена в роботах [47, 48]. У них відзначено, що узгодження роботи системи «СТ – ВК» забезпечується при рівності значень питомої швидкохідності СТ і ВК, що залежать від їх геометричних і кінематичних параметрів

$$K_n^{CT} = \frac{\sqrt{\pi}}{30} n \frac{\Phi^{0,5}}{\mu^{0,75}}, \quad (1.1)$$

де Φ – умовний коефіцієнт витрати; μ - коефіцієнт навантаження;

$$K_n^{BK} = \frac{\sqrt{\pi}}{30} n \frac{\Phi^{0,5}}{\psi^{0,75}}, \quad (1.2)$$

де ψ - коефіцієнт напору.

У роботах [44 – 48] отримано, що максимальний ККД СТ досягається при значеннях $K_n^{CT} = 0,2 - 0,5$, а максимальний ККД ВК із БЛД досягається при $K_n^{BK} = 0,25 - 0,45$ і із ЛД при $K_n^{BK} = 0,2 - 0,3$ (рис. 1.22).

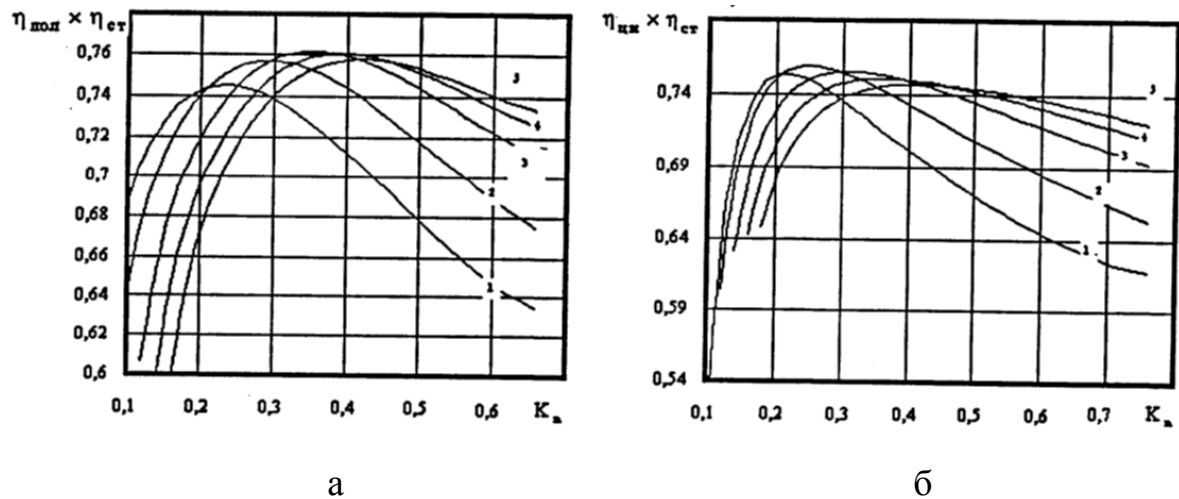


Рис. 1.22. Взаємозв'язок ККД системи «СТ – ВК» з коефіцієнтом питомої швидкохідності: а – ВК із БЛД ($\Phi_p = 0, 05$ -умовний коефіцієнт витрати ВК), б – ВК із ЛД ($\Phi_p = 0,05$): 1 – $\Phi_T = 0,05$ (умовний коефіцієнт витрати турбіни); 2 – $\Phi_T = 0,1$; 3 – $\Phi_T = 0,2$; 4 – $\Phi_T = 0,3$; 5 – $\Phi_T = 0,4$

Однак у роботі [49] показано, що оцінка ефективності ТКА по показнику ККД системи «СТ – ВК» залежно від коефіцієнта питомої швидкохідності некоректна, тому що при цьому використовується ККД СТ, а не ККД двигуна в цілому, що і визначає паливну ефективність агрегата. У зв'язку із цим, для забезпечення умови рівності питомої швидкохідності СТ і нових модифікацій ВК необхідно створювати нові конструкції ГТД, що нереально у виробництві двигунів. Практика створення приводних ГТД показує, що вони, як правило, в останні роки створюються на основі базових конструкцій ГГ судових або авіаційних ГТД.

До недоліків підходу, представленого в роботах [44 – 48] належить також і те, що відсутній аналіз роботи системи «СТ – ВК» при зміні режимів роботи агрегату. ТКА – це складна ЕТС, що споживає й виробляє різні енергопотоки, які в роботах [44 – 48] не оцінювалися. У цілому такі підходи можуть бути застосовані до аналізу вже існуючого обладнання, що експлуатується, а не до устаткування, що розробляється.

При виконанні проектних робіт по ТКА з метою вдосконалення їхньої конструкції потрібна методика, що дозволяла б на стадії передпроектних досліджень аналізувати різні варіанти принципових рішень по системі

«ГТД – ВК», що забезпечують досягнення максимальної енергетичної ефективності агрегата.

У роботі [50] узгодження характеристик ВК і двигуна типу АЛ-31СТ запропоновано виконувати по відносній витраті паливного газу

$$\bar{Q}_{п.г.} = (Q_{п.г.}/Q_{к.г.}) \cdot 100\% , \quad (1.3)$$

де $Q_{п.г.}$, $Q_{к.г.}$ – абсолютні витрати паливного і газу, що компримується відповідно.

Відзначено, що на режимах роботи з низькими тисками й зниженими витратами низьконапірні проточні частини ВК типу 398 з $\pi_K = 1,35$ поступаються по ефективності більш високонапорним ПЧ як через зниження політропного ККД, так і за рахунок зниження ефективного ККД ГТД (рис. 1.23).

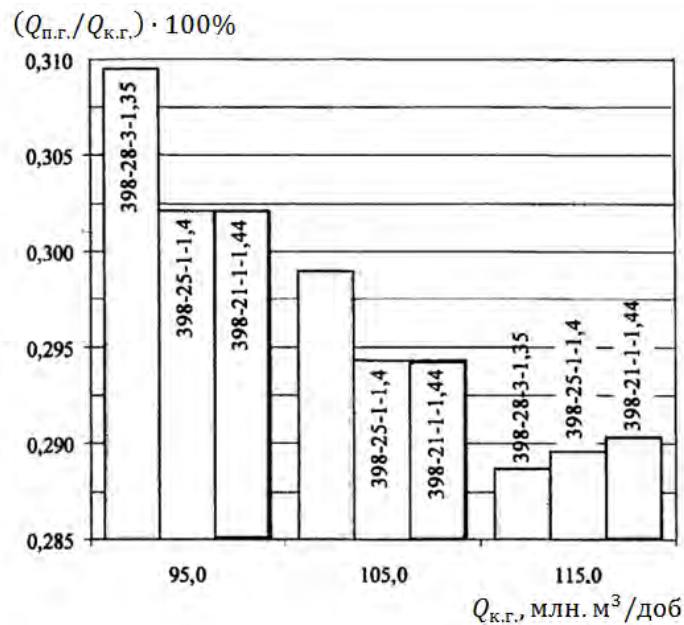


Рис. 1.23. Середньомісячна відносна витрата паливного газу ТКА із приводом АЛ-31СТ і різними проточними частинами ВК типу 398

Таким чином, у роботі [50] показано, що при узгодженні характеристик ГТД і ВК необхідно проводити аналіз всіх можливих режимів роботи ВК по продуктивності. Однак аналіз ефективності агрегата не пов'язаний з аналізом геометричних характеристик ПЧ компресора, що істотно при створенні ВК для конкретної модифікації агрегату.

Як показано в роботах [51 – 53], узгодження характеристик ГТД і ВК повинне ґрунтуватися на забезпеченні максимального ККД ТКА. При цьому

агрегат розглядається як складна ЕТС, що складається з різних систем. У зв'язку із цим доцільним є подальший розвиток такого підходу. Зокрема, доцільно проаналізувати вплив геометричних характеристик ПЧ компресора, а також інших конструктивних особливостей ВК на ефективність роботи системи «ГТД – ВК». Такий підхід, як буде показано далі, дає можливість виявити оптимальний режим роботи ТКА з урахуванням наявної характеристики $\eta_{ex}^{ГТД} = f(N_{СТ})$ при створенні агрегата на основі базової модифікації ГТД і нової конструкції ВК.

1.5 Висновки за розділом 1

Аналіз літературних джерел показав, що ТКА є складною енерготехнологічною системою. Робочий процес агрегата супроводжується споживанням паливного газу, електроенергії та циклового повітря, а також виробництвом стисненого газу і теплоти. Для оцінки ефективності роботи такої системи необхідно використовувати інтегральний показник. Однак в нормативних документах такий показник відсутній, а ефективність агрегата оцінюється на основі ефективного ККД ГТД і політропного ККД ВК.

Аналіз робіт вітчизняних і зарубіжних авторів, присвячених оцінці ефективності компресорних, енергетичних, холодильних, теплонасосних і дизельних установок, показав, що при існуючій різноманітності схем, режимів роботи систем термодинамічний аналіз доцільно виконувати на основі ексергетичного методу.

Слід відмітити, що в дослідженнях, присвячених термодинамічному аналізу ефективності ТКА, не в повному обсязі розглядалася робота агрегата як енерготехнологічної системи, що потребує комплексного термодинамічного аналізу та не аналізувалися ЕТС агрегатів. Також необхідно розглянути питання узгодження характеристик ГТД і ВК та їх вплив на системну характеристику агрегата.

Таким, чином для досягнення поставленої мети в дисертаційній роботі необхідно вирішити наступні завдання:

- удосконалити методику термодинамічного аналізу робочого процесу ТКА, як складної енергоперетворюючої системи, уточнити аналітичні залежності для визначення ексергетичних ККД деяких елементів у складі ТКА;

- виконати верифікацію розрахункової моделі робочого процесу ТКА на основі системного підходу з використанням результатів випробувань агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45;

- виконати аналіз впливу геометричних і газодинамічних характеристик ВК на системну характеристику ТКА з метою досягнення оптимального режиму його роботи з урахуванням обмежень, що виникають при існуючій конструкції ГТД;

- обґрунтувати методику вибору енерготехнологічної схеми дотискувального агрегату на основі функціонально-ексергетичного підходу і даних вартості життєвого циклу;

- виконати аналіз термодинамічної та паливної ефективності газотурбінних ТКА потужністю 6,3 – 32 МВт у широкому діапазоні робочих параметрів, у т.ч. при зміні кліматичних умов експлуатації;

- сформулювати рекомендації з удосконалення процесу проектування ТКА.

РОЗДІЛ 2

ОСОБЛИВОСТІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТКА З ГАЗОТУРБІННИМ ПРИВОДОМ І ПОКАЗНИКИ ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

2.1 Блоково-комплектний ТКА як об'єкт системного аналізу

Як було відзначено раніше, ТКА це комплекс різноманітних систем, що реалізують різні енергоперетворюючі процеси. При цьому для ТКА властивий прояв інтеректності, що полягає у взаємозв'язку й взаємодії основних і допоміжних підсистем і емерджентності, що полягає в прояві інтегративних властивостей [51, 54]. У складі ТКА взаємодіють системи не тільки ті, що перебувають у безпосередньому зв'язку (механічна взаємодія), але й за допомогою керуючих сигналів САУ і Р (алгоритмічна взаємодія), що забезпечують реалізацію робочого процесу ТКА. При цьому слід зазначити, що для ТКА характерне виробництво, перетворення й споживання різних видів ресурсів і енергії.

Схема розподілу матеріальних і енергетичних потоків у ТКА із ГТП і ВК представлена на рис. 2.1.

Виходячи із сучасних позицій ексергетичного аналізу, енергоресурси ТКА можна розділити на ексергетичні потоки «палива» і «продукту» [55 – 57]. До «палива» належить потік п.г. і електроенергії, яка використовується для забезпечення роботи систем ВК, ГТП і ТКА. «Продуктом» є потік технологічного газу на виході з агрегата, стиснене повітря ГГ двигуна, яке відбирається на потреби агрегату, а також утилізована теплота в.г. двигуна [58, 59]. При відсутності УТВГ у складі агрегата потік вихлопних газів ГТД не використовується й розсіюється в навколишнім середовищі.

Вироблення «продукту» у ГТД супроводжується процесами підвищення потенційної енергії робочого середовища в компресорах ГГ двигуна,

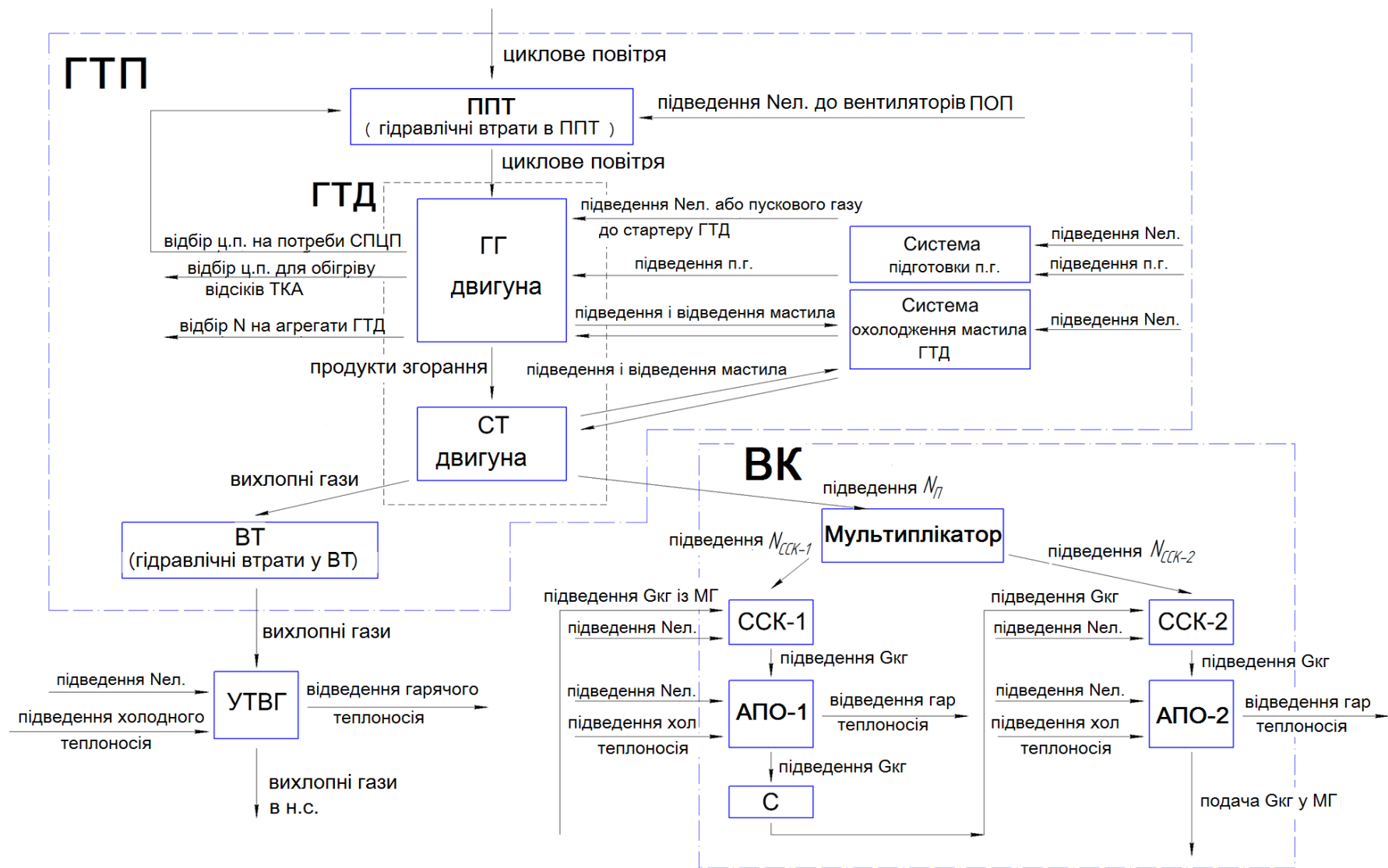


Рис. 2.1. Схема розподілу матеріальних і енергетичних потоків при реалізації робочого процесу ТКА

перетворенням хімічної енергії п.г. в ексергію продуктів згоряння з наступним перетворенням у механічну енергію у ТВТ, ТНТ і СТ.

Допоміжні системи ГТП забезпечують очищення ц.п. і п.г., його підігрів, запуск двигуна, подачу п.г., циркуляцію, охолодження мастила і суфлірування мастильної системи. При цьому витрачається електроенергія, яка підводиться від загальностанційних систем електроживлення або від мотор-генератора двигуна.

Відцентровий компресор, як сукупність каскадів стиснення, характеризується послідовним стисненням, охолодженням і сепарацією технологічного газу. Копримування робочого середовища забезпечується за рахунок перетворення механічної енергії ГТД, що відбирається від СТ для її перетворення в потенційну енергію стисненого газу. Робота АПО, допоміжних систем корпусів стиснення, склад яких залежить від типу роторної системи, супроводжується споживанням електроенергії, стисненого повітря, мастила.

Таким чином, як показує аналіз особливостей робочого процесу ТКА вуглецевого газу, агрегати з ВК і ГТП є досить складними енергоперетворюючими системами. Залежно від складу устаткування і, відповідно, виду енерготехнологічної схеми (рис. 1.8, 1.9), завдання, яке вирішується в процесі передпроектної НДР, можуть знадобитися різні показники ефективності, які будуть використовуватися при системному аналізі ТКА.

Аналіз енергоперетворень в агрегаті може виконуватися як на основі традиційних показників (η_e , η_{Π} та інших), так і з використанням ексергетичних критеріїв ефективності [51, 60, 61].

Характер протікання робочих процесів у ГТД і ВК має принципові відмінності. Графіки функціональних залежностей, що ілюструють енергетичну ефективність робочих процесів в основних елементах ТКА (ВК і ГТД), представлені у вигляді залежностей ККД від потужності, тобто $\eta_e^{\text{ГТД}} = f(N_{\text{СП}})$ і $\eta_{\Pi}^{\text{ВК}} = f(N_{\text{СП}})$, показані на рис. 2.2.

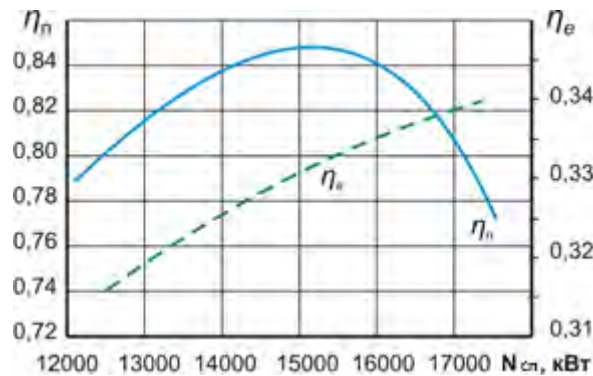


Рис. 2.2. Показники ефективності компресора НЦ-16/76-1,44 конструкції СМНВО і ГТП на основі ГТД ДГ90Л2.1 при $n_p = 5100$ об/хв (по даним ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект», м. Миколаїв)

Як видно з рис. 2.2, характеристика $\eta_{\text{п}} = f(N_{\text{сп}})$ для ВК має яскраво виражений оптимум, характерний для турбомашини з радіальними лопатковими решітками, що відповідає розрахунковому режиму роботи компресора. Слід зазначити, що характер зміни цієї залежності для конкретної модифікації компресора й рівень значень ККД визначається геометрією його ПЧ, значенням критеріїв M і Re , що залежать від рівня швидкостей у ПЧ, і фізичних властивостей робочого середовища при заданих рівнях тисків і температур робочого процесу. При аналізі робочого процесу і характеристик ВК обмеження через можливість виникнення помпажу не враховується.

Графік зміни залежності $\eta_e^{\text{ГТД}} = f(N_{\text{сп}})$ для ГТД (рис. 2.2) має істотно інший вид [2, 42]. При цьому, як відомо, спостерігається зростання значень ефективного ККД газотурбінного двигуна при збільшенні потужності, що є однієї з характерних рис робочого процесу ГТД. Виходячи з істотного розходження конфігурації характеристик ВК і ГТД, а також маючи на увазі чисельне значення $\eta_{\text{п}}$ і $\eta_e^{\text{ГТД}}$ і, відповідно, $\eta_{\text{ex}}^{\text{ВК}}$ і $\eta_{\text{ex}}^{\text{ГТП}}$, можна зробити висновок, що конфігурація системних, тобто інтегральних характеристик ТКА визначається ВК, а рівень значень ККД агрегата при аналізі системної характеристики ГТД.

Системний аналіз ефективності робочого процесу ТКА може виконуватися, як відомо, на основі двох підходів [7 – 10, 12]: функціонального і функціонально-ексергетичного.

Перший підхід раніше використовувався для оцінки ефективності робочого процесу стиснення в ТКА, при якому системний (інтегральний) ККД визначається з використанням залежності виду [62]

$$\eta_{\Sigma}^{\text{ТКА}} = \eta_e^{\text{ГТД}} \cdot \eta_{\Pi}^{\text{ВК}}, \quad (2.1)$$

де $\eta_e^{\text{ГТД}}$ – ефективний ККД ГТД у складі ГТП агрегата (ефективний ККД газотурбінного привода з урахуванням гідравлічних втрат у ППТ і вихлопному трактах ГТП); $\eta_{\Pi}^{\text{ВК}}$ – політропний ККД процесу стиснення в секціях ВК при одно- або багатокорпусному стисненні газу.

При другому підході агрегат розглядається як більш складна енерготехнологічна система, що споживає п.г., циклове повітря й електроенергію і виробляє, відповідно, стиснений вуглецевий газ, що транспортується по МГ; утилізоване тепло, стиснене повітря і електроенергію для забезпечення власних потреб агрегата або для віддачі її в енергомережу.

Системний ККД агрегата в цьому випадку визначається на основі функціонально-ексергетичного підходу із застосуванням ексергетичного ККД компресорної й приводної частин агрегата, як

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}} = \eta_{\text{ex}}^{\text{ГТП}} \cdot \eta_{\text{ex}}^{\text{ВК}}, \quad (2.2)$$

де $\eta_{\text{ex}}^{\text{ГТП}}$ – ексергетичний ККД газотурбінного привода, визначений при реальних умовах навколишнього середовища, з урахуванням роботи його допоміжних систем (система утилізації теплоти вихлопних газів, мастильна система, система вентиляції, очищення циклового повітря і т.д.), а також відбору частини стисненого циклового повітря на потреби ТКА і КС; $\eta_{\text{ex}}^{\text{ВК}}$ – ексергетичний ККД компресорної частини агрегата, що складається з одного або декількох каскадів стиснення й визначає ефективність процесу стиснення з урахуванням роботи не тільки проточної частини, але й системи охолодження стиснутого газу й допоміжних систем ВК, що забезпечують його працездатність.

Таким чином, якісна відмінність двох зазначених підходів полягає в тому, що при першому з них враховується робота двох основних функціональних систем (ВК і ГТП), які безпосередньо забезпечують процес стиснення вуглецевого газу: вироблення механічної енергії в ГТП і її перетворення в потенційну енергію тиску газу в ВК. При другому підході враховується весь комплекс явищ, що супроводжує процес перетворення енергії в складній енерготехнологічній системі, якою є ТКА, що створюється на основі одно- або багатокорпусного ВК із ГТП різного типу, у т.ч. з реалізацією теплофікаційного або регенеративного циклів.

Створюючи ТКА на основі систем, що мають принципово різні характеристики ефективності робочого процесу (ГТД, ВК), а також з огляду на наявність допоміжних систем різного типу, одержуємо нові, інтегративні властивості агрегата [54], які по різному проявляються в залежності від геометрії й особливостей робочого процесу кожної з аналізованих систем. Як показує багатоваріантний аналіз ТКА різного типу, переважний вплив на характер його системних характеристик мають ВК і ГТП (рис. 2.3), що особливо проявляється в агрегатах з однокорпусним ВК. При цьому можливе як співпадіння $(\eta_{\Pi})_{\max}$ і $(\eta_{\Sigma}^{\text{ТКА}})_{\max}$ (рис. 2.3, а), так і розузгодження режимів роботи з $(\eta_{\Pi})_{\max}$ і $(\eta_{\Sigma}^{\text{ТКА}})_{\max}$ (рис. 2.3, б).

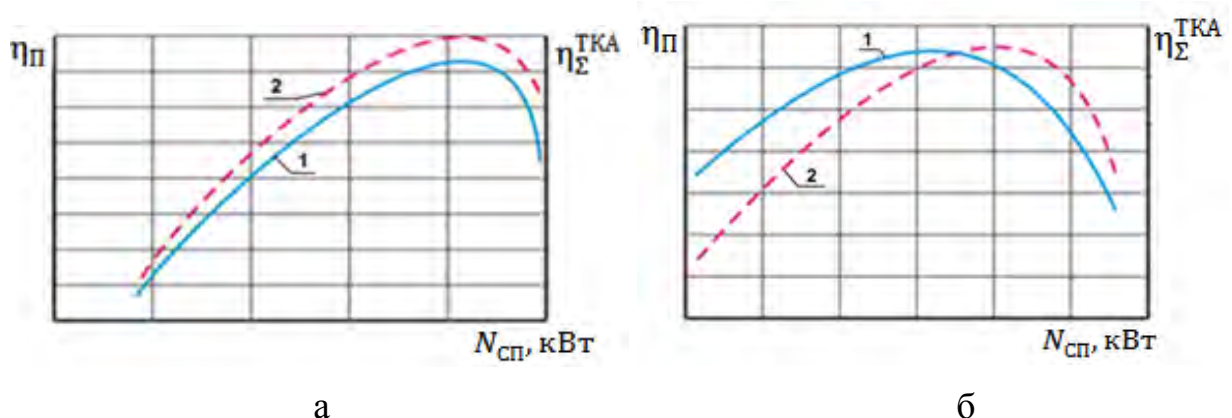


Рис. 2.3. Зіставлення ККД компресора й системного ККД агрегата при функціональному підході визначення характеристик: 1 – $\eta_{\Pi} = f(N_{\text{сп}})$;

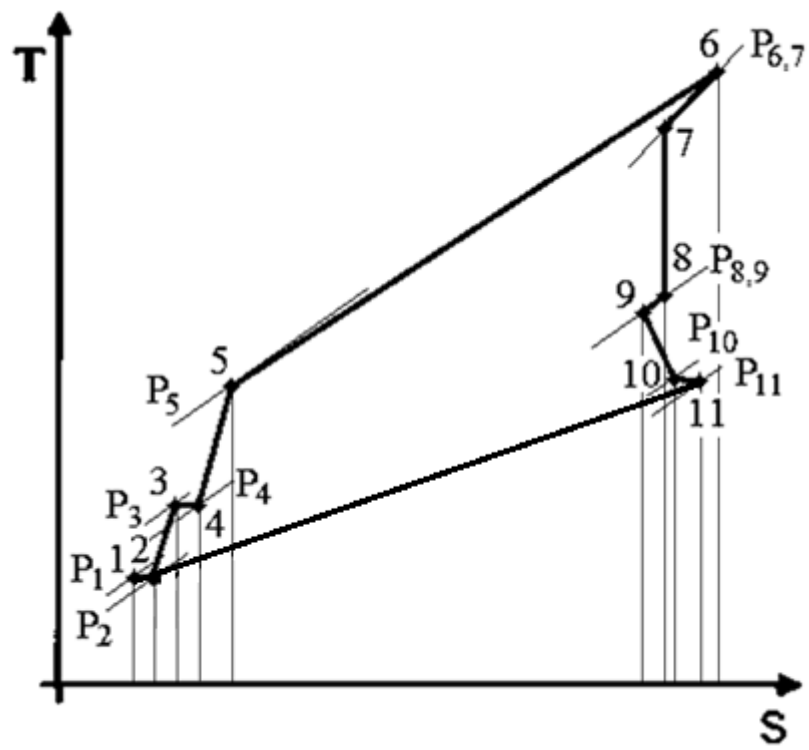
$$2 - \eta_{\Sigma}^{\text{ТКА}} = f(N_{\text{сп}}) [2]$$

Як буде показано далі, форма системних характеристик $\eta_{\Sigma}^{\text{ТКА}} = f(N_{\text{СП}})$ і $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}} = f(N_{\text{СП}})$ агрегата будуть визначатися характеристиками ГТД і ВК. При цьому рівень ККД агрегата залежить в першу чергу від ефективності ГТД, а форма характеристик $\eta_{\Sigma}^{\text{ТКА}}, \eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}} = f(N_{\text{СП}})$ визначається залежністю $\eta_{\text{П}} = f(N_{\text{СП}})$ ($\eta_{\text{ex}}^{\text{ВК}} = f(N_{\text{СП}})$) і впливом допоміжних систем. Таким чином, системний підхід для аналізу ефективності комплексу систем ТКА дозволяє виявити системні властивості агрегата. У той же час основним завданням термодинамічного аналізу робочого процесу ТКА на основі системного підходу на стадії передпроектних НДР є виявлення впливу параметрів основних і допоміжних підсистем на рівень ефективності агрегату при різних режимах його роботи. При цьому доцільне використання наявних статистичних даних по ефективності окремих систем ТКА.

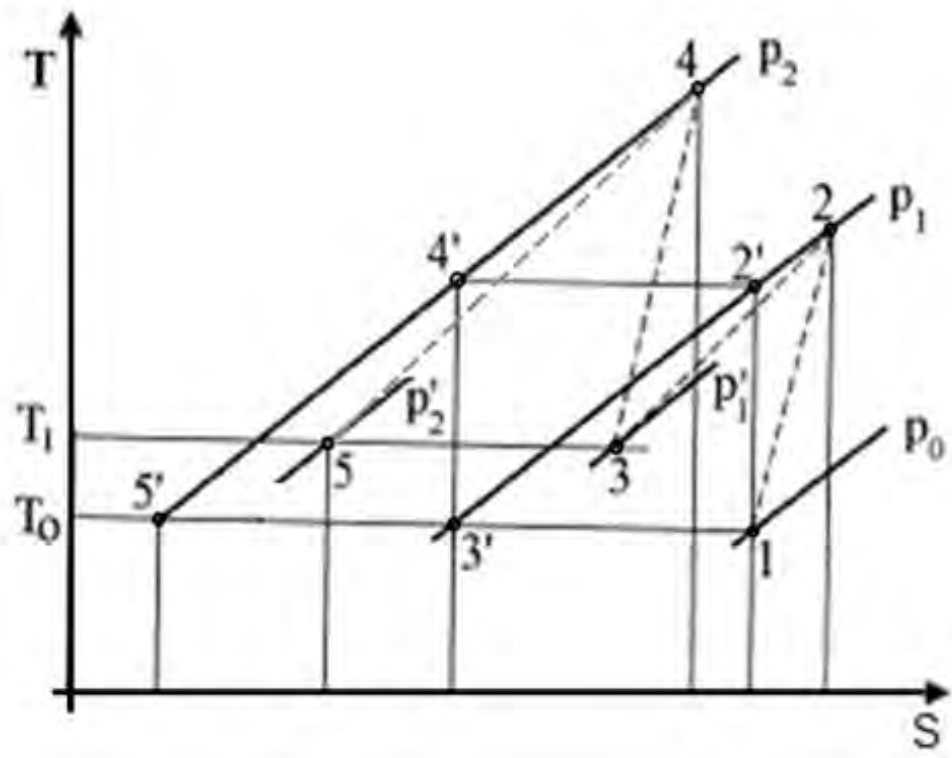
2.2 Особливості робочого процесу ТКА з однокаскадним і двокаскадним стисненням робочого середовища

Основні особливості робочого процесу ТКА визначаються призначенням, складом і конструктивним виконанням систем, що входять до складу агрегата. Аналіз раніше представлених принципових схем агрегатів ЛКС і ДКС (рис. 1.8 і 1.9) показав, що реалізація основних енерготехнологічних процесів здійснюється, як відзначено вище, у ГТП і ВК. У зв'язку із цим, робочий процес ТКА в діаграмі T-S можна представити у вигляді двох незалежних циклів (рис. 2.4).

Фільтрація ц.п. у КПОП повітряприймального тракту ГТП супроводжується гідравлічними втратами й, відповідно, зниженням тиску повітря (процес 1 – 2, рис. 2.4, а). Відповідно до технічних вимог зниження тиску у ППТ не повинне перевищувати 1 кПа [25, 26]. При цьому зміна температури повітря, як показує досвід експлуатації, є незначною і нею можна зневажити при аналізі балансів потужностей або ексергії при відключеній СПЦП.



а



б

Рис. 2.4. Т–S діаграма робочих процесів у ГТП (а) і ВК агрегата із двокаскадним стисненням (б)

Стиснення ц.п. в осьових компресорах ГГ двигуна описується процесами 2 – 3 і 4 – 5. Процес 3 – 4 характеризується деяким падінням тиску в тракті ГГ між КНТ і КВТ. Для двигуна Д-336-1/2 відношення тисків становить 16. У процесі стиснення ц.п. температура досягає значення 691 К, а тиск 1,6 МПа (точка 5).

У КЗ безупинно через дозатор підводиться п.г., а також ц.п. При цьому ц.п. розділяється на два потоки: один потік у кількості, необхідному для згоряння п.г., надходить у середину жарової труби, другий потік обтікає жарову трубу зовні й підмішується до продуктів згоряння для зниження температури. Процес згоряння в КЗ відбувається при майже постійному тиску (процес 5 – 6). Падіння тиску у двигуні типу Д-336 становить 0,084 МПа. Після КЗ і змішуванням із частиною ц.п. (процес 6 – 7) газ із температурою 1280 К надходить у ТВТ, ТНТ і СТ (процеси 7 – 8, 9 – 10). У турбінах газ розширюється і його внутрішня енергія перетворюється в механічну роботу. На виході з СТ температура в.г. дорівнює 706 К. На зрізі вихідного патрубку ГТД температура в.г. дорівнює 704 К, а тиск 0,1 МПа. Процес 11 – 1 є умовним і характеризує охолодження в.г.

Вихлопний тракт у складі привода може мати різне конструктивне виконання. При цьому втрати повного тиску для ГТП простого циклу (від перетину на зрізі вихлопного патрубку ГТД до атмосфери), як правило, не повинні перевищувати 1000 Па без утилізаційного теплообмінника [25, 26].

Застосування УТВГ, що забезпечує утилізацію частини теплоти в.г., збільшує гідравлічний опір ВС. Втрати тиску в.г. при реалізації в ГТП теплофікаційного циклу не повинні перевищувати 4000 Па [25, 26].

При оцінці ефективності роботи ГТП варто враховувати витрати потужності на роботу КПОП, системи охолодження мастила, блоку силового і інших систем, що забезпечують його працездатність.

ВК, як і ГТП, складається з основного й допоміжного устаткування. Робочий процес здійснюється в основних системах ВК (секціях стиснення, проміжних і кінцевих АПО). На рис. 2.4, б представлена Т–S діаграма

послідовних процесів стиснення й охолодження робочого середовища у двокаскадному (двосекційному) ВК. Як відомо, процес стиснення супроводжується значними втратами. Втрати виникають через наявність тертя, ударних втрат у лопаткових решітках, утворення вихрових і зривних зон і т.д. У зв'язку із цим, а також з урахуванням реальних властивостей робочого середовища й процесів теплообміну між корпусом і навколишнім середовищем робочий процес здійснюється не в ізоентропійному ($1 - 2'$), а в політропному процесі стиснення зі значним підвищенням ентропії (процес $1 - 2$).

Для забезпечення повної передачі теплоти від стисненого газу в навколишнє середовище процес охолодження повинен проходити із точки 2 у точку 3'. Однак для цього потрібні були б АПО з нескінченно великою площею теплообміну при нульовому гідравлічному опорі. Необхідність обмеження масогабаритних характеристик АПО, врахування гідравлічних опорів приводять до того, що процес охолодження здійснюється по кривій 2–3 із втратами тиску технологічного газу (процес охолодження завершується при тиску P'_1) і певним недоохолодженням ($7 - 10$ К) в АПО (охолодження газу закінчується при температурі T_1). При забезпеченні необхідного відношення тисків $\pi_K = P_1/P_0$ в 1-й секції стиснення й тиску газу на виході із ВК рівного P'_2 робота стиснення в 2-й секції збільшується через гідравлічні втрати в елементах першого КСК і кінцевому АПО, а також через підвищення початкової температури газу на вході в 2-у секцію. В 2-му каскаді стиснення робочий процес здійснюється аналогічно робочому процесу першого КСК. Процес стиснення здійснюється по кривій 3 – 4. Через втрати в кінцевому АПО охолодження газу закінчується в точці 5 з параметрами газу P'_2 і T_1 . При цьому відношення тисків у ВК буде становити $(\pi_K)_\Sigma = P'_2/P_0$.

При оцінці ефективності робочого процесу ВК варто враховувати рівень енергоспоживання електровентильаторами АПО, а також енергоспоживання допоміжними системами ВК (мастильною системою, системою забезпечення подачі буферного газу й розділового повітря в ТГДУ та інші).

2.3 Обґрунтування й вибір системного критерію енергетичної ефективності ТКА

2.3.1 Показники ефективності роботи одно- і двокаскадного ВК

Термодинамічний аналіз ефективності ВК виконується на основі ексергетичного методу. Як відзначалося раніше, ВК складається з одного або декількох КСК. Каскад стиснення компресора складається із ССК (корпус стиснення), АПО і С (рис. 1.10).

Спочатку розглянемо ефективність корпуса стиснення при одному КСК для випадку, коли роторна система має різні виконання. Вона може бути спроектована в мастильному, безмастильному або комбінованому виконанні, а для забезпечення її роботи застосовуються різні допоміжні системи (див. підпункт 1.2.2 розділу 1).

При аналізі ефективності корпуса стиснення його доцільно розглядати як самостійну енерготехнологічну систему, що складається з різних підсистем (ССК і допоміжні системи). При цьому вихідні дані для аналізу ефективності ВК і його підсистем одержуємо на основі матеріального балансу, балансу потужностей і ексергії.

Схеми матеріального балансу корпусів стиснення з різними типами роторних систем представлені на рис. 2.5.

При складанні матеріального балансу приймається допущення про те, що дотримується рівність масових витрат підведених і відведених потоків робочих середовищ. При цьому не враховуються перетічки робочого середовища через міжступеневі ущільнення ротора ВК і ущільнення думміса, а також безворотні втрати мастила, які в компресорі можуть досягати 0,3 кг/год.

Схеми балансу потужностей корпуса стиснення ВК при різному виконанні роторної системи представлені на рис. 2.6.

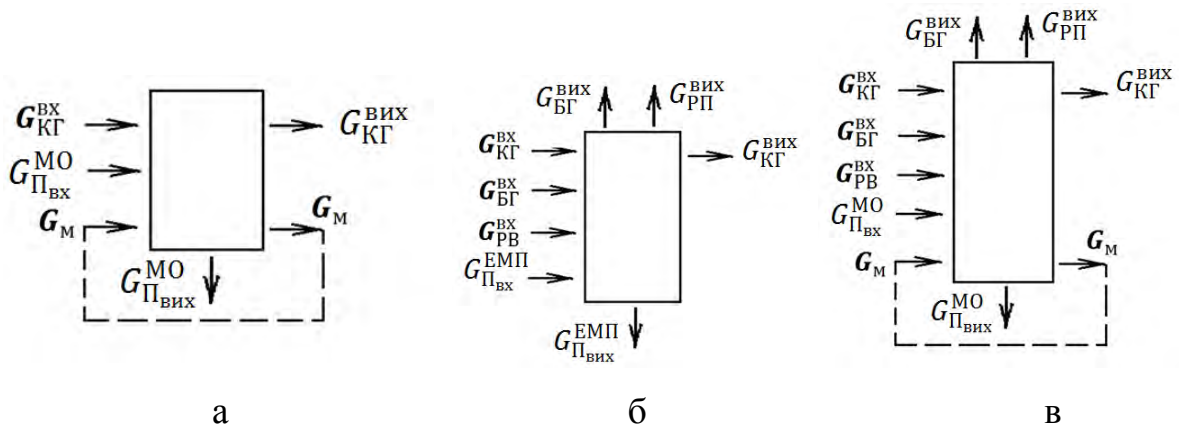


Рис. 2.5. Схеми матеріального балансу корпусу стиснення з мастильним (а), безмастильним (б), комбінованим (в) виконанням роторної системи ВК: $G_{\text{КГ}}^{\text{ВХ}}$, $G_{\text{КГ}}^{\text{ВІХ}}$ – масові витрати газу, який компримується; $G_{\text{ПВХ}}^{\text{МО}}$, $G_{\text{ПВІХ}}^{\text{МО}}$ – повітря, яке використовується в БМО; $G_{\text{М}}$ – мастило, що циркулює в контурі мастильної системи; $G_{\text{БГ}}^{\text{ВХ}}$, $G_{\text{БГ}}^{\text{ВІХ}}$ – буферного газу в ТГДУ; $G_{\text{РП}}^{\text{ВХ}}$, $G_{\text{РП}}^{\text{ВІХ}}$ – повітря для розділення порожнин ТГДУ і підшипників; $G_{\text{ПВХ}}^{\text{ЕМП}}$, $G_{\text{ПВІХ}}^{\text{ЕМП}}$ – повітря, яке використовується для охолодження ЕМП

При складанні балансу потужностей не враховуються потужності: споживані вентиляторами систем суфлювання підшипникових камер ВК і бака мастила через їхню незначимість, а також потужності електродігрівачів мастила, тому що вони використовуються тільки під час підготовки до запуску ТКА.

Ексергетичний баланс корпусу стиснення зводиться до рівності потоків ексергії на вході і виході з врахуванням дисипації ексергії, що виникає у зв'язку з наявністю втрат, які враховуються шляхом введення в рівняння балансу ексергетичного ККД, а також транзитної ексергії (рис. 2.7).

При складанні рівнянь ексергетичного балансу прийняті наступні допущення:

- ексергія повітря, що надходить в АПО блоку мастилоохолоджувача рівняється нулю, тому що його параметри відповідають параметрам навколишнього середовища;

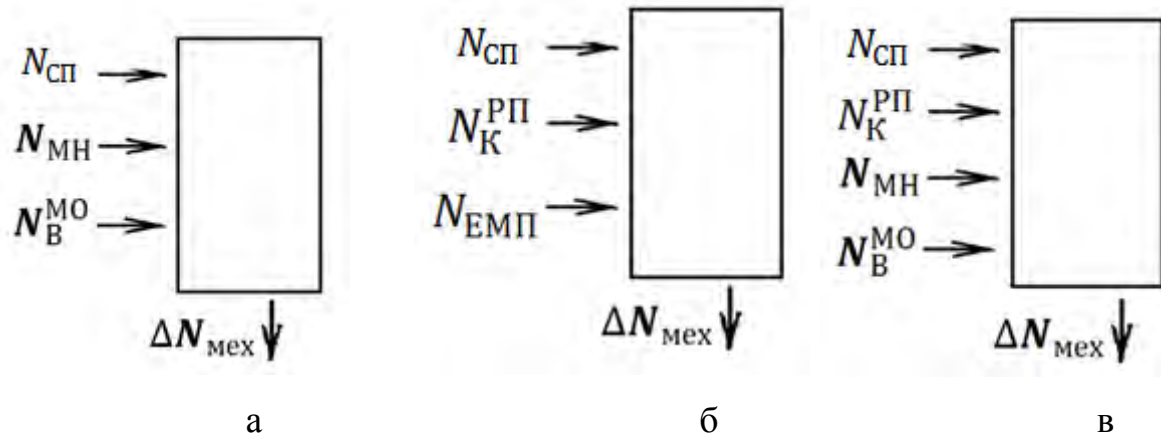


Рис. 2.6. Схема балансу потужностей корпуса стиснення з мастильним (а), безмастильним (б), комбінованим (в) виконанням роторної системи ВК (потужність): $N_{СП}$ – що затрачується при компримуванні в.г.; $N_{МН}$ – мастильних насосів; $N_{В}^{МО}$ – вентиляторів АПО блоку охолодження мастила; $N_{К}^{РП}$ – повітряного компресора; $N_{ЕМП}$ – що споживається ЕМП; $\Delta N_{мех}$ – механічні втрати

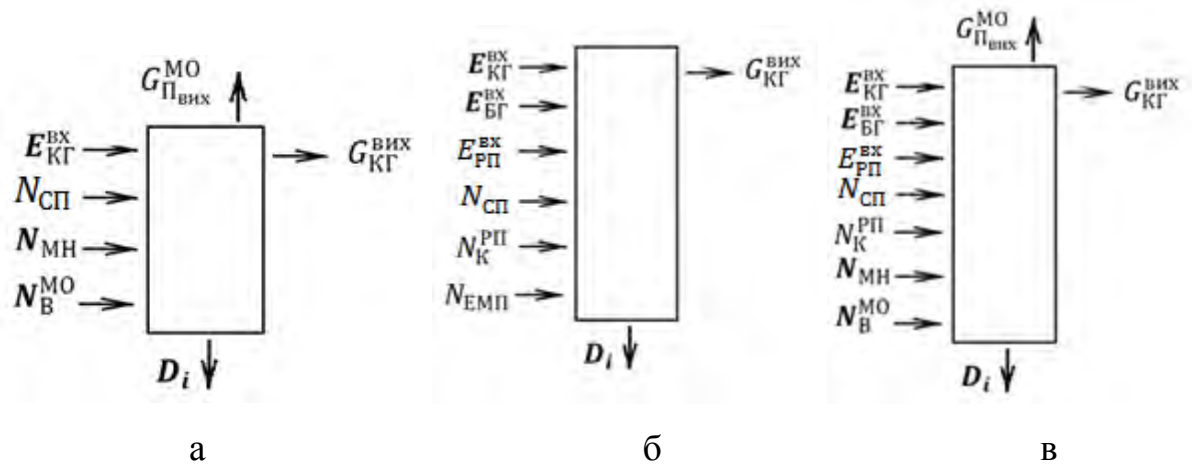


Рис. 2.7. Схема ексергетичного балансу корпуса стиснення з мастильним (а), безмастильним (б), комбінованим (в) виконанням роторної системи ВК при врахуванні потоків ексергії: $E_{КГ}^{вх}$, $E_{КГ}^{вх}$ – газу, що компримується; $E_{П}^{МО}$ – повітря, на виході з мастилоохолоджувача; $E_{БГ}^{вх}$, $E_{РП}^{вх}$ – буферного газу і повітря для розділення порожнин між ТГДУ і підшипниками, на вході у ВК; інші позначення представлені на рис. 2.6

– не враховуються потоки ексергії на виході із ВК: буферного газу, повітря для розділення порожнин між ТГДУ і підшипниковими камерами, повітря на виході з ЕМП, тому що вони незначні й розсіюються в навколишній середовищі.

Рівняння ексергетичного балансу для визначення ексергетичного ККД корпуса стиснення за умови, що $E_{tr} = E_{КГ}^{ВХ}$, має вигляд

$$\eta_{ex}^{ССК} (E_{КГ}^{ВХ} + N_{СП} + \Sigma E_{Доп}^{ССК} - E_{КГ}^{ВХ}) = E_{КГ}^{ВІХ} - E_{КГ}^{ВХ}, \quad (2.1)$$

де $\Sigma E_{Доп}^{ССК}$ – враховує тип роторної системи.

З рівняння (2.1) маємо

$$\eta_{ex}^{ССК} = \frac{E_{КГ}^{ВІХ} - E_{КГ}^{ВХ}}{N_{СП} + \Sigma E_{Доп}^{ССК}}. \quad (2.2)$$

З урахуванням прийнятих допущень потоки ексергії, що споживаються допоміжними системами корпусів ВК різного типу ($\Sigma E_{Доп}^{ССК}$), можна представити в наступному виді (індекси див. рис. 2.5 – 2.7):

– для корпуса стиснення з опорами і ущільненнями роторної системи в мастильному виконанні (рис. 2.7, а)

$$\Sigma E_{Доп}^{ССК} = N_{МН} + N_{В}^{МО}; \quad (2.3)$$

– для корпуса стиснення з роторною системою безмастильного виконання (рис. 2.7, б)

$$\Sigma E_{Доп}^{ССК} = E_{БГ}^{ВХ} + E_{РП}^{ВХ} + N_{К}^{РП} + N_{ЕМП}; \quad (2.4);$$

– для корпуса стиснення з роторною системою комбінованого виконання (рис. 2.7, в)

$$\Sigma E_{Доп}^{ССК} = E_{БГ}^{ВХ} + E_{РП}^{ВХ} + N_{К}^{РП} + N_{МН} + N_{В}^{МО}. \quad (2.5)$$

З використанням рівнянь (2.1) – (2.5) можливо дослідити вплив допоміжних систем секцій (корпусів) стиснення на ефективність їх робочого процесу.

Схема розподілу потоків ексергії в КСК при односекційному (однокорпусному) і двосекційному (двокорпусному) стисненні представлена на рис. 2.8. На вході в КСК потік ексергії ($\Sigma E^{ССК}$), виражений у вигляді суми $\Sigma E_{Доп}^{ССК}$ і $E_{ЕАПО}$ (потоки ексергії допоміжних систем ССК і ексергії електроспоживачів

АПО, відповідно) що витрачаються при роботі елементів у складі КСК. Це виконується з метою уточнення залежностей для визначення показників ефективності, раніше представлених у роботах [51, 63]: коефіцієнта перетворення потоку ексергії в АПО ($\sigma_{ex}^{АПО}$), ексергетичних ККД каскаду стиснення і ВК, що враховують роботу допоміжних систем.

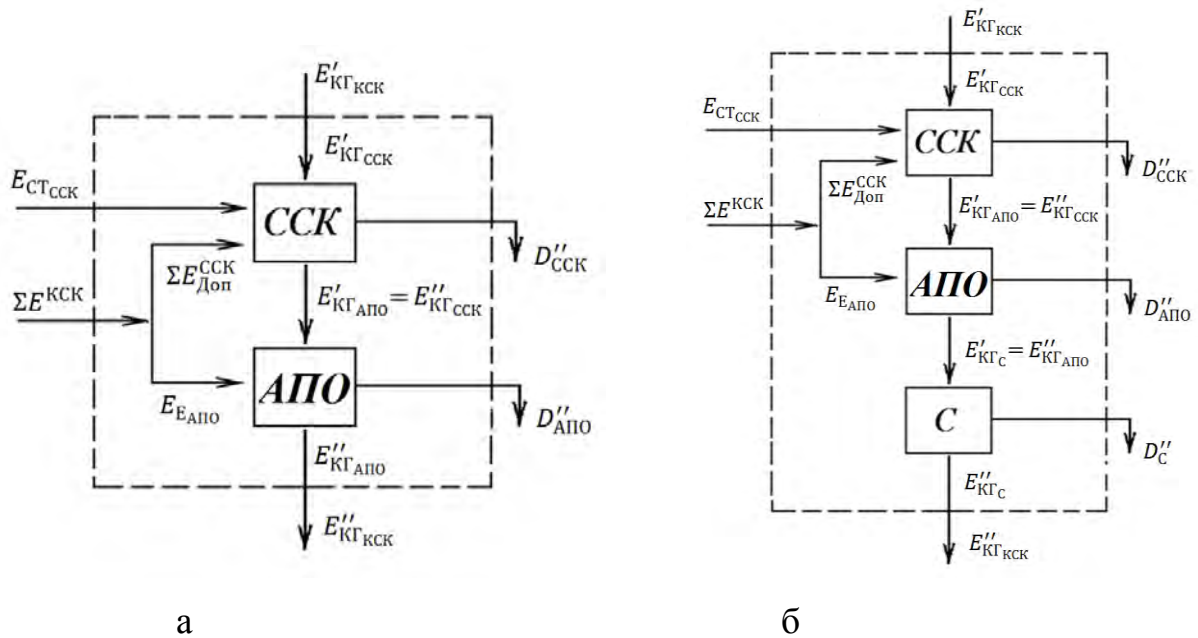


Рис. 2.8. Схема ексергетичного балансу КСК при односекційному (однокорпусному) (а) і першому КСК в двосекційному (двокорпусному) (б) стисненні: $E'_{КГ_{КСК}}$, $E'_{КГ_{ССК}}$, $E'_{КГ_{АПО}}$, $E'_{КГ_C}$, $E''_{КГ_{КСК}}$, $E''_{КГ_{ССК}}$, $E''_{КГ_{АПО}}$, $E''_{КГ_C}$ – потоки ексергії газу, що компримується на вході й виході КСК, ССК, АПО і С, відповідно; $E_{СТ_{ССК}}$ – потужність СТ, що споживається ССК; $D''_{ССК}$, $D''_{АПО}$, D''_C – дисипативні втрати (деструкція) ексергії в ССК, АПО і С

Залежність для визначення ексергетичного ККД КСК у складі компресора п.г. за аналогією з виразом, отриманим для компресора нафтового газу має вигляд [63]

$$\eta_{ex}^{КСК} = \sigma_{ex}^C \cdot \sigma_{ex}^{АПО} \cdot (\eta_{ex}^{ССК} \cdot \lambda_{ССК} + \lambda_{АПО}), \quad (2.6)$$

де σ_{ex}^C – коефіцієнт перетворення ексергії в сепараторі, $\sigma_{ex}^{АПО}$ – коефіцієнт перетворення ексергії в АПО; $\lambda_{ССК}$, $\lambda_{АПО}$ – частки витрат ексергії в ССК і АПО по відношенню до сумарного потоку ексергії на вході в КСК.

Вирази для визначення $\sigma_{ex}^{АПО}$, $\lambda_{ССК}$, $\lambda_{АПО}$ мають такий вигляд

$$\sigma_{ex}^{АПО} = \frac{E'_{КГ_C} - E'_{КГ_{ССК}}}{E'_{КГ_{АПО}} + E_{ЕАПО} - E'_{КГ_{ССК}}}; \quad (2.7)$$

$$\lambda_{ССК} = \frac{E_{СТ_{ССК}} + \Sigma E_{Доп}^{ССК}}{E_{СТ_{ССК}} + \Sigma E_{Доп}^{ССК} + E_{ЕАПО}}; \quad (2.8)$$

$$\lambda_{АПО} = \frac{E_{ЕАПО}}{E_{СТ_{ССК}} + \Sigma E_{Доп}^{ССК} + E_{ЕАПО}}. \quad (2.9)$$

Вираз для визначення ексергетичного ККД однокаскадного ВК має вигляд [63]

$$\eta_{ex}^{ВК} = \eta_{ex}^{ССК} = \sigma_{ex}^{АПО} (\eta_{ex}^{ССК} \cdot \lambda_{ССК} + \lambda_{АПО}) \quad (2.10)$$

Вираз для визначення ексергетичного ККД двокаскадного ВК буде мати вигляд

$$\eta_{ex}^{ВК} = \eta_{ex}^{ССК_1} \cdot \lambda_{ССК_1} + \eta_{ex}^{ССК_2} \cdot \lambda_{ССК_2} = \sum_{i=1}^2 \eta_{ex}^{ССК_i} \cdot \lambda_{ССК_i}, \quad (2.11)$$

де $\eta_{ex}^{ССК_1}$, $\eta_{ex}^{ССК_2}$ – ексергетичні ККД каскадів стиснення компресора; $\lambda_{ССК_1}$, $\lambda_{ССК_2}$ – частки витрат ексергії в кожному ССК по відношенню до сумарного потоку ексергії на вході в ВК.

По своїй структурі вирази (2.10) і (2.11) мають вигляд аналогічний виразам, представленим у роботі [63]. Однак новими особливостями їхнього застосування є те, що в даній роботі при їхньому використанні враховуються відмінності в конструктивному виконанні роторних систем ВК і, відповідно, застосування різних допоміжних систем.

Розглянемо більш детально деякі особливості роботи ВК і, зокрема, деякі особливості його теплової взаємодії з навколишнім середовищем.

З погляду сучасних підходів до використання ексергетичного методу аналіз ефективності ВК, як і інших систем ТКА, варто виконувати із застосуванням понять ексергія «палива» (E_F), ексергія «продукту» (E_P), а також деструкції (E_D) і втрат потоку ексергії (E_L) [55 – 57].

Рівняння балансу потоку ексергії в системі, що аналізується, має вигляд

$$E_F = E_P + E_D + E_L. \quad (2.12)$$

Абсолютні втрати ексергії визначаються відповідно до залежності

$$\Delta E = E_F - E_P. \quad (2.13)$$

Ексергетичні втрати можуть бути представлені у вигляді суми деструкції і втрат потоку ексергії

$$\Delta E = E_D + E_L, \quad (2.14)$$

де E_D – деструкція ексергії, викликана необоротністю процесів при зовнішній і внутрішній взаємодії потоків; E_L – втрати ексергії, обумовлені тепловою взаємодією елемента системи з навколишнім середовищем.

Величина відносних втрат ексергії в елементах встановлюється з використанням виразу $\delta E = \Delta E / E_F$.

Рівень деструкції ексергії в ССК ($E_D^{\text{ССК}}$) обумовлений ступенем досконалості її ПЧ і відповідає величині $\Delta E^{\text{ССК}}$, яка визначається рівнянням (2.13).

Корпус стиснення ВК (ССК), як сукупність статорних і роторних вузлів, підшипників і ущільнень, а також допоміжних вузлів має три механізми теплової взаємодії з навколишнім середовищем:

- відвід теплоти, що утворюється при стисненні газу, в АПО системи охолодження з використанням її електровентилляторів;
- відвід теплоти, що виникає через механічні втрати в підшипниках і ущільненнях, за рахунок охолодження нагрітого турбінного мастила Тп-22 в АПО блоку охолоджувачів мастильної системи;
- відвід теплоти, що утворюється в процесі компримування газу в ПЧ, тепловипромінюванням від корпусу, а також за рахунок конвективного теплообміну між корпусом і навколишнім середовищем.

Часткове врахування теплової частини втрат ексергії для ВК при роботі мастильної системи здійснюється при складанні рівняння балансу ексергії з врахуванням потужності електропривода мастильних насосів і електровентилляторів блоку мастилоохолоджувачів (див. рівняння 2.1 і 2.3).

При створенні безмастильних ВК потік теплоти, що виникає в ЕМП і ТГДУ, практично відсутній.

Аналіз величини втрат ексергії у зв'язку з наявністю тепловідводу через корпус стиснення можна виконати на основі експериментальних даних при термометрії корпусу ВК, представлених у додатку І.

При розрахунку тепловтрат від корпусу стиснення ВК приймаються наступні допущення:

- температура внутрішньої й зовнішньої поверхонь корпусу приймається однаковою;
- нерівномірність розподілу полів температур по корпусу ВК не враховується;
- при відсутності термопокриття температура корпусу приймається рівною температурі газу на виході з компресора;
- на основі експериментальних даних, представлених у додатку 3, прийнято, що застосування термопокриття дозволяє знизити температуру корпусу на 40 – 65 % у порівнянні з корпусом без термопокриття.

Потік теплоти від корпусу стиснення можна визначити на основі відомих залежностей, що визначають теплові втрати за рахунок конвективного теплообміну й тепловипромінювання [64].

Вираз для розрахунку кількості теплоти при тепловіддачі від корпусу має вигляд [64]

$$Q = \alpha(t_c - t_{н.с.}) \cdot F, \quad (2.15)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі (для нерухомого середовища $\alpha = 5$ Вт/м²К, для рухомого середовища $\alpha = 25 - 40$ Вт/м²К); t_c – температура на зовнішній стінці корпусу; $t_{н.с.}$ – температура навколишнього середовища; F – площа поверхні теплообміну.

Потік теплоти при тепловипромінюванні [64]

$$Q = \varepsilon \cdot c_0 \cdot F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (2.16)$$

де ε – ступінь чорноти (для ВК можна прийняти рівним 0,5); c_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла ($c_0 = 5,67 \text{ Вт/м}^2\text{К}^4$).

На основі рівняння (2.14) втрати ексергії в АПО системи охолодження газу визначається як

$$\Delta E^{\text{АПО}} = E_D^{\text{АПО}} + E_L^{\text{АПО}}, \quad (2.17)$$

де $\Delta E^{\text{АПО}}$ – повні втрати ексергії, які визначаються по параметрам охолоджуючого газу на вході й виході; $E_D^{\text{АПО}}$ – деструкція ексергії (внутрішні й зовнішні необоротності в АПО); $E_L^{\text{АПО}}$ – втрати, обумовлені тепловою взаємодією АПО з навколишнім середовищем.

При цьому складові втрат визначаються як

$$E_D^{\text{АПО}} = \Delta E^{\text{АПО}} - E_L^{\text{АПО}}; \quad (2.18)$$

$$E_L^{\text{АПО}} = E_{cr}^{\text{АПО}_{\text{вх}}} - E_{cr}^{\text{АПО}_{\text{вих}}}, \quad (2.19)$$

де $E_{cr}^{\text{АПО}_{\text{вх}}}$, $E_{cr}^{\text{АПО}_{\text{вих}}}$ – потоки ексергії на вході і виході ТА, відповідно, які визначаються на основі відомих залежностей з використанням середніх значень тиску в апараті і дійсних значень температури газу.

Як відзначалося раніше, для агрегатів ДКС характерне застосування сепараторів у складі першого каскаду стиснення ВК (рис. 2.8,б). При аналізі особливостей робочого процесу сепараторів варто враховувати відсутність конденсатоутворення при компримуванні п.г. і незначний рівень гідравлічних втрат у сепараторі. Крім цього, виходячи з припущення про ізотермічність процесу сепарації п.г. у КСК дотискувальних ТКА, ексергетичний аналіз виконується в припущенні, що в сепараторах спостерігається незначний рівень втрат. Зокрема, для вихрових сепараторів нафтового газу конструкції СМНВО рівень ексергетичного ККД становить 0,99-0,999 залежно від режиму роботи ТКА [65].

2.3.2 Показники ефективності роботи газотурбінного привода ТКА

Оцінка термодинамічної ефективності ГТП газоперекачувального агрегата, як складної ЕТС, яка створюється на основі ГТД, вперше виконана в роботі [66] і представлена вище в підпункті 1.3.2.

Слід зазначити, що при визначенні величини $\eta_{\text{ex}}^{\text{ГТП}}$ треба більш ретельно й повно враховувати:

- збільшення гідравлічних втрат у вихлопній шахті через наявність котла-утилізатора, який впливає на роботу СТ через зниження перепаду тиску на її ступенях;
- додаткові витрати електроенергії на функціонування УТВГ у зв'язку з наявністю в його складі живильного насоса, що забезпечує циркуляцію теплоносія в опалювальному контурі при реалізації теплофікаційного циклу для утилізації теплоти в.г.;
- витрати електроенергії на функціонування мастильної системи ГТД і систем КПОП;
- ексергію потоку корисно використаного тепла при утилізації теплоти вихлопних газів;
- особливості конструкції системи подачі палива у складі ГТП.

Система подачі палива впливає на співвідношення термомеханічної і хімічної ексергії п.г. перед дозатором палива ($\delta = e_{\text{T}}^{\text{TГ}} / e_{\text{X}}^{\text{TГ}}$), а також є додатковим джерелом витрат електроенергії при автономній подачі п.г. в дозатор палива ГТД. Слід зазначити, що конструкція системи подачі палива ГТД може бути створена в 3^х виконаннях залежно від джерела постачання п.г. ГТД:

- відбір газу з нагнітального трубопроводу ВК;
- подача п.г. по спеціальному трубопроводу від автономного джерела;
- подача п.г. від вхідного трубопроводу ТКА спеціальною КУ в складі КС.

Кожна з 3^х типів системи подачі палива, що забезпечують подачу п.г. в дозатор палива при тиску $P_{\text{пт}}=2,4 - 4,5$ МПа (залежно від конструкції ГТД)

при температурі не нижче 288 К, оснащується системою підігріву п.г., яка також є додатковим джерелом енерговитрат.

Таким чином, уточнена залежність для визначення $\eta_{\text{ex}}^{\text{ГТП}}$ має вигляд:

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{ГТП}} = \frac{N_{\text{СТ}} + E_Q^{\text{УТВГ}} + N_{\text{М-Г}}}{G_{\text{ТГ}} \cdot e_X^{\text{ПГ}} (1 + \delta) + \sum_{i=1}^n N_i^{\text{Ел}} + E_{\text{П}}^{\text{ПГ}}}, \quad (2.20)$$

де $N_{\text{М-Г}}$ – механічна потужність для приводу мотор-генератора; δ – величина, що залежить від конструкції дозатора п.г. в ГТД; $\sum_{i=1}^n N_i^{\text{Ел}}$ – витрати електроенергії на функціонування системи УТВГ, а також КУ п.г., мастильної системи, КПОП; $E_{\text{П}}^{\text{ПГ}}$ – витрати ексергії на підігрів п.г. в системі подачі палива.

Ексергія потоку теплоти визначається на основі відомої залежності [60]

$$E_Q^{\text{УТВГ}} = Q \left(1 - \frac{T_{\text{Н.С.}}}{T} \right), \quad (2.21)$$

де T – температура потоку тепла.

Слід зазначити, що $\eta_{\text{ex}}^{\text{ГТП}} \approx \eta_e^{\text{ГТП}}$. При цьому ефективний ККД привода не враховує проявів Другого закону термодинаміки. Тому що він оперує термодинамічними нерівноцінними енергопотоками. Ексергетичний ККД показує яка частина підведеного з паливом потоку ексергії перетворюється в корисну потужність [67]. Також $\eta_{\text{ex}}^{\text{ГТП}}$ дозволяє врахувати роботу допоміжних систем привода й оцінити ефективність утилізації високопотенційного потоку в.г. двигуна.

2.3.3 Інтегральні показники енергетичної ефективності ТКА як енергоперетворюючої системи

Як було відзначено раніше, використання ексергетичного ККД агрегату дозволяє оцінити його ефективність як складної ЕТС. При цьому $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}}$ визначається в процесі аналізу матеріального балансу, балансу потужностей і ексергетичного балансу, представлених на рис. 2.9, 2.10, 2.11.

Раніше, у роботі [51] був представлений аналіз ексергетичного балансу ТКА, отримано вираз з визначення $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}}$. Однак у зазначеній роботі не враховувалися конструктивні особливості систем і вузлів ВК і його ГТП

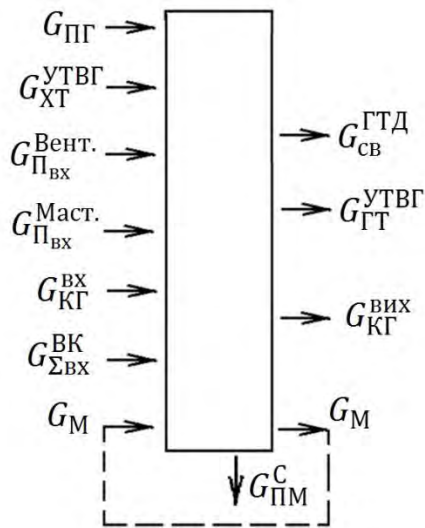


Рис. 2.9. Схема матеріального балансу в ТКА при масовій витраті: $G_{ПГ}$ – п.г. у ГТП; $G_{ХТ}^{УТВГ}$, $G_{ГТ}^{УТВГ}$ – холодного й гарячого теплоносія в УТВГ; $G_{КГ}^{ВХ}$, $G_{КГ}^{Вих}$ – газу в ВК, що компримується; $G_{ПВХ}^{Вент.}$, $G_{ПВХ}^{Маст.}$ – повітря, яке використовується для вентиляції відсіків ТКА й охолодження мастила в охолоджувачах; $G_{ΣВХ}^{ВК}$ – матеріальний потік на вході в ВК, що споживається допоміжними системами компресора; G_M – мастила, що циркулює в контурі мастилосистеми; $G_{СВ}^{ГТД}$ – стислого ц.п., що відбирається із ГТД; $G_{ПМ}^{С}$ – безповоротні втрати мастила в системі суфлювання мастильної системи ГТД

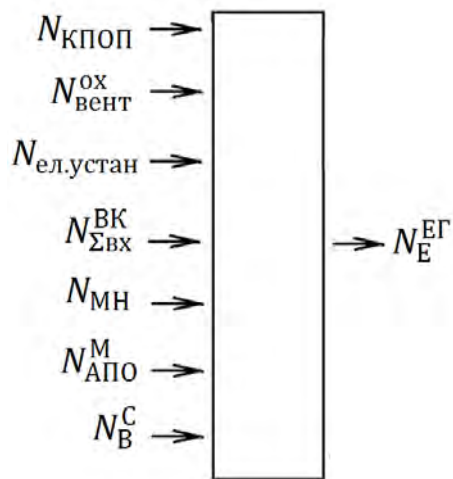


Рис. 2.10. Схема балансу потужностей в ТКА при їх споживанні: $N_{КПОП}$ – КПОП; $N_{Вент}^{ох}$ – вентиляторами охолодження відсіків ТКА; $N_{ел.устан}$ – електрокалориферними установками; $N_{ΣВХ}^{ВК}$ – потужність на вході в ВК, яка використовується допоміжними системами компресора; $N_{МН}$ – мастильними насосами; $N_{АПО}^M$ – вентиляторами АПО мастилоохолоджувачів; N_B^C – вентиляторами системи суфлювання; $N_E^{ЕГ}$ – потужність, яка виробляється електрогенератором

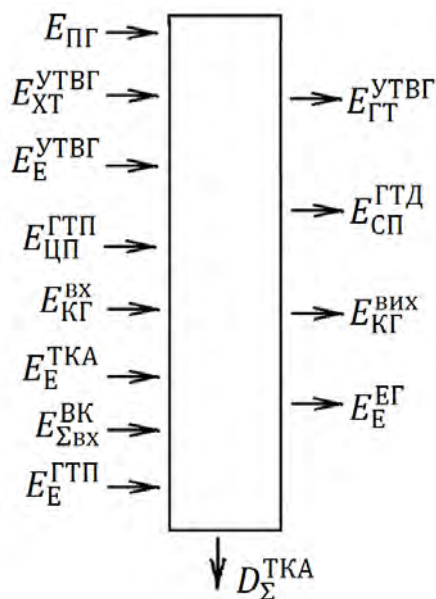


Рис. 2.11. Схема ексергетичного балансу ТКА; потоки ексергії: $E_{ПГ}$ – п.г. у ГТП; $E_{ХТ}^{УТВГ}$, $E_{ГТ}^{УТВГ}$ – холодного й гарячого теплоносіїв в УТВГ; $E_E^{УТВГ}$ – електроенергії, яка споживається УТВГ; $E_{ЦП}^{ГТП}$ – ц.п. на вході ГТП; $E_{КГ}^{ВХ}$, $E_{КГ}^{Вих}$ – газу на вході й виході, що компримується; $E_E^{ТКА}$ – електроенергії, яка споживається допоміжними системами ТКА; $E_{ΣВХ}^{ВК}$, $E_E^{ГТП}$ – потік потужності, який споживається допоміжними системами ВК і ГТП; $E_{СП}^{ГТД}$ – потік стиснутого ц.п.; $E_E^{ЕГ}$ – потужність, яка виробляється електрогенератором; $D_Σ^{ТКА}$ – дисипативні втрати в системах ТКА

(системи змащення, ущільнень, подачі палива, очищення циклового повітря та інші), а також застосування загальноагрегатних систем (систем вентиляції відсіків ГТП, ВК, освітлення, блоку САУ і Р) і не аналізувався їхній вплив на ефективність ТКА. Не оцінювався також рівень втрат ексергії в окремих елементах ЕТС. У зв'язку із цим на рис. 2.9 – 2.11 представлені уточнені баланси для ТКА. Аналіз зазначених балансів дозволяє одержати ККД агрегату у вигляді

$$\eta_{ex}^{TCA} = [\lambda_I^{GTP} \cdot \eta_{ex}^{GTP} + (1 - \lambda_I^{TCA} - \lambda_I^{GTP})] \cdot (\lambda_{II}^{BK} \cdot \eta_{ex}^{BK} + \lambda_{II}^{UTVG} \cdot \eta_{ex}^{UTVG} + \lambda_{II}^{EG} \cdot \eta_{ex}^{EG} + \lambda_{II}^{SP}), \quad (2.22)$$

де η_{ex}^{GTP} , η_{ex}^{BK} , η_{ex}^{UTVG} , η_{ex}^{EG} – ексергетичні ККД ГТП, ВК, УТВГ, електрогенератора відповідно; λ_I^{TCA} , λ_I^{GTP} , λ_{II}^{BK} , λ_{II}^{UTVG} , λ_{II}^{EG} , λ_{II}^{SP} – частки витрат ексергії в ТКА, ГТП, ВК, УТВГ, ЕГ (у випадку, якщо привод генератора здійснюється від СТ) і стисненого повітря в ГТД.

Особливістю виразу (2.22) є те, що він має аналогічний вигляд виразу ККД ТКА, представленого раніше в роботі [51]. Однак у його складі використовуються уточнені вирази ККД ВК, ГТП, а робота допоміжних систем агрегата враховується введенням коефіцієнта відносних витрат ексергії в підсистемах агрегата.

Уточнений вираз λ_I^{GTP} і отриманий вираз λ_I^{TCA} будуть мати вигляд

$$\lambda_I^{GTP} = \frac{E_{ПГ} + E_E^{GTP}}{E_{ПГ} + E_E^{GTP} + E_{\Sigma BX}^{BK} + E_E^{UTVG} + E_E^{TCA}}, \quad (2.23)$$

$$\lambda_I^{TCA} = \frac{E_E^{TCA}}{E_{ПГ} + E_E^{GTP} + E_{\Sigma BX}^{BK} + E_E^{UTVG} + E_E^{TCA}}. \quad (2.24)$$

Стосовно ТКА з однокорпусним ВК вираз (2.22) буде мати вигляд

$$\eta_{ex}^{TCA} = [\lambda_I^{GTP} \cdot \eta_{ex}^{GTP} + (1 - \lambda_I^{TCA} - \lambda_I^{GTP})] \cdot \eta_{ex}^{BK}. \quad (2.25)$$

Як відзначено вище, аналіз ефективності ТКА і його систем також можна виконати на основі показників втрат ексергії. При цьому втрати ексергії в ТКА визначаються відповідно до залежності

$$\Delta E^{TCA} = E_F^{TCA} - E_P^{TCA}, \quad (2.26)$$

де E_F^{TKA} – потоки ексергії «палива» на вході в агрегат; E_P^{TKA} – потік ексергії «продукту» на виході.

Потік ексергії «палива» в агрегаті виражається у вигляді

$$E_F^{TKA} = E_{ПГ} + E_E^{ГТП} + E_{\Sigma ВХ}^{ВК} + E_E^{TKA}. \quad (2.27)$$

При відсутності утилізації теплоти в.г. і відбору стисненого повітря від ГТД на потреби агрегата і КС потік ексергії «продукта» у ТКА визначається на основі залежності виду

$$E_P^{TKA} = E_{КГ}^{Вих} - E_{КГ}^{ВХ}. \quad (2.28)$$

Величина відносних втрат ексергії в ТКА визначається з використанням виразу $\delta E^{TKA} = \Delta E^{TKA} / E_F^{TKA}$.

Одним із критеріїв оцінки інтегральної ефективності ТКА може бути витрата п.г ($G_{ПГ}$). Однак на передпроектній стадії робіт, коли потрібно здійснювати порівняльний аналіз ефективності енерготехнологічних схем ТКА з різними ГТД у складі привода такий показник ефективності не завжди зручний, а для узгодження характеристик двигуна й ВК він взагалі непридатний.

Паливну ефективність агрегата можна оцінити також на основі коефіцієнта витрат паливного газу $K_{ПГ}$ залежно від потужності споживаної компресором, тобто $K_{ПГ} = f(N_{ПГ})$. Величина $K_{ПГ}$ визначається відповідно до залежності

$$K_{ПГ} = \frac{G_{ПГ}}{G_{КГ} \cdot \frac{\psi_{ПГ}}{\psi_{ПГ}^P}} = \frac{G_{ПГ}}{G_{КГ} \cdot \bar{\psi}_{ПГ}}, \quad (2.29)$$

де $G_{ПГ}$ – витрата п.г. в ГТД у діапазоні режимів експлуатації; $G_{КГ}$ – витрата компримуючого газу в ВК; $\psi_{ПГ}$ – поточне значення коефіцієнта політропного напору компресора; $\psi_{ПГ}^P$ – коефіцієнт політропного напору на розрахунковому режимі роботи ВК, $\bar{\psi}_{ПГ}$ – відносна величина коефіцієнта політропного напору ВК.

Коефіцієнт витрат п.г. є більш універсальним показником, чим $G_{ПГ}$ або відносна витрата палива ($G_{ПГ}/G_{КГ}$), тому що враховує не тільки витрату п.г., але й зміну газодинамічної характеристики компресора (напірної

характеристики, що є основою для розрахунку споживаної потужності, відношення тисків і інших параметрів).

Як буде показано далі, залежність $K_{\text{ПГ}} = f(N_{\text{П}})$ має яскраво виражений оптимум, який відповідає мінімальному значенню $K_{\text{ПГ}}$. Таким чином, застосування $K_{\text{ПГ}}$ дозволяє визначити оптимальний режим роботи агрегата, а також виконати порівняльний аналіз ефективності різних модифікацій ТКА.

Представлені аналітичні залежності становлять модель для термодинамічного аналізу ефективності систем агрегата і агрегата в цілому.

2.4 Висновки за розділом 2

1. Розглянуто особливості робочого процесу ТКА з позицій системного аналізу як складної енергоперетворюючої системи. Представлено схему матеріальних і енергетичних потоків у ТКА, що є основою матеріального балансу, балансу потужностей і ексергетичного балансів при визначенні системної характеристики агрегата [4, 13].

2. Уточнено поняття системної характеристики ТКА і сформульовані функціональний і функціонально-ексергетичний підходи для її формування. Сформульовано основне завдання системного аналізу при аналізі особливостей робочого процесу ТКА [7 – 10, 12, 15].

3. Встановлено системний критерій енергетичної ефективності ТКА і його основних енерготехнологічних систем при одно- і двокаскадній схемі ВК у складі агрегата [1, 5, 6, 12].

4. Уперше у вітчизняній літературі сформульовано системний підхід до аналізу ефективності ТКА з газотурбінним приводом як складної енергоперетворюючої системи і на цій основі запропонована методика визначення оптимального режиму її роботи [5 – 12].

5. Представлено уточнені вирази ексергетичних ККД агрегату і його основних систем, що враховують застосування різних допоміжних систем. Запропоновано оцінку ефективності агрегата виконувати на основі втрат і відносних втрат ексергії [4 – 6, 11, 12].

6. Запропоновано визначення оптимального режиму роботи агрегата виконувати не тільки на основі аналізу системної характеристики агрегата, але й з використанням коефіцієнта витрат п.г. при роботі ГТД [10, 12].

7. Представлено методологічні основи аналізу ефективності агрегатів ЛКС і ДКС, укомплектованих одно- і двокаскадними ВК, відповідно [11, 12, 14].

8. Представлено аналітичні залежності, які складають розрахункову модель для термодинамічного аналізу ефективності систем агрегата і агрегата в цілому в постановці прямої задачі термодинаміки.

РОЗДІЛ 3

ВИБІР СУМІСНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ КОМПРЕСОРА ТА ГАЗОТУРБІННОГО ПРИВОДА НА ОСНОВІ СИСТЕМНОГО ПІДХОДУ ДО АНАЛІЗУ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТКА

Робота ТКА може супроводжуватися, як відомо, зміною складу й тиску в.г. на вході в ВК, а також зміною потужності ГТД, що залежить від потужності, що споживається компресором, а також від температури навколишнього середовища. Таким чином, при роботі агрегата істотно змінюються як режими роботи компресора, так і приводного двигуна, що вимагає узгодження їх режимних і конструктивних характеристик на стадії передпроектних досліджень, а також у процесі його експлуатації.

При існуючій методиці проектування ТКА узгодження характеристик ВК і ГТД, що визначають їхню спільну роботу й енергетичну ефективність агрегата, розглядається в обмежених рамках. На стадії передпроектних досліджень це зводиться до уточнення балансу потужностей СТ двигуна (з урахуванням його кліматичної характеристики) і ВК, частоти й напрямку обертання роторів, а також уточненню зміни їхніх індивідуальних характеристик при зміні частоти обертання роторної системи «СТ – ВК» у необхідному діапазоні режимів експлуатації.

Відповідно до існуючої методології питання узгодження характеристик ВК і ГТД у складі ТКА найбільш детально розглянуто в роботі [49]. Аналізується зона спільних режимів роботи ВК і СТ двигуна (область ABCD, рис. 3.1). При цьому обмежуючими кривими є лінії залежностей режимів роботи ГТД (крива EF) і ВК (крива АВ, рис. 3.1) від частоти обертання ротора СТ при різних рівнях потужності. Недоліком такого підходу є те, що не враховується взаємозв'язок між характеристиками економічності ВК і ГТД і вплив конструктивних (геометричних) характеристик ПЧ компресора агрегата і СТ ГТД на системну характеристику ТКА.

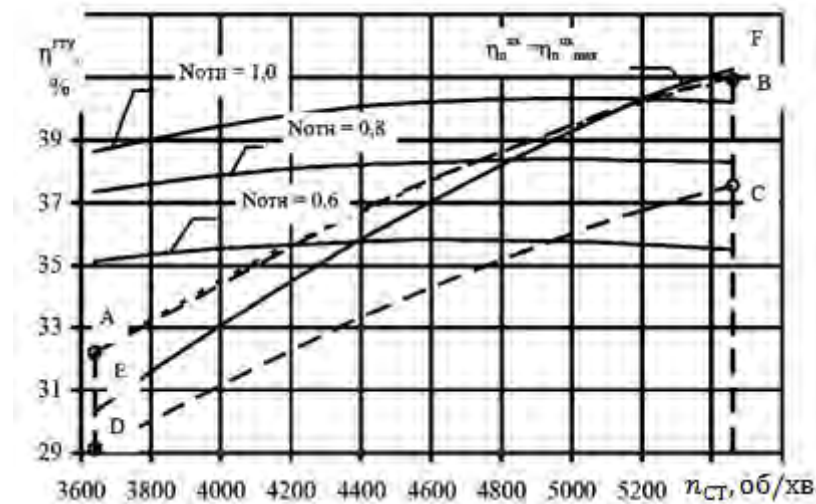


Рис. 3.1. Залежності режимів роботи ГТУ-16Р розробки ДП «Зоря»– «Машпроект» від частоти обертання СТ: ABCD – зона спільних режимів роботи ВК і СТ; EF – крива режимів роботи ГТД із максимальним ККД; АВ – крива режимів ВК із максимальним ККД

3.1 Можливість узгодження характеристик ГТП і ВК з метою досягнення оптимального режиму роботи агрегата

Системна характеристика агрегата, що визначає його оптимальний режим роботи $((\eta_{ex}^{TKA})_{max})$ у залежності $\eta_{ex}^{TKA} = f(N_{сп})$, є найбільш характерним проявом інтегративних властивостей створюваної енерготехнологічної системи (агрегата) [51, 54]. Таким чином, виникає необхідність зміни енергетичних (потужнісних) характеристик ВК і ГТД із метою керування системною характеристикою агрегата при його роботі як на проектному, так і на інших режимах роботи.

Забезпечення узгодженості режимів роботи системи «ГТД – ВК» за рахунок зміни конструктивних характеристик двигуна представляється проблематичним через те, що ГТД є досить складним, наукомістким і дорогим виробом, що вимагає тривалого часу розробки, виготовлення й доведення. У той же час при створенні ТКА є можливість розробки ВК із різними геометричними параметрами ПЧ, тобто є певна можливість керування системною характеристикою агрегата за рахунок зміни ГДХ створюваного компресора.

Вибір ступенів компресора в теперішній час виконується на основі даних про напірність і ККД його ПЧ, пологості характеристики і запасу по

помпажу, але без врахування впливу характеристик ВК на системну характеристику агрегата. В основу підходу до узгодження характеристик ГТД і ВК у даній роботі закладене положення про необхідність досягнення максимальної енергетичної ефективності агрегата, тобто $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$ і, відповідно, забезпечення мінімальної витрати п.г. При цьому необхідно забезпечувати співпадіння проектного режиму роботи ВК і максимального значення ККД системної характеристики агрегата. В цьому випадку ступінь неузгодженості (ε) характеристик буде відповідати $\varepsilon = 0$. В якості показника неузгодженості ε прийнято відношення $\varepsilon = \Delta G_{\text{КГ}} / (G_{\text{КГ}})_{\text{опт}}$, де $\Delta G_{\text{КГ}}$ – різниця в значеннях $G_{\text{КГ}}$, які відповідають проектному (поточному) режимові роботи ВК і режимові роботи ТКА, при якому спостерігається максимальний ККД на його системній характеристиці; $(G_{\text{КГ}})_{\text{опт}}$ – масова витрата газу у ВК на проектному (поточному) режимі роботи. На рис. 3.2 представлені залежності $\eta_{\text{ex}}^{\text{ВК}}, \eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}} = f(G_{\text{КГ}})$ для новостворюваного агрегату ГПА-Ц-32С/76-1,35 потужних ЛКС МГ. Як видно із рис. 3.2, для даного агрегата $\varepsilon = 0$, що досягнуто завдяки використанню РК із вихідними кутами лопаток $\beta_{\text{Л}_2} = 32^\circ$, безлопаткового дифузора, а також вперед поверненого завитка в конструкції вихідного пристрою. Газодинамічне проектування ПЧ виконане кафедрою KBХТ С.-Петербурзького ГПУ [68, 69].

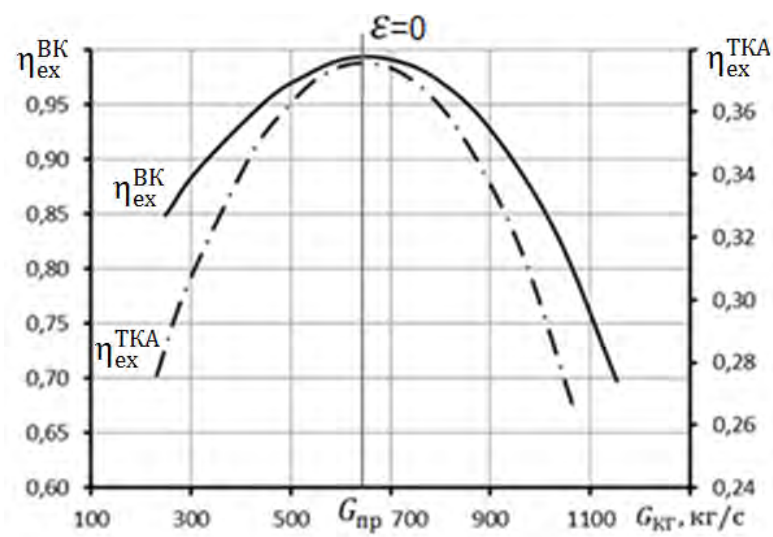


Рис. 3.2. Характеристики ефективності роботи ВК і агрегата в складі ТКА природного газу типу ГПА-Ц-32

Як видно з рис. 3.2, такий підхід вимагає рішення додаткових завдань при виконанні розрахунково-дослідного етапу робіт у процесі створення агрегата на передпроектній стадії робіт і зводиться до аналізу впливу геометричних параметрів проточної частини ВК, інших систем ВК і ГТП на ефективність агрегата і, в остаточному підсумку, до вибору найбільш доцільних характеристик елементів ТКА з метою досягнення його максимальної енергоефективності.

3.2 Вплив геометрії робочих коліс компресора на ступінь узгодженості характеристик компресора і агрегата

Як відомо, ГДХ турбокомпресора залежать від конструктивних параметрів ПЧ, режимів її роботи і складу робочого середовища. Вибір геометрії ПЧ (насамперед РК і дифузора) безпосередньо впливає на безрозмірну характеристику «напір-витрата», розмірні характеристики, потужність, що споживається від витрати і інші параметри. Слід зазначити, що однією з особливостей характеристики потужності, що споживається ВК в залежності від витрати газу є те, що екстремум функції $N_{\text{СП}} = f(G_{\text{КГ}}, V_{\text{КГ}})$ може відповідати максимальному ККД компресора [2, 70]. Однак для більшості ВК ця умова не виконується. Крива потужності $N_{\text{СП}} = f(V_{\text{КГ}})$ при $V_{\text{КГ}} > (V_{\text{КГ}})_{\text{ном}}$, де $(V_{\text{КГ}})_{\text{ном}}$ відповідає максимальному значенню політропного ККД, часто має тенденцію до росту в порівнянні з $N_{\text{СП}} = N_{\text{ном}}$. І чим значніший цей ріст, тим більш це неприйнятно для ГТД (особливо в літній період) [2].

Визначальний вплив на форму кривої $N_{\text{СП}} = f(G_{\text{КГ}}, V_{\text{КГ}})$ має крутість напірної характеристики ступеня. Наближені залежності $\varphi_{u_2} = f(\varphi_{r_2})$ (де φ_{u_2} – коефіцієнт напору, φ_{r_2} – коефіцієнт витрати ступеня ВК) при різних вихідних кутах лопаток РК ($\beta_{\text{Л}_2}$) були отримані, виходячи з формули Стодоли $\varphi_{u_2} = k_z - \varphi_{r_2} \text{ctg} \beta_{\text{Л}_2}$. Як відомо, найбільшою крутістю володіють характеристики ступенів з низьконапірними РК (наприклад, з $\beta_{\text{Л}_2} = 22,5^\circ$) і в міру збільшення кутів $\beta_{\text{Л}_2}$

залежності $\varphi_{u_2} = f(\varphi_{r_2})$ стають усе більш пологими (рис. 3.3). Враховуючи, що внутрішню потужність, що споживає РК, можна вважати прямо пропорційною добутку коефіцієнтів напору і витрати, на рис. 3.4 представлені наближені залежності відносної потужності $\bar{N} = N/N_{\eta_{max}}$ від φ_{r_2} . Причому $N = N_{\eta_{max}}$ відповідає максимуму політропного ККД ступеня. Дані рис. 3.4 свідчать про те, що екстремум функції $\bar{N} = f(\varphi_{r_2})$ точно відповідає $\bar{N} = 1,0$ тільки для низьконапірних РК. У дійсності це можуть бути РК «насосних» ступенів з $\beta_{Л_2}$, приблизно, у діапазоні $15 - 25^\circ$, для яких зі збільшенням витрати в порівнянні з номіналом не відзначається ріст відносної потужності (він може бути незначним, точніше меншим 3 – 5 %) [2, 70].

У той же час кути $\beta_{Л_2} = 52^\circ$ і вище, характерні для РК «компресорних» ступенів, неминуче приводять до значного росту відносної потужності при збільшенні витрати (рис. 3.4).

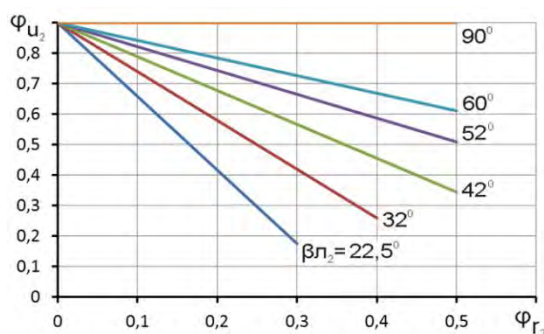


Рис. 3.3. Залежності теоретичного коефіцієнта напору від коефіцієнта витрати для різних типів РК

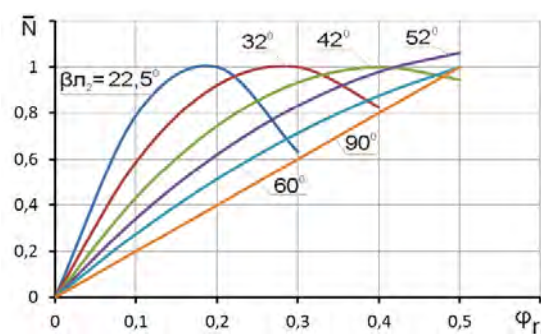


Рис. 3.4. Залежності відносної внутрішньої потужності ступеня ВК від типу РК

Наведені вище результати розрахункового аналізу підтверджуються експериментальними даними [70]. На рис. 3.5 наведені характеристики варіантів модельних ступенів з низьконапірними РК із циліндричними лопатками «насосного» типу ($\beta_{Л_2} = 22,5^\circ$), а також ЛД і БЛД. Як видно з рисунка, для ступенів з низьконапірними РК форма кривих $\bar{N} = f(\varphi_0)$ має оптимум, який відповідає максимальному ККД як із ЛД (рис. 3.5, а), так і із БЛД (рис. 3.5, б).

При використанні РК більшої напірності (наприклад, РК із $\beta_{Л_2} = 32^\circ$) є можливість наблизитися до виконання необхідної умови, незважаючи на те, що при таких РК і ЛД ступень володіє неяскаро вираженим екстремумом функції $\bar{N} = f(\varphi_0)$ (рис. 3.6) у порівнянні зі ступенем, що має БЛД і РК із $\beta_{Л_2} = 22,5^\circ$ (рис. 3.5, б). У той же час у ступенях ВК, що мають БЛД і РК із кутом $\beta_{Л_2} = 52^\circ$, екстремум характеристики $\bar{N} = f(\varphi_0)$ відсутній (рис. 3.7). Можна відзначити, що тип дифузора ПЧ в цьому випадку не має визначального впливу на форму кривої $\bar{N} = f(\varphi_0)$.

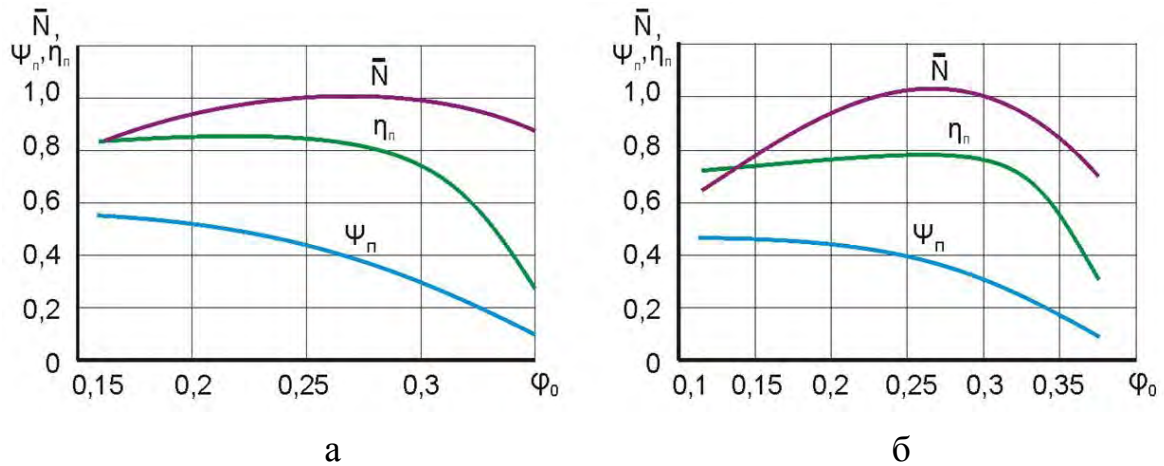


Рис. 3.5. Характеристики ступенів із низьконапірними РК ($\beta_{Л_2} = 22,5^\circ$):

а – ЛД; $b_2/D_2=0,055$; $\alpha_{Л_3} = 15^\circ$; $b_3/b_2=1,25$; $D_4/D_2=1,37$; $M_{u_2}=0,67$;

б – БЛД; $b_2/D_2=0,075$; $b_3/b_2=1,0$; $D_4/D_2=1,554$; $M_{u_2}=0,6$

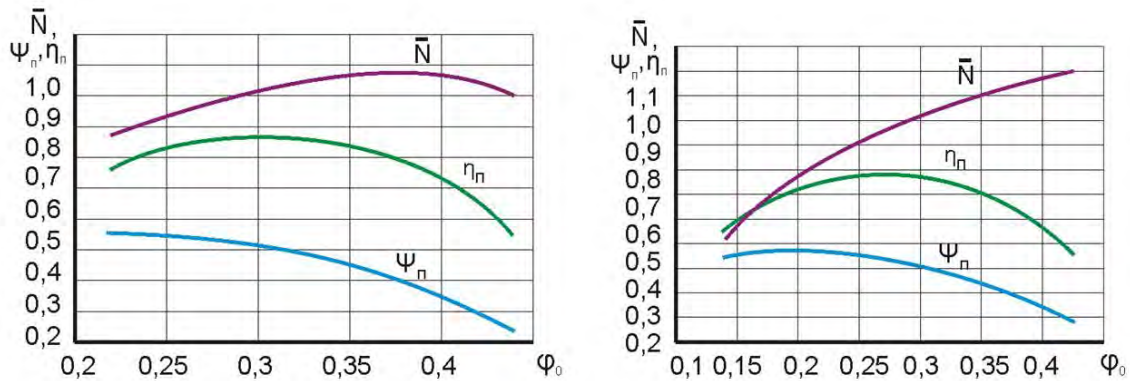


Рис. 3.6. Характеристики ступеня стиснення із РК середньої напірності: $\beta_{Л_2} = 32^\circ$, ЛД, $b_2/D_2=0,078$, $\alpha_{Л_3} = 14^\circ$, $b_3/b_2=1,14$, $D_4/D_2=1,4$, $M_{u_2}=0,6$

Рис. 3.7. Характеристики ступеня стиснення із високонапірним РК: $\beta_{Л_2} = 52^\circ$, БЛД, $b_2/D_2=0,055$, $b_3/b_2=0,965$, $D_4/D_2=1,54$, $M_{u_2}=0,5$

Як видно із представлених даних, конструкція ПЧ компресора, насамперед геометрія РК, впливає на форму залежності $\bar{N} = f(\varphi_0)$ і $\psi_{\Pi} = f(\varphi_0)$.

Зважаючи на вплив характеристик ВК на конфігурацію системної характеристики ТКА (рис. 3.8, 3.9) наведені дані, як буде показано далі, мають істотний вплив на інтегральну ГДХ компресора і, відповідно, системну характеристику агрегата.

3.3 Вплив геометричних характеристик проточної частини ВК на системну характеристику агрегата

Застосування у складі ТКА модифікацій ВК, які забезпечують однакові кінцеві параметри при різній геометрії ПЧ, дозволяє встановити вплив геометричних параметрів і, відповідно, вплив ГДХ компресора на зміну системних характеристик при функціональному і функціонально-ексергетичному підході до аналізу ефективності агрегата. Такий аналіз представлений з використанням характеристик агрегатів типу ГПА-Ц-16С и ГПА-Ц-32 [2, 4]. У складі агрегатів типу ГПА-Ц-16С застосовуються ГТД типу ДГ90 виробництва ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект» і ВК виробництва СМНВО, що забезпечують відношення тисків 1,25 і 1,44. Основні геометричні дані ВК агрегатів типу ГПА-Ц-16С представлені в табл. 3.1.

Як видно із табл. 3.1, у складі ВК застосовуються ПЧ із ЛД і БЛД. Діапазон зміни кутів $\beta_{Л_2}$ у РК компресорних ступенів становить 22,5 – 52,1°. У зв'язку з цим забезпечується можливість аналізу впливу напірної характеристики, обумовленої вихідними кутами лопаток РК і типом дифузора, на режими спільної роботи ВК і ГТП у складі ТКА, тобто на конфігурацію системних характеристик агрегатів.

Розрахункові параметри роботи досліджуваних модифікацій агрегатів і основні результати розрахунків по оцінці ефективності агрегатів типу ГПА-Ц-16С отримані з використанням загальновідомих методик, програм СМНВО і представлені в табл. 3.2. Як видно з табл. 3.2, для ТКА, укомплектованого модифікацією ВК-1 (у складі ПЧ компресора застосовуються низьконапорні РК

із $\beta_{Л_2} = 22,5^\circ$ і ЛД), режими роботи, що відповідають $(\eta_{\Pi})_{max}$ і $(\eta_{\Sigma}^{ТКА})_{max}$, а також $(\eta_{ex}^{ВК})_{max}$ і $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$, співпадають по потужності ГТД і масовій продуктивності ВК (рис. 3.8, а). Співпадіння оптимального режиму роботи ТКА й розрахункового режиму роботи ВК спостерігається також у випадку агрегата, укомплектованого ВК-2, спроектованого на базі ступенів, що мають РК із $\beta_{Л_2} = 32^\circ$ і БЛД (рис. 3.8, б).

Таблиця 3.1

Основні геометричні характеристики ПЧ для ВК агрегатів типу ГПА-Ц-16С

Геометричні характеристики	Модифікації ВК				
	ВК-1	ВК-2	ВК-3	ВК-4	ВК-5
Тип дифузорів	ЛД	БЛД	ЛД	БЛД	ЛД
Кількість ступенів	2	2	2	1	1
D_2 , мм	898	830	843	960	869
$\beta_{Л_2}$, град	22,5	32,0	32,0	52,10	52,10

Для агрегата з модифікацією ВК-3 (у складі ПЧ компресора застосовуються середньонапірні РК із $\beta_{Л_2} = 32^\circ$ і ЛД) співпадіння проектного режиму ВК і режиму роботи ТКА, який відповідає $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$ не спостерігається (рис. 3.9, а). При функціональному і функціонально-ексергетичному підходах неузгодженість по масовій витраті склала $\varepsilon_{G_{КГ}} = 7,9\%$, а по потужності $\varepsilon_{N_{СП}} = 5,8\%$. У випадку застосування РК із $\beta_{Л_2} = 52,1^\circ$ (модифікація ВК-4) неузгодженість по $G_{КГ}$ проектного режиму роботи ВК і режиму роботи ТКА, який відповідає $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$ збільшується до 8,8 % навіть при використанні БЛД (табл. 3.2, рис. 3.9, б).

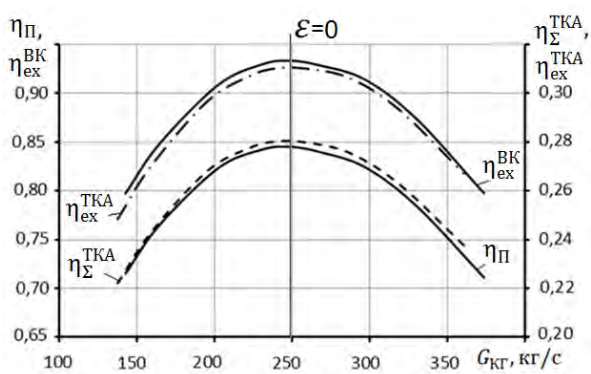
Величина неузгодженості режимів роботи, які відповідають $(\eta_{\Pi})_{max}$ і $(\eta_{\Sigma}^{ТКА})_{max}$, а також $(\eta_{ex}^{ВК})_{max}$ і $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$ для ТКА з модифікацією ВК-4 (ПЧ укомплектована високонапорним РК із $\beta_{Л_2} = 52,1^\circ$ і БЛД) становить по масовій витраті $\varepsilon_{G_{КГ}} = 8,8\%$, а по потужності $\varepsilon_{N_{СП}} = 5,6\%$. Для агрегата з модифікацією ВК-5 величини неузгодженості по масовій витраті становить 12,2 % і потужності 6,8 %. Як видно, збільшення неузгодженості

між максимальними значеннями системної характеристики агрегата і проектної характеристики ВК $\eta_{\Pi} = f(G_{\text{КГ}})$ при збільшені $\beta_{\text{Л}_2}$ РК ступеня є загальною тенденцією і, як показують дослідження, підтверджується для різних типів ВК і агрегатів для ЛКС.

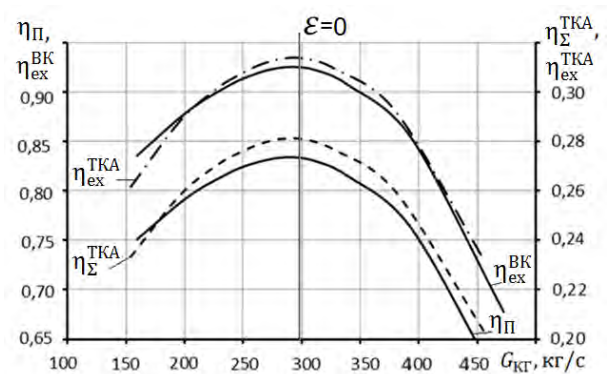
Таблиця 3.2

Режими роботи й показники ефективності різних модифікацій ВК потужністю 16 МВт і агрегатів типу ГПА-Ц-16С

Модиф.	ВК-1		ВК-2		ВК-3		ВК-4		ВК-5	
Парам.	Розр.	Опт.	Розр.	Опт.	Розр.	Опт.	Розр.	Опт.	Розр.	Опт.
$N_{\text{СП}}, \text{кВт}$	15200	15200	16300	16300	15200	16200	15200	16100	15200	16300
$\pi_{\text{К}}$	1,44						1,25			
$G_{\text{КГ}}, \text{кг/с}$	248	248	293	293	256	278	415	455	430	490
$\eta_{\Pi}, \%$	84,5	84,5	83,40	83,40	85,5	85,0	82,22	81,72	85,0	84,4
$\eta_{\Sigma}^{\text{ТКА}}, \%$	28,01	28,01	28,04	28,04	28,34	28,53	27,25	27,40	28,16	28,38
$\eta_{\text{ex}}^{\text{ВК}}$	93,3	93,3	92,2	92,2	94,5	94,2	91,5	91,1	94,7	94,2
$\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}}$	31,0	31,0	31,4	31,4	31,6	31,8	30,4	30,6	31,3	31,7
Неузгодж. по $N_{\text{СП}}, \%$	0		0		5,8		5,6		6,8	
Неузгодж. по $G_{\text{КГ}}, \%$	0		0		7,9		8,8		12,2	



а



б

Рис. 3.8. Показники ефективності ВК і агрегатів типу ГПА-Ц-16С

(— політропний ККД ВК, - - - інтегральний ККД ТКА): а – ВК-1, $n_p=5100$ об/хв,

$\pi_{\text{К}} = 1,44$; б – ВК-2, $n_p=5300$ об/хв, $\pi_{\text{К}} = 1,44$

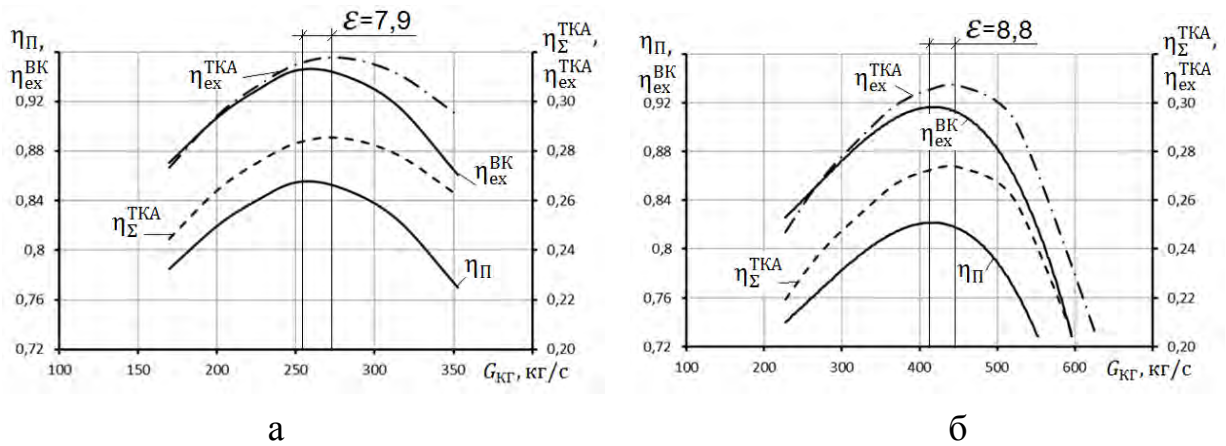


Рис. 3.9. Зіставлення ККД компресора і інтегрального ККД агрегата типу ГПА-Ц-16С (— політропний ККД ВК; - - - інтегральний ККД ТКА): а – модифікація ВК-3, $n_p=5100$ об/хв, $\pi_K = 1,44$; б – модифікація ВК-4, $n_p=5100$ об/хв, $\pi_K = 1,25$

Як видно із аналізу рис. 3.8 і 3.9, форми характеристик $\eta_{\Pi} = f(G_{\text{КГ}})$ і $\eta_{\text{ex}}^{\text{BK}} = f(G_{\text{КГ}})$ мають подібний характер, але їх значення для відповідних режимів відрізняються в середньому на 10 %. Перевищення значень $\eta_{\text{ex}}^{\text{BK}}$ над η_{Π} відповідає фізичній сутності самого поняття ексергетичного ККД ВК, при визначенні якого виходять із характеру зміни параметрів робочого середовища. Системні характеристики агрегатів, отримані при функціональному і функціонально-ексергетичному підходах, також мають подібний характер, а їхні оптимуми збігаються по величині масової витрати. Різниця в значеннях $(\eta_{\Sigma}^{\text{TKA}})_{\text{max}}$ і $(\eta_{\text{ex}}^{\text{TKA}})_{\text{max}}$ становить до 10 % (табл. 3.2). Це пояснюється тим, що в складі агрегата застосовується однокорпусний ВК, робочий процес якого при $\pi_K = 1,25$ –1,45 характеризується помірними значеннями підвищення тиску і температури при компримуванні в.г.

Таким чином, аналіз отриманих даних (табл. 3.2 і рис. 3.8, 3.9) підтверджує вищенаведений висновок про те, що найбільш характерною особливістю режимів роботи ТКА з різною геометрією ПЧ компресора є те, що застосування високонапірних РК ($\beta_{\text{Л}_2} > 32^\circ$) приводить до неузгодженості проектного режиму роботи компресора і режиму роботи агрегата, який відповідає $(\eta_{\text{ex}}^{\text{TKA}})_{\text{max}}$. Режими роботи ТКА по величині інтегральних ККД ($\eta_{\Sigma}^{\text{TKA}}$ і $\eta_{\text{ex}}^{\text{TKA}}$) у випадку застосування

високонапірних ступенів ВК досягаються при більш високій потужності, яка споживається компресором, у порівнянні з проектним режимом компресора і потрібно, напевно, керування характеристиками як ВК, так і ГТД для досягнення оптимуму по ККД системної характеристики агрегата.

Положення про вплив напірності ступеня ВК на ступінь узгодженості характеристик ГТП і ВК було використано при проектуванні агрегата типу ГПА-Ц-32. Особливістю процесу створення агрегату є те, що на передпроектній стадії НДР виконувався порівняльний аналіз термодинамічної ефективності агрегата, укомплектованого ВК із різними ПЧ. У процесі проектування використовувалися одноступінчасті ПЧ із середньонапірним РК ($\beta_{Л_2} = 32^0$) і БЛД конструкції кафедри КВХТ (м. С.-Петербург), а також високонапірним РК ($\beta_{Л_2} = 52^0$) і ЛД конструкції ДП ЗМКБ «Івченко-Прогрес» (м. Запоріжжя). Розрахунок ПЧ конструкції кафедри КВХТ виконаний на основі методу універсального моделювання, що потербує експериментального підтвердження отриманих ГДХ. Для ВК зі середньонапірним ступенем виконаний чисельний експеримент у програмному комплексі ANSYS CFX (ліцензійний договір №304706) і фізичний експеримент на аеродинамічному стенді для модельних випробувань ПЧ¹.

Агрегат типу ГПА-Ц-32 призначений для реконструкції багатоцехових ЛКС, оснащених агрегатами потужністю 10 – 16 МВт. У складі агрегату типу ГПА-Ц-32 можуть застосовуватися: ВК на кінцевий тиск 7,45 МПа з відношенням тисків $\pi_K = 1,35$; ГТД типу ДУ-32 виробництва ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект» (м. Миколаїв) або ГТУ-32П конструкції ВАТ "Авіадвигун" (м. Перм, Росія) потужністю 32 МВт.

Однією з основних вимог, до ВК, є забезпечення політропного ККД компресора на рівні $\eta_{\text{П}} \approx 90\%$. Конструктивна схема ПЧ розробки кафедри КВХТ має осьовий вхід, радіальне безвтулкове РК із лопатками циліндричного типу з вихідним кутом лопаток $\beta_{Л_2} = 32^0$, БЛД і згорнутий

¹ Експериментальне дослідження на аеродинамічному стенді АДС-1250 за участю автора роботи проведено в СМНВО інженерами Нефедовим О. М., Рогальским С. О. і к.т.н. Скориком А. В.

набік (у бік покривного диску РК) завиток круглого перетину (рис. 3.10). Діаметральний габаритний розмір ПЧ досягає 2000 мм.

Відмінними рисами ПЧ розробки ДП ЗМКБ «Івченко-Прогрес» є виконапірне осьорадіальне РК із $\beta_{Л_2} = 52^\circ$, ЛД, згорнутий набік завиток зі змінним поперечним перетином, що переходить від круглого на початковій ділянці до еліптичного перетину. Діаметральний габаритний розмір ПЧ становить 1700 мм (рис. 3.10, а), що дозволяє істотно зменшити масогабаритні показники ВК. Безрозмірні розрахункові ГДХ обох варіантів ПЧ у вигляді залежностей $\eta_{\Pi} = f(\Phi_0)$ і $\psi_{\Pi} = f(\Phi_0)$ представлені на рис. 3.10, б.

Як видно з рис. 3.10, обидві ПЧ за рівнем розрахункових значень ККД відповідають пред'явленим вимогам. Рівень максимальних значень η_{Π} ПЧ конструкції кафедри КВХТ і ДП ЗМКБ становить 0,88 і 0,89, а запас по помпажу 58 % і 26 %, відповідно. При цьому розрахункові режими двох ПЧ відповідають оптимальним значенням ККД для характеристик $\eta_{\Pi} = f(\Phi_0)$: $\Phi_0=0,0582$, $\psi_{\Pi}=0,462$, а також $\Phi_0=0,0794$, $\psi_{\Pi}=0,58$ для ПЧ конструкції кафедри КВХТ і ДП ЗМКБ, відповідно.

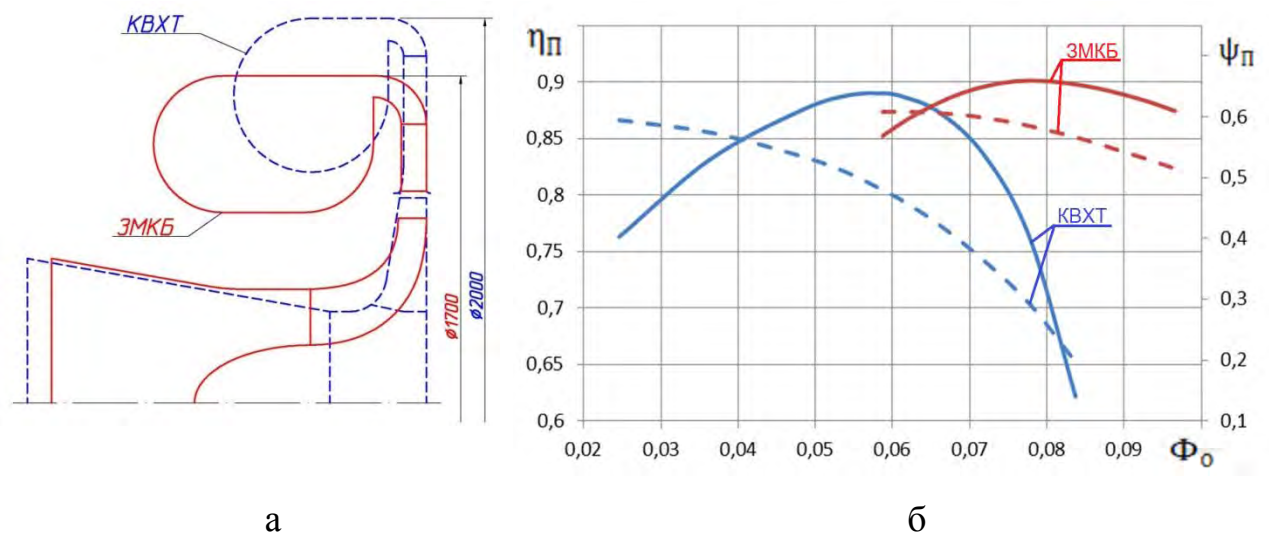


Рис. 3.10. Варіанти конструкцій ПЧ (а) і ГДХ компресора (б) розробки кафедри КВХТ С.-ПбГПУ і ДП ЗМКБ «Івченко-Прогрес»

Вище було зазначено, що чисельні дослідження характеристик ПЧ компресора для агрегата типу ГПА-Ц-32 виконувалося з використанням програмного комплексу ANSYS CFX.

Створення структурованих сіткових моделей для всіх елементів ПЧ досліджуваного ВК виконувалося в додатку IcemCFD. Сітки складаються з гексаїдрів у ядрі потоку і з 25 призматичних шарів, згущених до стінок. Побудовані розрахункові сітки елементів ПЧ були об'єднані в додатку CFX-Pre у єдину розрахункову сітку компресора, загальна кількість розрахункових комірок якої склало 9 427 909. Аналіз характеристик основних критеріїв якості сітки виконувався із застосуванням модуля Solver CFX.

При моделюванні на розрахункову область накладалися додаткові обмеження:

1. Закручення потоку на вході дорівнює нулю.
2. Розподіл параметрів газу по площі поперечного перетину входу є рівномірним.
3. Теплообмін між робочим середовищем і поверхнями, що обмежують ПЧ, відсутній (Adiabatic wall).
4. Розрахунок течії газу проводиться в різних системах координат - в області РК – в обертовій (Rotational), а в інших областях (статорні елементи ПЧ) – у нерухливій (Stationary). Передача даних між зазначеними частинами розрахункової області виконується за допомогою інтерфейсів.
5. Чисельний експеримент проводився при стаціонарній постановці завдання (SteadyState), застосовувалася модель турбулентності Ментера Shear Stress Transport (SST).
6. Робоче середовище – повітря, модель ідеального газу (Air, Ideal Gas);
7. Течія газу в порожнинах між роторними й статорними деталями, а також перетічки через лабіринтні ущільнення і втрати на дискове тертя не моделюються.

У результаті були отримані розрахункові безрозмірні ГДХ ПЧ досліджуваного ступеня. Характеристики отримані по статичним параметрам і усереднені по масовій витраті на вході і виході з компресора.

Випробування модельної ПЧ компресора здійснювалося на спеціально створеному аеродинамічному стенді АДС-1250 [68, 69]. Конструкція модельного стенда дозволяє проводити комплексні газодинамічні дослідження як окремих елементів ПЧ, так і ступеня в цілому, завдяки чому були одержані її інтегральні характеристики.

Порівняння розрахункових характеристик ступеня компресора, отриманих в ANSYS CFX, із проектними (на кафедрі KBХТ вони були отримані методом універсального моделювання [71]) показало достатньо задовільне співпадіння (рис. 3.11). Розбіжність за коефіцієнтом ψ_{Π} не перевищує 2 %. Також спостерігається задовільне співпадіння з експериментальними характеристиками, отриманими на аеродинамічному стенді СМНВО [68, 69]. Максимальна розбіжність по величині ψ_{Π} не перевищує 2 % (відн.), а по η_{Π} – 5 % (відн.).

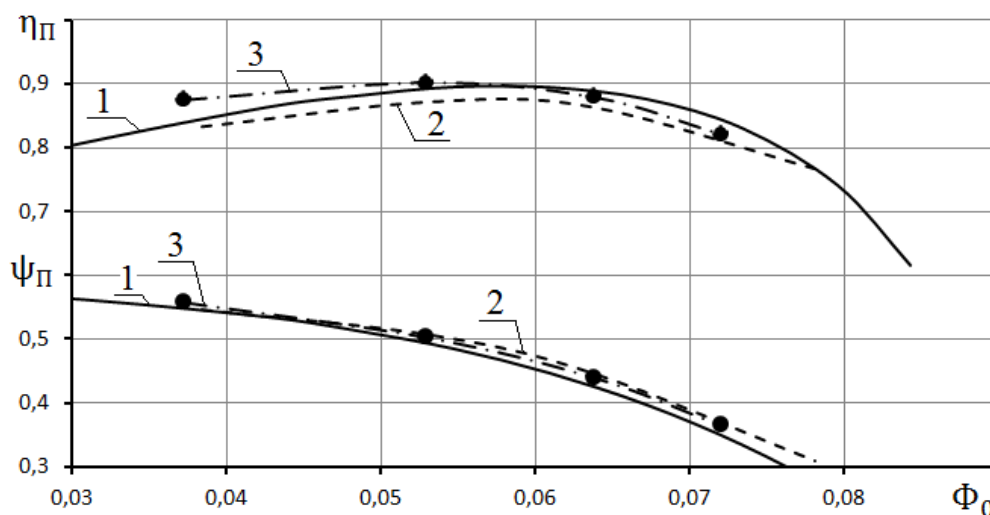


Рис. 3.11. Безрозмірні ГДХ досліджуваної модельної ПЧ: 1 – проектна характеристика; 2 – чисельний експеримент із використанням комплексу ANSYS CFX; 3 – фізичний експеримент на стенді АДС-1250

На основі проектних характеристик ВК і характеристик ГТД, одержаних розробником, при термодинамічному аналізі його робочого процесу були побудовані системні характеристики агрегата типу ГПА-Ц-32. Результати розрахунків ефективності ТКА, укомплектованого ВК із різними ПЧ, а також двигуном ДУ32 представлені на рис. 3.12.

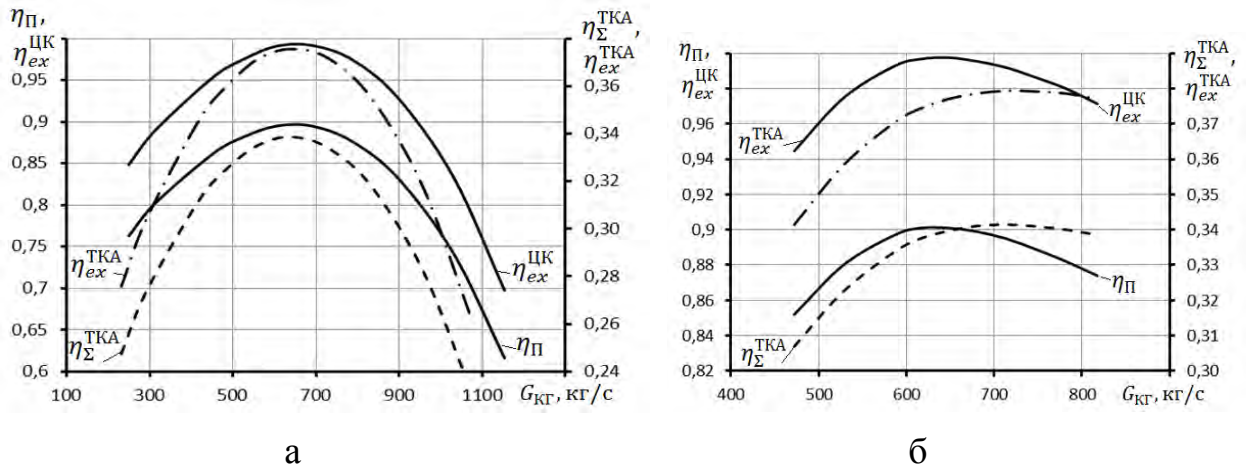


Рис. 3.12. Показники ефективності роботи агрегатів типу ГПА-Ц-32, укомплектованих ВК із різними ПЧ та ГТД ДУ32 конструкції ДП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»: а – конструкції кафедри КВХТ; б – конструкції ДП ЗМКБ

Як видно з рис. 3.12, застосування середньонапірного РК і БЛД у складі ПЧ компресора розробки кафедри КВХТ забезпечило співпадіння режимів роботи при відповідних значеннях $(\eta_{ex}^{BK})_{max}$ і $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$ по величині ΔG_{KT} і $\Delta N_{СП}$. Для агрегата з високонапірною ПЧ компресора спостерігається неузгодженість $(\eta_{ex}^{BK})_{max}$ і $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$ по $G_{KT}=11,6\%$ і $N_{СП}=6,9\%$. При цьому максимальний ККД агрегата досягається при $N_{СП}=33000$ кВт, що перевищує номінальну потужність ГТД. Це говорить про те, що ПЧ з використанням РК конструкції ЗМКБ «Івченко-Прогрес», маючи на увазі її конструктивні особливості в частині радіальних розмірів, вимагає подальшого доведення з метою впровадження у виробництво.

Оцінити ступінь узгодженості характеристик ГТП і ВК можна також на основі даних про паливну ефективність ГТП агрегата (рис. 3.13). Більш детально методична сторона питання використання коефіцієнта паливної ефективності, як інтегрального показника ефективності ТКА, буде розглянута нижче в розділі 4 (див.п.п. 4.2.3).

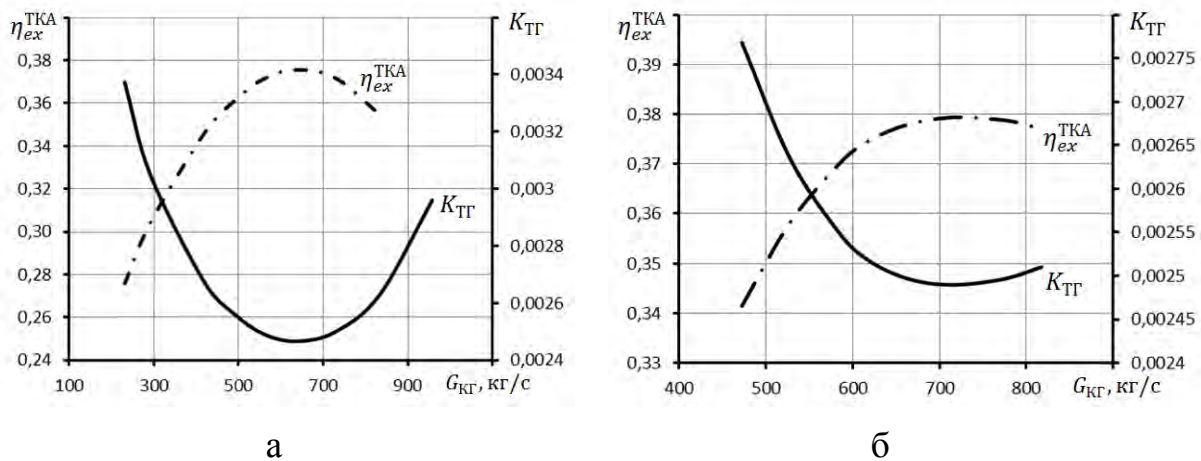


Рис. 3.13. Паливна ефективність агрегатів, укомплектованих ВК із різними ПЧ:
а – конструкції кафедри KBXT; б – конструкції ДП ЗМКБ «Івченко-Прогрес»

Як видно з рис. 3.13 залежність $K_{\text{ТГ}} = f(G_{\text{КГ}})$ має яскраво виражений оптимум, що відповідає мінімальному значенню $(K_{\text{ТГ}})_{\text{min}}$ і максимальному ексергетичному ККД агрегата $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$. При цьому слід зазначити також, що рівень енергоефективності ТКА, укомплектованого ВК із ПЧ розробки кафедри KBXT, вище чим із ВК розробки ДП ЗМКБ.

3.4 Висновки за розділом 3

1. Газодинамічні характеристики ВК, що обумовлені геометрією ПЧ і режимом його роботи, впливають на положення точки, яка відповідає максимальному значенню ККД системної характеристики ТКА, який створюється на основі цього компресора і ГТП [1, 2].

2. Встановлено, що найбільш характерною особливістю режимів роботи газотурбінного ТКА з ВК є те, що застосування низьконапірних і середньонапірних РК у ступенях компресора ($\beta_{\text{Л}_2} < 32^\circ$) у поєднанні із ЛД і БЛД забезпечує узгодження оптимального (проектного) режиму роботи компресора і режиму роботи агрегата, при якому інтегральний ККД, виходячи з його системної характеристики, досягає максимального значення. Застосування високонапірних РК ($\beta_{\text{Л}_2} > 32^\circ$) приводить до неузгодженості зазначених режимів по $G_{\text{КГ}}$ і $N_{\text{СП}}$ і чим вище напірність ступеня тим більша величина неузгодженості [2].

3. Для агрегата типу ГПА-Ц-16С, укомплектованого ВК потужністю 16 МВт із ПЧ, що має РК з $\beta_{Л_2} \geq 52,1^0$ і БЛД, значення неузгодженості по N_{Π} досягає 5 – 6 % від проектного значення; при наявності ЛД у ступеня ВК величина неузгодженості $N_{\text{СП}}$ досягає 7 – 8 %. Така особливість у конструкції ПЧ, яка забезпечує необхідні параметри газу на виході із ВК, приводить до істотно різних показників роботи ТКА по паливній ефективності [2].

4. Для ВК потужністю 32 МВт зі середньонапірним ступенем виконані розрахунки ГДХ у програмному комплексі ANSYS CFX і отримані результати фізичного експерименту для модельної ПЧ. Спостерігається достатнє співпадіння розрахункових та експериментальних характеристик. Величина розбіжності не перевищує 5% відносних.

5. Представлено результати системного аналізу ефективності агрегата типу ГПА-Ц-32, укомплектованого ВК із ПЧ різного типу. Результати аналізу ефективності агрегата показали, що застосування низьконапірного ступеня забезпечує узгодження характеристик ГТП і ВК, а також досягнення більш високої економічності за паливними показниками в порівнянні із ТКА укомплектованого ВК з високонапірним ступенем, що створюється з використанням ПЧ конструкції ДП ЗМКБ «Івченко-Прогрес». При цьому значення неузгодженості між $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ВК}})_{\text{max}}$ і $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$ по $G_{\text{КГ}}$ досягає 11,6 %, а по величині $N_{\text{СП}}$ дорівнює 6,9 %, що приводить до перевитрати п.г., тому що необхідна потужність ГТП становить 33 МВт (при проектній 32 МВт) [4, 13].

6. Використання виконапірної ПЧ конструкції ДП ЗМКБ «Івченко-Прогрес» дозволяє створити більш компактний ВК з меншими масогабаритними характеристиками і, відповідно, з меншою вартістю. Однак для вирішення питань, пов'язаних із забезпеченням узгодженості проектної характеристики виконапірного ВК і системної характеристики ТКА, необхідне проведення НДР для створення регулюємих ПЧ з використанням спеціальних модельних і натурних стендів.

РОЗДІЛ 4

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ АГРЕГАТА ДЛЯ ЛІНІЙНИХ І ДОТИСКУВАЛЬНИХ КС З ВИКОРИСТАННЯМ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИПРОБУВАНЬ

Як відзначалося раніше, блоково-комплектні ТКА п.г. на основі конвертованих ГТД і ВК потужністю 4 – 32,0 МВт є енергоперетворюючими системами, робочий процес яких супроводжується складними термодинамічними явищами. При термодинамічному аналізі ЕТС агрегата основними завданнями є одержання інтегральних критеріїв ефективності, аналіз впливу окремих систем агрегата на його ефективність, а також виявлення оптимального режиму роботи ТКА.

Результати аналізу ефективності агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 на основі системних характеристик з використанням розрахункових і експериментальних даних, отриманих при випробуваннях ГТП, ВК, їхніх допоміжних систем і агрегата в цілому, дозволили експериментально обґрунтувати основні положення методики термодинамічного аналізу ТКА. У вітчизняній літературі такі дані представлені вперше.

Результати експериментальних досліджень агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 для ЛКС дозволяють також відпрацювати методику аналізу ефективності ЕТС газотурбінних агрегатів з одно- і двокаскадним ВК для ДКС.

4.1 Деякі методичні особливості експериментальних досліджень і результати випробувань агрегата типу ГПА-Ц-6,3А

При створенні агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 конструкції СМНВО були проведені випробування ВК і ГТД на модельних стендах, а також натурні випробування стендового й дослідного зразків агрегата із двигуном Д-336-1/2 і ВК НЦВ-6,3/56-1,45. ТКА створений для лінійних КС магістральних газопроводів [7 – 10, 12] для заміни агрегата типу ГПА-Ц-6,3М, створеного

на основі двигуна НК-12СТ конструкції СКБМ (ВАТ «Кузнєцов», м. Самара, РФ).

Двоступінчастий компресор НЦВ-6,3/56-1,45 є основною функціональною системою агрегата, що забезпечує його експлуатаційні параметри. Проектному режимові роботи відповідають параметри: $G_{\text{кг}} = 95 \text{ кг/с}$; $N_{\text{СП}} = 6125 \text{ кВт}$ (при $\eta_{\text{П}} = 85 \%$); $\pi_{\text{к}} = 1,45$; $n_{\text{ВК}} = 8200 \text{ об/хв.}$ Проточна частина досліджуваного компресора є моделлю широко відомого компресора НЦ-16/76-1,44 потужністю 16 МВт (коефіцієнт моделювання дорівнює 0,658), створеного раніше в СМНВО для агрегатів ЛКС типу ГПА-Ц-16.

Схема стенда ЗК блоку випробувальних стендів СМНВО для випробувань ТКА представлена на рис. 4.1 [50, 72].

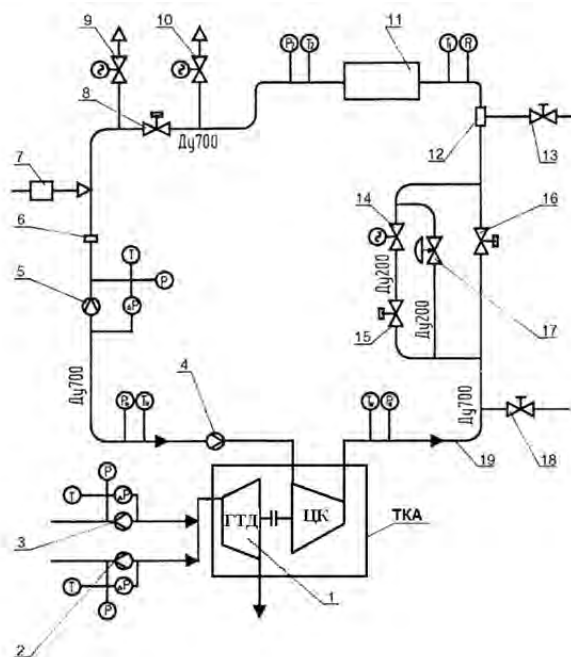


Рис. 4.1. Схема стенда ЗК СМНВО для натурних випробувань ТКА на природному газі

Газовий контур стенда розрахований на тиск до 5,49 МПа й оснащений спеціальним дросельним пристроєм, що дозволяє випробовувати ВК у діапазоні зміни кінцевих тисків 7,45–12 МПа¹. Контур має систему

¹ Дросельний пристрій, що забезпечує випробування ВК при $P_{\text{к}}=7,45\text{--}12,0 \text{ МПа}$, на рис.4.1 не показаний.

оохолодження газу, яка створена на основі АПО типу АВГ-160 (11). Для плавного регулювання тиску й захисту від «помпажу» між ділянками ЗК високого й низького тиску крім крана (16) є байпасний контур, оснащений дросельним краном Ду200 (14) і антипомпажним клапаном (17). Заповнення ЗК і його підживлення газом під час випробувань здійснюється від спеціального газопроводу з використанням дотискувальної КУ (7). Контур обладнаний системами для направлення технологічного газу на «свічу» (9, 10), продувки збірника ущільнюючого мастила (12) ротора ВК, а також пристрієм для відбору проб технологічного газу (18) при визначенні його хімічного складу перед зняттям газодинамічних характеристик ВК. Контур оснащений запірними арматурами (8, 15, 16) для регулювання продуктивності ВК, а також витратомірними пристроями для вимірювання витрат п.г. (3) у ГТД (1), продуктивності ВК (4), витрат технологічного газу (5) у ЗК.

Підготовка агрегатів і стендів до випробувань відповідає загальноприйнятим правилам з дотриманням вимог щодо розміщення і виконання місць відбору тисків, температур та інших необхідних параметрів, а також вимог програм і методик випробувань ВК, ГТД і агрегата в цілому [51, 73, 74].

Для проведення випробувань стенди укомплектовані засобами вимірів: витрат і потужності; датчиками тиску і пульсацій тиску, температури, рівня вібрацій, а також засобами для автоматизації процесу обробки результатів випробувань. Характеристики вимірювальних засобів у складі стенда відповідають ГОСТ Р 52782-2007 і задовольняють пред'явленим вимогам (Додаток К, Л). Вимірювані параметри і засоби вимірювань, які використовувалися при визначенні характеристик ВК, представлені в табл. 1, додаток К. Керування роботою стендів здійснюється з операторної БВС.

При випробуваннях ВК у складі стендового агрегата були отримані безрозмірні ГДХ $\eta_{\Pi}, \psi_{i,\Pi} = f(\Phi_0)$, а також розмірні характеристики $N_i, \pi_K, \eta_{\Pi} = f(V_H)$ залежно від об'ємної витрати V_H компресора ($\text{м}^3/\text{с}$) у досить

широкому діапазоні зміни частоти обертання ротора ($n=7800 - 8400$ об/хв). При цьому склад газу і умови випробувань по тиску і температурі забезпечували виконання режимів автомодельності по умовних числах Маха (M_{u_2}) і Рейнольдса (Re_{u_2}).

Перевірка відповідності характеристик компресора технічному завданню на створення ВК для агрегата ЛКС проведена згідно програми випробувань [75], розробленої відповідно до [73]. Перед випробуваннями всі прилади пройшли перевірку в державній метрологічній службі.

Визначення потужності компресора, що споживається у процесі випробувань, виконувалося з використанням його параметрів із застосуванням методу теплового балансу. Обробка результатів випробувань ВК виконувалась відповідно до загальноприйнятих методик [29, 51, 75].

Величина середньоквадратичних похибок визначення параметрів для номінального режиму роботи ВК із $\pi_K = 1,5 - 2,2$, згідно даних роботи [29], не перевищує: $\sigma\eta_{\Pi}, \sigma\psi_{\Pi} = \pm 1,5 - 2 \%$; $\sigma V_H = \pm 1 - 1,5 \%$; $\sigma N_i = \pm 2 - 2,5 \%$. Розрахункові значення середньоквадратичних похибок визначення основних показників для компресора НЦВ-6,3/56-1,45, отримані в процесі його випробувань на стенді ЗК для режиму близького до номінального, не перевищують вищезазначений діапазон значень похибок (табл. К.2. додатка К).

Як відомо, основними вихідними даними для проведення термодинамічного аналізу ЕТС на стадії передпроектних НДР є характеристики ВК і ГТД.

На рис. 4.2 представлені безрозмірні розрахункові й експериментальні характеристики ПЧ компресора типу НЦВ-6,3 у вигляді $\eta_{\Pi}, \psi_{i,\Pi} = f(\Phi_0)$, отримані на стенді ЗК при випробуваннях у діапазоні частот обертання $n=7800 - 8400$ об/хв ($M_{u_2} = 0,50 - 0,557$ і $Re_{u_2} = (7 - 11) \cdot 10^6$).

Як показує аналіз розрахункової і експериментальної характеристик ПЧ, для розрахункового режиму роботи ВК спостерігається задовільне співпадіння розрахункових і експериментальних даних. Розбіжність

характеристик на інших режимах (рис. 4.2) може бути пов'язане з особливостями робочого процесу ступеней ВК із лопатковими дифузорами.

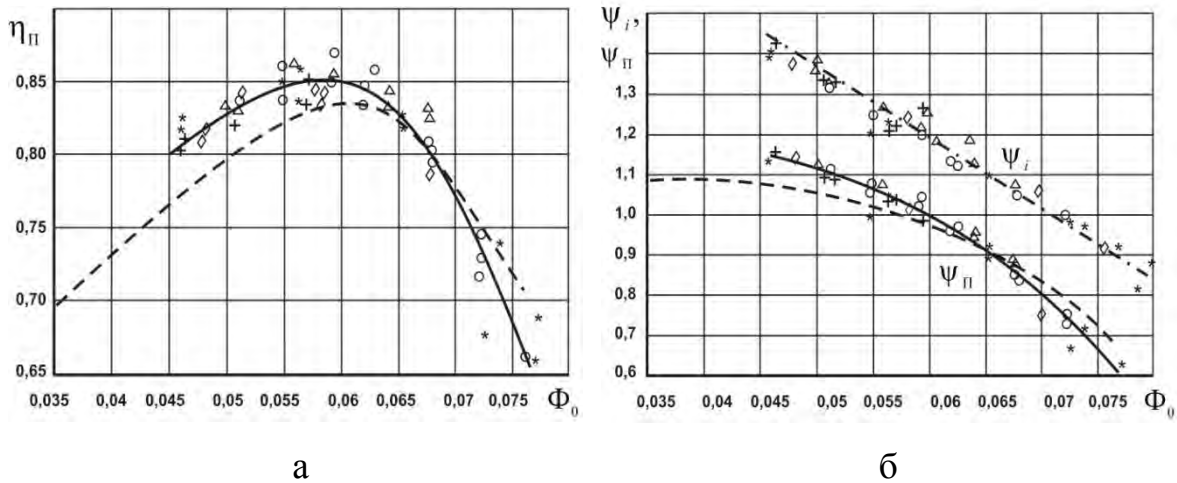


Рис. 4.2. Безрозмірні ГДХ проточної частини компресора НЦВ-6,3/56-1,45

а – $\eta_{\Pi} = f(\Phi_0)$; б – $\psi_{i,\Pi} = f(\Phi_0)$: --- розрахункові характеристики;
 — експериментальні характеристики, отримані при натурних
 випробуваннях агрегата; * – 7800 об/хв; $\diamond$ – 8000 об/хв; $\circ$ – 8200 об/хв;
 Δ – 8400 об/хв; + – 8200 об/хв

Коефіцієнт зони економічної роботи для даної ПЧ (відношення частки зони по продуктивності, при якій $\eta_{\Pi} = 0,9 \cdot \eta_{\Pi}^{max}$ до всього діапазону роботи компресора) становить 0,683, а коефіцієнт запасу по помпажу, що характеризує віддаленість номінального режиму роботи компресора від границі помпажа, становить 0,25, що забезпечує стійку й надійну експлуатацію ВК із такою ПЧ.

На номінальному режимі роботи ($T_a=288$ К; $P_a=101325$ Па) двигун Д-336-1/2 має наступні характеристики: масова витрата ц.п. 32 кг/с; потужність 6,3 МВт; ефективний ККД 31 % (ISO-2314); діапазон частоти обертання ротора СТ 5740 – 8610 об/хв; максимальна частота обертання ротора КВТ 13400 об/хв; максимальна температура газів після СТ (ном.) 979 К (706 °С). Паливна система: паливо – природний газ (ГОСТ 28775-90, ГОСТ 5542-2014); тиск п.г. $P_{BX}=2,35$ МПа; температура газу $T_{BX}=288 - 323$ К; масова витрата палива на номінальному режимі 0,4 кг/с.

З урахуванням зазначених даних розроблялися програми й методики натурних випробувань агрегата, а також розроблялися приладове оснащення й методика обробки експериментальних даних [75, 76].

Створення й доведення двигуна Д-336-1/2 для агрегата типу ГПА-Ц-6,3А проводилися в ЗМКБ із використанням гідро гальмового стенду [77], газового стенду ПАО «Мотор-Січ» [8], а також стенда ЗК СМНВО [29, 72].

Газовий стенд для випробування серійних ГТД у ПАО «Мотор-Січ» призначений для випробування двигунів на газоподібному паливі. Конструктивна схема і склад устаткування стенда, які представлені на рис. 4.3, відображують особливості конструкції повітряприймального тракту ГТП у складі ТКА і дозволяють визначати не тільки його основні характеристики, але й вивчити нерівномірність поля тисків і швидкостей перед повітряприймальним пристроєм ГТД [8].

З погляду можливості визначення характеристик ГТД, які використовуються при верифікації розрахункової моделі системної характеристики ТКА, найважливішими параметрами є: крутний момент на валу СТ, який визначається за допомогою вимірювача крутного моменту, а також вимір об'ємної витрати п.г. на вході в дозатор палива ГТД.

Точнісні характеристики вимірювальних засобів, які використовуються у складі стенда, відповідають ГОСТ Р 52782-2007 і задовольняють пред'явленим вимогам. Для визначення параметрів ГТД використовувалися як штатні вимірювальні засоби, які використовуються в серійних авіаційних двигунах, так і стендові засоби вимірювання [29, 72]. Параметри, що вимірюються і засоби вимірювань, представлені в табл. К.1 додатка К.

У процесі випробувань визначаються такі основні параметри необхідні для одержання системної характеристики ТКА:

– частота обертання роторів (вимірюється безконтактними датчиками обертів);

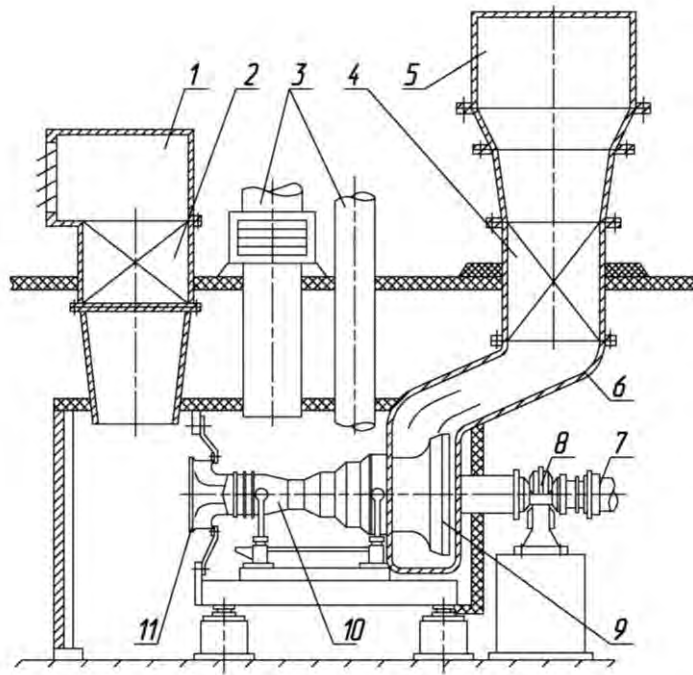


Рис. 4.3. Стенд для випробування двигунів типу Д-336 і АІ-336 на газоподібному паливі [8]: 1 – шахта ППТ; 2 – шумоглушник; 3 – повітряходи системи вентиляції; 4 – шумоглушник вихлопу; 5 – шахта ВС; 6 – газовідвід; 7 – вал електрогенератора; 8 – редуктор з вимірювачем крутного моменту; 9 – вихідний пристрій двигуна; 10 – ГТД; 11 – вхідний пристрій ГТД

– потужність двигуна – визначається за показниками тиску ВКМ і обчислюється по формулі

$$N_{\text{СТ}_{\text{вим}}} = 0,0267706 \cdot P_{\text{ВКМ}} \cdot n_{\text{СТ}} + \Delta N, \quad (4.1)$$

де $N_{\text{СТ}_{\text{вим}}}$ – виміряна потужність на вивідному валу СТ, кВт; $P_{\text{ВКМ}}$ – тиск у вимірнику крутного моменту, кгс/см^2 ; $n_{\text{СТ}}$ – частота обертання ротора СТ, хв^{-1} ; ΔN – поправка на потужність, яка враховує втрати повного тиску на вході у двигун і механічні втрати в редукторі, кВт;

– витрата п.г. на стенді – визначається штатною системою виміру.

До складу системи входять датчики виміру температури і тиску п.г., а також перепаду тиску на шайбі вимірювача. Перерахунок витрати п.г. на умовне паливо (у.п.) (100 % метану з $H_0 = 50056 \text{ кДж/кг}$ (11950 ккал/кг)) виконується по формулі

$$G_{\text{ПГ}_{\text{у.п.}}} = G_{\text{ПГ}} \cdot H_U / 11950, \quad (4.2)$$

де $G_{\text{ПГ}}$ – масова витрата п.г., кг/год; H_U – питома теплотворна здатність п.г. (при 20 °С і 760 мм рт.ст.), ккал/кг.

Питома витрата п.г. визначається як [42]

$$C_{e_{\text{пит}}} = \frac{(G_{\text{ПГ}})_{\text{у.п.}}}{(N_{\text{СТ}})_H}, \quad (4.3)$$

де $(G_{\text{ПГ}})_{\text{у.п.}}$ – нормальна масова витрата у.п., визначена з використанням дросельних характеристик двигуна, кг/год; $(N_{\text{СТ}})_H$ – номінальна потужність двигуна при нормальних умовах, кВт;

– сумарне відношення тисків повітря в компресорі газогенератора ГТД

$$\pi_{K_{\Sigma}} = (P_{\text{КВТ}} + P_H) / P_H, \quad (4.4)$$

де $P_{\text{КВТ}}$ – надлишковий тиск повітря за компресором високого тиску, МПа; P_H – тиск атмосферного повітря, МПа.

– ефективний ККД двигуна визначається за формулою [42]

$$\eta_e = \frac{3600}{C_{e_{\text{пит}}} \cdot 50056} \cdot 100 \%. \quad (4.5)$$

Випробування двигуна Д-336-1/2 на ГГС, газовому стенді ПАО «Мотор-Січ» і стенді ЗК СМНВО у складі агрегата дозволили одержати залежність $\eta_e = f(N_{\text{СТ}})$ у всьому діапазоні значень потужності (рис. 4.4) [9].

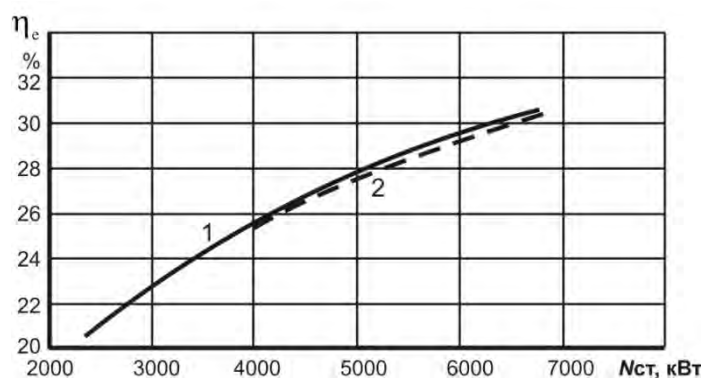


Рис. 4.4. Характеристики ефективності ГТД: 1 – при випробуваннях на ГГС організації-розробника; 2 – на стенді ЗК СМНВО [9]

Одним із важливих експериментів, виконаних при випробуваннях дослідного зразка серійного агрегата типу ГПА-Ц-6,3А, було визначення

теплотехнічних характеристик двигуна при його роботі у складі ТКА. У процесі цих випробувань були отримані реальні параметри ГТД (приведені обороти роторів високого і низького тисків, температура перед СТ, витрата п.г., потужність СТ залежно від π_K компресора двигуна), а також основні залежності $C_e, \eta_e = f(N_{СТ})$, які характеризують економічність двигуна (рис. 4.5).

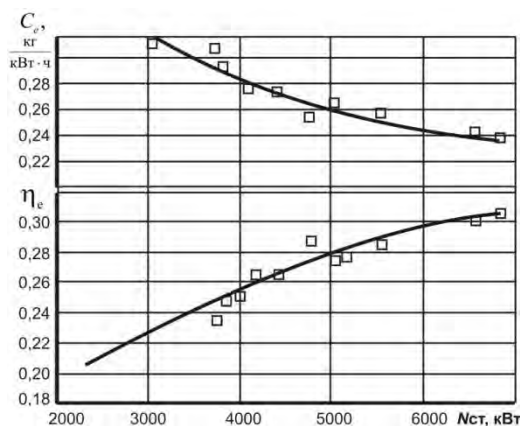


Рис. 4.5. Ефективність роботи двигуна Д-336-1/2 за результатами його теплотехнічних випробувань у складі дослідного зразка агрегата типу ГПА-Ц-6,3А: — розрахунок; □ – натурний експеримент

Як видно із рис. 4.5, при роботі ГТД у складі агрегата при $N_{СТ} = 6,3 \text{ МВт}$ значення $\eta_e = 30 \%$, а $C_e = 0,24 \text{ кг/(кВт·год)}$, що істотно вище в порівнянні з показниками ГТД НК-12СТ конструкції СКБМ (м. Самара, Росія) у складі агрегатів типу ГПА-Ц-6,3 попередніх модифікацій, у якого відповідні показники досягали $\eta_e = 26 \%$, $C_e = 0,28 \text{ кг/(кВт·год)}$ [78]. Слід також зазначити, що показники економічності двигуна Д-336-1/2 істотно перевищують показники аналогічних конструкцій застарілих ГТД промислового типу (агрегати ГТ-750-6, ГТ-6-750, ГТН-6 та інші), які експлуатуються на КС української ГТС, величина η_e яких становить 24 – 27 % [27].

Для оцінки впливу допоміжних систем агрегата на його робочий процес були виконані роботи з визначення енергоспоживання такими системами як мастильною системою агрегата, системою вентиляції відсіку двигуна у складі турбоблока, САУ і Р та інших. Сумарна електрична потужність зазначених споживачів, у т.ч. потужність, що споживається мастильними насосами

системи змащення й ущільнень при роботі агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 на магістраль, становить 70 кВт.

4.2 Термодинамічний аналіз ефективності робочого процесу ТКА лінійних КС із використанням результатів випробувань

4.2.1 Аналіз ефективності робочого процесу компресора у складі агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45

Ефективність ЕТС агрегата визначається, як відомо, ефективністю роботи ГТП, ВК і допоміжних систем, у т.ч. системи утилізації теплоти в.г. При цьому основною функціональною системою ВК є ССК. У зв'язку із цим доцільно виконати аналіз ефективності її роботи.

Особливістю ексергетичного ККД ССК є його залежність не тільки від «механічної» (E_P), але й «термічної» (E_T) складових потоку ексергії на виході із компресора. При роботі компресора НЦВ-6,3/56-1,45 на проектному режимі при $n=8200$ об/хв і розрахунковому тиску газу на виході із ССК рівному $P_K=5,49$ МПа, температурі $T_K=314-330$ К, $\pi_K = 1,31-1,51$ частка термічної складової потоку ексергії досягає $0,5-1,4\%$ і відповідає $E_T=419-495$ кВт.

Як відомо, термічна частина потоку ексергії є «шкідливою» для робочого процесу ССК і повинна бути відведена в процесі його охолодження в навколишнє середовище в АПО газу. Поділ потоку ексергії на «механічну» і «термічну» складові дозволяє оцінити ефективність роботи ССК по підвищенню тиску ($\eta_{ex}^{\Delta P}$), тобто по цільовому призначенню компресора. Порівняльний аналіз ефективності ССК із використанням різних форм представлення ККД секції стиснення можна виконати на основі даних, представлених на рис. 4.6.

Як видно з рис. 4.6, форма кривих ККД має подібний характер, однак ексергетичний ККД у формі $\eta_{ex}^{\Delta P} = f(G_{KT})$ має найменші значення у всьому

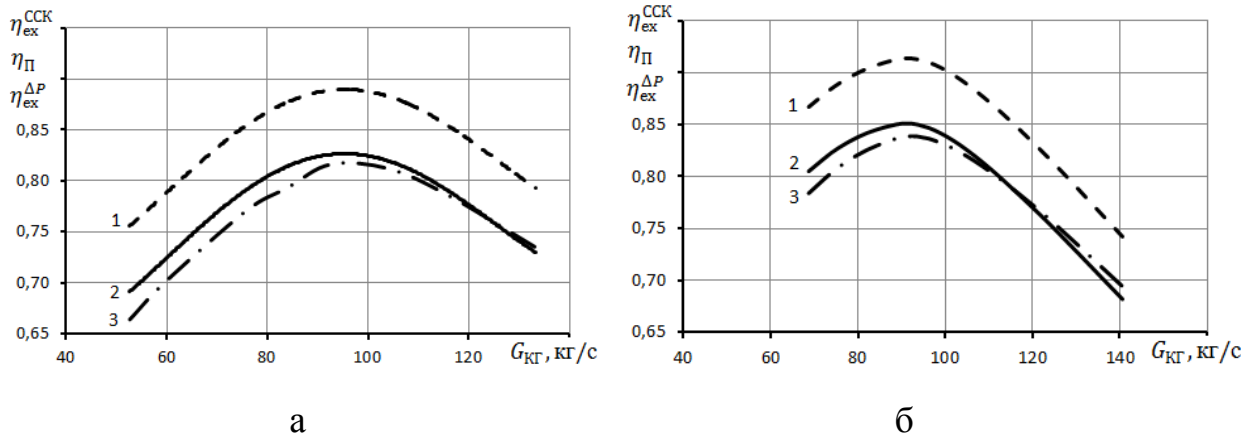


Рис. 4.6. Порівняльний аналіз ККД робочого процесу секції стиснення: а – розрахункові дані; б – експериментальні дані: 1 – $\eta_{\text{ex}}^{\text{ССК}} = f(G_{\text{КГ}})$;

$$2 - \eta_{\text{П}} = f(G_{\text{КГ}}); 3 - \eta_{\text{ex}}^{\Delta P} = f(G_{\text{КГ}})^1.$$

діапазоні масової продуктивності в порівнянні з $\eta_{\text{ex}}^{\text{ССК}}$. Крива політропного ККД має проміжне положення, тому що політропний ККД враховує в певній мірі вплив підвищення температури газу на підвищення тиску в процесі стиснення. При цьому в області $G_{\text{КГ}} > (G_{\text{КГ}})_{\text{пр}}$ (де $(G_{\text{КГ}})_{\text{пр}}$ – масова продуктивність проектного режиму роботи компресора) значення $\eta_{\text{ex}}^{\Delta P}$ і $\eta_{\text{П}}$ практично збігаються як для розрахункових, так і для експериментальних ГДХ ПЧ, що пов'язане з незначним впливом температурної складової потоку ексергії на підвищення ΔP при підвищенні продуктивності ВК вище проектної величини і є властивістю турбомашини. Максимальне значення $\eta_{\text{ex}}^{\Delta P}$ становить 81,6 %, що менше значень $(\eta_{\text{П}})_{\text{max}}$ і $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ССК}})_{\text{max}}$ на 1,7 і 8,7 % відносних. При цьому $\eta_{\text{ex}}^{\text{ССК}} > \eta_{\text{П}}$ у всьому робочому діапазоні масової продуктивності ССК, тому що ексергетичний ККД визначається з урахуванням теплової складової потоку ексергії по параметрам ССК, як різниця значень ексергії потоку технологічного газу на виході і вході секції стиснення.

¹ Значення залежності $\eta_{\text{ex}}^{\Delta P} = f(G_{\text{КГ}})$ отримані без врахування деякого підвищення тиску за рахунок підігріву газу в процесі стиснення в ССК, що не суттєво впливає при реальних температурах робочого середовища.

4.2.2 Аналіз ефективності агрегата з використанням його системної характеристики

Аналіз ефективності робочого процесу агрегата з використанням експериментальних і розрахункових даних виконується з використанням ексергетичних ККД, абсолютної величини втрат ексергії і їхніх відносних значень з наступними допущеннями і умовами:

- температура ц.п. на вході в ГТД і технологічного газу на вході в ВК приймається рівної 288 К;
- втрати ексергії, викликані тепловою взаємодією між корпусом стиснення ВК і навколишнім середовищем, не враховуються;
- втрати ексергії в технологічному контурі агрегата і відбори стисненого повітря від осьового компресора газогенератора ГТД на потреби ТКА не враховуються;
- утилізатори теплоти в.г. у складі ГТП не застосовуються;
- відбір потужності на привод електрогенератора власних потреб не враховується;
- подача п.г. для роботи ГТД забезпечується від автономного джерела;
- при аналізі термодинамічного стану агрегата ГДХ компресора умовно використовуються без врахування границі помпажа ВК.

Результати розрахунків по оцінці ефективності робочого процесу основних елементів і ТКА в цілому, отримані на основі розрахункових і експериментальних даних, наведені в табл. 4.1. У таблиці представлений також розподіл абсолютних (ΔE_D) і відносних втрат ексергії (δE_D), які мають безпосередній вплив на рівень ефективності робочих процесів, що реалізуються в окремих елементах ТКА.

В основному функціональному елементі агрегата (ССК) при проектному режимі роботи втрати ексергії рівні 715 кВт ($\delta E_D=3,44\%$) і 550 кВт ($\delta E_D=2,81\%$), а ексергетичні ККД досягають 89,3 і 91,0 % для розрахункової і експериментальної характеристик, відповідно. Розходження в значеннях ККД

Таблиця 4.1

Основні параметри і показники ефективності роботи агрегата і його елементів

Параметр		$G_{\text{КГ}}$, кг/с	$N_{\text{СП}}$, кВт	$\eta_{\text{ex}} (\sigma_{\text{ex}}^{\text{АПО}})$, %	$\Delta E_{\text{Д}}$, кВт	δE , %
Розрахункова характеристика						
ССК	проектний	95	6410	89,3	715	3,44
	оптимальний ¹	94	6380	89,4	710	3,43
АПО		95	80	(94,5)	305	1,47
ВК	проектний	95	6410	84,6	1010	4,91
	оптимальний	97	6470	84,9	1015	4,9
ГТП			6410	31,1	14132	68,43
ТКА	проектний	95	6410	26,6	15300	73,4
	оптимальний	100	6540	26,7	15750	73,3
Експериментальна характеристика						
ССК	проектний	95	6125	91,0	550	2,81
	оптимальний	91	6000	91,5	525	2,69
АПО		95	80	(95,1)	277	1,38
ВК	проектний	95	6125	86,9	820	4,19
	оптимальний	93	6070	87,1	810	4,14
ГТП			6125	30,6	13760	68,76
ТКА	проектний	95	6125	27,05	14650	72,95
	оптимальний	98	6225	27,13	14800	72,87

становить 1,9 % (відносних), що свідчить про задовільне співпадіння розрахункової і експериментальної характеристик секції стиснення.

Найменший рівень відносних втрат ексергії спостерігається в АПО і дорівнює 1,47 і 1,38 % для розрахункової і експериментальної характеристик ССК, відповідно, що обумовлено незначним підвищенням температури (ΔT) газу, яке для компресора НЦВ-6,3/56-1,45 при $\pi_{\text{К}} = 1,45$ становить $\Delta T = 32$ К і незначними гідравлічними втратами в АПО. При цьому величина коефіцієнта перетворення ексергії в АПО, що характеризує його ефективність як елемента системи [51], має значення 94,5 і 95,1 % для розрахункових і експериментальних характеристик ССК, відповідно. У

¹ Під оптимальним режимом роботи агрегата і його елементів в даному випадку (табл.4.1) мається на увазі режим, при якому досягається максимальне значення його ексергетичного ККД.

зв'язку з особливостями робочого процесу АПО (наявності недоохолодження газу) у навколишнє середовище відводиться не вся термічна складова потоку ексергії, а тільки її частина рівна 54 – 296 кВт при різних режимах роботи ВК.

Інтегральні втрати ексергії в ВК з урахуванням ССК і АПО на проектному режимі роботи по абсолютній величині рівні $\Delta E_D = 1010$ кВт ($\delta E_D = 4,91\%$) і $\Delta E_D = 820$ кВт ($\delta E_D = 4,19\%$), а ексергетичні ККД рівні 84,6 і 86,9 % для розрахункової і експериментальної характеристик ССК, відповідно. Розбіжність у значеннях ексергетичних ККД ВК на проектному режимі дорівнює 2,6 % (відносних).

Найбільші втрати ексергії мають місце в ГТП ($\Delta E_D = 14132$ кВт, $\delta E_D = 68,43\%$, табл. 4.1). Такий рівень втрат обумовлений особливостями робочого процесу ГТД, для якого характерними є значні втрати в газогенераторі особливо в камері згоряння, а також розсіювання високотемпературного потоку вихлопних газів після СТ у навколишньому середовищі.

Порівняльний аналіз ефективності робочого процесу агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 з використанням системної характеристики і його основних функціональних елементів (ССК, ВК) при різних режимах роботи можна виконати на основі даних табл. 4.1 і рис. 4.7.

Для проектного режиму значення ексергетичного ККД ССК становить 89,3 % (точка А, рис. 4.7, а) при $G_{\text{КГ}} = 95$ кг/с. Таким чином, спостерігається неузгодженість між проектним режимом роботи і оптимумом характеристики $\eta_{\text{ex}}^{\text{ССК}} = f(G_{\text{КГ}})$ (точка В, рис. 4.7, а). Величина $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ССК}})_{\text{max}} = 89,4\%$ при $G_{\text{КГ}} = 94$ кг/с. Неузгодженість по масовій витраті дорівнює 1,1 %. Це є наслідком недоліку методу моделювання, закладеного в основу проектування компресора, при якому для нового ВК із наявної бази даних ГДХ вибираються ступені ПЧ, що мають характеристики найбільш близькі до необхідних.

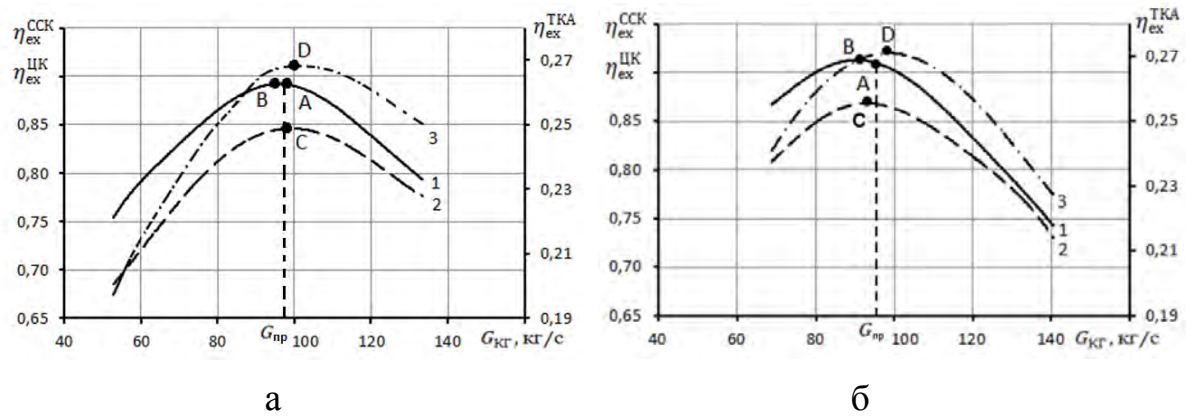


Рис. 4.7. Залежності ефективності ТКА, отримані на основі:

а – розрахункових ГДХ секції стиснення і ГТД; б – експериментальних ГДХ секції стиснення і ГТД; 1 – ексергетичний ККД ССК; 2 – ексергетичний ККД ВК; 3 – ексергетичний ККД ТКА

Характер залежності $\eta_{\text{ex}}^{\text{BK}} = f(G_{\text{KG}})$ визначається формою характеристики $\eta_{\text{ex}}^{\text{ССК}} = f(G_{\text{KG}})$. При цьому значення ККД в оптимумі $((\eta_{\text{ex}}^{\text{ССК}})_{\text{max}} = 89,4 \%$, точка В) знижується на 4,5 % і становить $\eta_{\text{ex}}^{\text{BK}} = 84,9 \%$ (точка С), що обумовлено збільшенням втрат ексергії на цьому режимі до 1010 кВт. Відбувається також зсув оптимума $\eta_{\text{ex}}^{\text{BK}} = f(G_{\text{KG}})$ (точка С) в область більших витрат щодо максимального ККД ССК (точка В) на величину $\Delta G_{\text{KG}} = 97 - 95 = 2 \text{ кг/с}$ (2,1 %). Такий характер системної характеристики ВК обумовлений перерозподілом впливу різних потоків ексергії («термічної» і «механічної» складових) при різних режимах роботи, особливостями ГДХ секцій стиснення, а також впливом характеристик технологічного контуру.

При аналізі спільної роботи ВК і привода виявляється істотний вплив ГТП на зміну залежності $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}} = f(G_{\text{KG}})$. При цьому ККД системної характеристики агрегата $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}} = f(G_{\text{KG}})$ має максимальне значення при $G_{\text{KG}} = 100 \text{ кг/с}$ (табл. 4.1, точка D, рис. 4.7, а), коли $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}} = 26,7 \%$. Неузгодженість між $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$ і $(\eta_{\text{ex}}^{\text{BK}})_{\text{max}}$ по масовій продуктивності становить 3,0 %, а за значенням потужності, що споживається, 1,1 %.

Неузгодженість між проектним режимом роботи компресора (точка А, рис. 4.7, а) і максимальним значенням системної характеристики $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}} = f(G_{\text{КТ}})$ (точка D, рис. 4.7, а) по $\Delta G_{\text{КТ}}$ складає $100-95=5$ кг/с (5,0 %), а по $\Delta N_{\text{СП}}$ досягає 2,0 %. Даний результат є наслідком застосування у складі ПЧ компресора РК із вихідними кутами $\beta_{\text{Л}_2} = 32^\circ$ і ЛД, що узгоджується з раніше наведеними даними.

При використанні експериментальних ГДХ секції стиснення (рис. 4.7, б) спостерігається аналогічний характер розташування кривих ефективності ССК, ВК і ТКА. Проектному режиму роботи компресора ($G_{\text{КТ}}=95$ кг/с) відповідає ексергетичний ККД ССК 91,0 % (точка А, рис. 4.7, б), оптимум $\eta_{\text{ex}}^{\text{ССК}} = f(G_{\text{КТ}})$ досягає значення 91,5 % при $G_{\text{КТ}}=91$ кг/с (точка В, рис. 4.7, б). Неузгодженість між проектним і режимом, який відповідає $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ССК}})_{\text{max}}$ по $\Delta G_{\text{КТ}}=4,2$ %, що більше ніж аналогічний показник для розрахункової характеристики ССК. Це може бути пов'язане з особливостями робочого процесу ступеня ВК із лопатковим дифузором [8]. Максимальний ексергетичний ККД ВК дорівнює 87,1 % (точка С, рис. 4.7, б). Неузгодженість між $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ВК}})_{\text{max}}$ і $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ССК}})_{\text{max}}$ по $\Delta G_{\text{КТ}}=93-91=2$ кг/с (2,2 %). Максимальне значення ККД системної характеристики $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}} = f(G_{\text{КТ}})$ відповідає значення $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}} = 27,13$ % (точка D, рис. 4.7, б). При цьому неузгодженість між значеннями $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$ і $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ВК}})_{\text{max}}$ по масовій продуктивності дорівнює 5,1 %, а по значенню потужності, що споживається, 2,5 %. Неузгодженість між проектним режимом роботи компресора (точка А, рис. 4.7, б) і $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}} = f(G_{\text{КТ}})$ (точка D, рис. 4.7, б) по $\Delta G_{\text{КТ}}=98-95=3$ кг/с (3,1 %), а по значенню $\Delta N_{\text{СП}}$ досягає 1,6 %.

Таким чином, при розрахункових і експериментальних ГДХ секцій стиснення спостерігається певна розбіжність режимів роботи ССК, ВК і ТКА по значенню максимального ККД, виходячи як з масової продуктивності, так і потужності, що споживається. Для розрахункових характеристик неузгодженість між проектним режимом роботи компресора і режимом

роботи агрегата при $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$ становить 5,0 і 2,0 % по масовій продуктивності і потужності, що споживається, відповідно. Згідно з експериментальними даними ці показники рівні 3,1 і 1,6 %, відповідно. Розходження в значеннях неузгодженості по $\Delta G_{\text{КГ}}$ і $\Delta N_{\text{СП}}$ пояснюється особливостями характеристик компресора. Розбіжність у значеннях $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$ системних характеристик $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}} = f(G_{\text{КГ}})$, отриманих на основі розрахункових і експериментальних даних, по $\Delta G_{\text{КГ}}$ становить 2,0 % (відносних). Розходження в значеннях проаналізованих показників між розрахунковими і експериментальними даними обумовлено, як розходженням розрахункових і експериментальних ГДХ характеристик, так і тим, що набір устаткування в дослідному зразку ТКА і набір устаткування в стенді ЗК різняться по технічним характеристикам.

4.2.3 Аналіз паливної ефективності агрегата з використанням газодинамічних характеристик компресора

Вище при аналізі ефективності ВК із ПЧ різного типу (підпункт 3.3) аналізувалася доцільність застосування системної характеристики агрегата для оцінки ступеня узгодженості ГТД ДУ32 і ВК у складі агрегата типу ГПА-Ц-32С.

Системні характеристики агрегата, типу ГПА-Ц-6,3А, отримані на основі функціонального і функціонально-ексергетичного підходів з використанням розрахункових і експериментальних даних ССК і ГТП, представлені нижче на рис. 4.8. Також на рис. 4.8 представлені результати розрахунків паливної ефективності агрегата у вигляді залежностей $K_{\text{ПГ}} = f(G_{\text{КГ}})$. Коефіцієнт $K_{\text{ПГ}}$ враховує не тільки витрати п.г., але й зміну напорної характеристики компресора і у цьому змісті може розглядатися як системний параметр, що характеризує не тільки ефективність ГТП, але ефективність агрегата в цілому.

Як видно з рис. 4.8, значення $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}} > \eta_{\Sigma}^{\text{ТКА}}$ у всьому діапазоні зміни $G_{\text{КГ}}$. Це пов'язане із природою ексергетичного ККД. Як видно з рисунка,

спостерігається зсув значення максимального значення ККД в характеристиці $\eta_{\Sigma}^{TKA} = f(N_{СП}, G_{КГ})$ відносно відповідних значень ККД по характеристиці $\eta_{ex}^{TKA} = f(G_{КГ})$ по масовій продуктивності $\Delta G_{КГ} = 4,0 \%$ і $\Delta G_{КГ} = 3,4 \%$ для розрахункових і експериментальних характеристик ССК і ГТП, відповідно. При цьому $(\eta_{\Sigma}^{TKA})_{max} = 25,8 \%$, що на $3,4 \%$ менше ніж $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$.

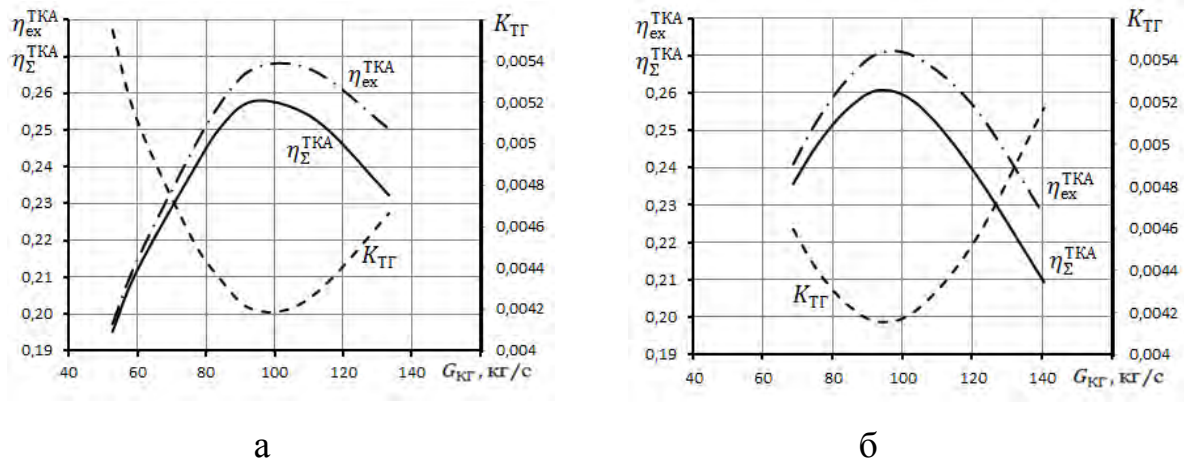


Рис. 4.8. Системні характеристики агрегата типу ГПА-Ц-6,3А, отримані на основі функціонального і функціонально-ексергетичного підходів, а також характеристика його паливної ефективності: а – розрахункові характеристики ССК і ГТП; б – експериментальні характеристики компресора і привода

Це є наслідком особливостей функціонального і функціонально-ексергетичного підходів у визначенні ККД елементів і агрегата в цілому.

З рис. 4.8 також видно, що інтегральний критерій паливної ефективності, представлений у вигляді залежності $K_{ПГ} = f(G_{КГ})$, має яскраво виражений оптимум по $(K_{ПГ})_{min}$, який відповідає режиму роботи агрегата з $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$ в його системній характеристиці. Так для агрегата з розрахунковими характеристиками ССК і ГТП максимальному ексергетичному ККД агрегата рівному $26,7 \%$ (табл. 4.1) відповідає значення $(K_{ПГ})_{min} = 0,00422$. Для експериментальних характеристик ССК і ГТП значенню $(\eta_{ex}^{TKA})_{max} = 27,13 \%$ (табл. 4.1) відповідає значення $(K_{ПГ})_{min} = 0,00415$.

4.2.4 Способи формування системної характеристики агрегата з метою аналізу його енергоефективності

Можливими способами керування системною характеристикою агрегата з метою досягнення оптимального режиму його роботи і, отже, узгодження роботи ГТД і ВК для досягнення найбільшої ефективності і економічності роботи агрегата, є:

1) Вибір відповідної ПЧ компресора, яка забезпечує найбільш доцільну характеристику $\eta_{\text{ex}}^{\text{BK}} = f(G_{\text{КТ}}, N_{\text{СТ}})$ з погляду її узгодженості із ГТП, тобто характеристикою $\eta_{\text{ex}}^{\text{ГТП}} = f(N_{\text{СТ}})$;

2) Застосування засобів регулювання характеристик ступенів стиснення ВК (наприклад, регульованих входних апаратів і ЛД) з метою вирішення завдання, зазначеного в п.1;

3) Більш глибока механізація ПЧ газоповітряного тракту ГТД (механізація лопаткового апарата компресора газогенератора; входні регулюючі апарати СТ).

Найбільш простим способом впливу на характеристику ГТД і агрегата є зміна числа обертів $n_{\text{СТ}}$. Вище на рис. 4.7 було показано, що неузгодженість між значеннями $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ССК}})_{\text{max}}$ і $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$ по масовій витраті при використанні експериментальних характеристик ВК і ГТП становить 7,1 % при $n=8200$ об/хв. Дані про вплив зміни значень $n_{\text{СТ}}$ у діапазоні $(0,7 - 1,05)n_{\text{ном}}$ на рівень неузгодженості для агрегата типу ГПА-Ц-6,3А представлено в табл. 4.2.

Як видно з табл. 4.2, при зміні $n_{\text{СТ}}$ змінюється величина значень ККД і положення точки максимальних значень $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ССК}})_{\text{max}}$ і $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$ по $G_{\text{КТ}}$. Однак у зміні значення неузгодженості по величині $\Delta G_{\text{КТ}}$ певної закономірності не спостерігається. Крім того, зі збільшенням $n_{\text{СТ}}$ величина неузгодженості по величині $\Delta G_{\text{КТ}}$ залишається досить значною. Це свідчить про неможливість

його усунення шляхом зміни n_{CT} при незмінній характеристиці двигуна $\eta_e(\eta_{ex}) = f(N_{CT})$.

Таблиця 4.2

Неузгодженість режимів роботи, при яких досягається $(\eta_{ex}^{CCK})_{max}$ і $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$ при різних обертах роторної системи агрегата типу ГПА-Ц-6,3А

$n_{CT}, \text{об/хв}$	5740	6150	6560	6970	7380	7790	8200	8610
$(\eta_{ex}^{CCK})_{max}, \%$	91,5	91,5	91,5	91,5	91,5	91,5	91,5	91,5
$(\eta_{ex}^{TKA})_{max}, \%$	19,37	20,98	22,44	23,78	25,77	26,55	27,15	27,55
$\Delta G_{KG}, \%$	4,9	4,7	6,1	5,5	6,3	7,2	7,1	6,1

У зв'язку із цим вирішення питань, пов'язаних з керуванням характеристикою $\eta_e(\eta_{ex}) = f(N_{CT})$ ГТД при його роботі в складі ТКА обумовлено необхідністю впровадження в конструкцію двигуна засобів механізації проточної частини як у складі газогенератора, так і у складі СТ. Зокрема, для впливу на системну характеристику агрегата доцільно було б у конструкції СТ двигуна передбачити регулюючий вхідний напрямний апарат [10, 12].

Як відомо, вітчизняні ГТД, які експлуатуються у складі ТКА, отримані шляхом конвертування авіаційних і суднових двигунів, і не забезпечені повною мірою такими засобами механізації. Таким чином, потрібні спільні зусилля розробників агрегата і ГТД у частині системного рішення завдання керування характеристикою ТКА і узгодження режимів роботи ВК і ГТД на стадії здійснення передпроектних НДР і ДКР по створенню ГТП і ТКА.

Раніше було показано (підпункти 3.2, 3.3), що геометрія ПЧ компресора безпосередньо впливає на узгодженість режимів роботи елементів системи «ГТД – ВК». Вище відзначалося також, що застосування РК ступенів стиснення ВК із вихідними кутами лопаток $\beta_{L_2} < 30^\circ$ у поєднанні з лопатковими або безлопатковими дифузорами в конструкції ВК забезпечує співпадіння $(\eta_{ex}^{BK})_{max}$ і $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$ по G_{KG} і N_C [2]. Комплектація ПЧ компресора РК із $\beta_{L_2} > 30^\circ$ і лопатковими дифузорами, як видно на прикладі

ВК агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45, приводить до неузгодженості системної характеристики ТКА і характеристики $\eta_{\text{ex}}^{\text{BK}} = f(G_{\text{KT}})$, що також приводить до зниження паливної ефективності агрегата. У той же час у випадку проектування змінних ПЧ, кількість ступенів яких обмежено габаритними розмірами існуючих корпусів ВК, виникає необхідність застосування високонапірних ступенів стиснення з $\beta_{\text{Л}_2} = 48^0$ і більше. У першу чергу таке завдання виникає при реконструкції діючих агрегатів на головних КС магістральних газопроводів при виснаженні родовища. У зв'язку із цим застосування ПЧ із використанням регулюючих напрямних апаратів на вході в ступень разом з регулюючими лопатковими дифузорами, як свідчать літературні дані, зокрема [79 та інші], може бути ефективним способом керування ГДХ компресора з метою досягнення оптимальних режимів роботи агрегата. Однак це вимагає проведення наукомістких робіт зі створення ефективних засобів регулювання. Для багатоступеневих ВК високого тиску для газової і нафтової промисловості їхнє створення є досить складним завданням, тому що пов'язане з необхідністю створення надійної конструкції компресора. Крім того, необхідно створювати відповідні алгоритми керування САУ і Р агрегата, освоєння відповідних програмно-технічних засобів для їхньої реалізації, а також проведення трудомістких експериментальних робіт.

4.3 Особливості методики термодинамічного аналізу ЕТС дотискувального компресорного агрегата з ВК різного типу

4.3.1 Деякі особливості енерготехнологічних схем і робочого процесу дотискувальних ТКА

Основною відмінною рисою робочого процесу ДКС є необхідність створення ТКА, оснащених ВК із відношенням тисків $\pi_{\text{K}} > 1,7$. У зв'язку із цим у складі його ЕТС може застосовуватися привод як з мультиплікатором, що забезпечує підвищення частоти обертання ротора ВК, так і без

мультиплікатора, але із збільшенням числа ступенів або ССК залежно від значення π_K .

Типовою ДКС, яка створена на основі агрегатів типу ТКА-Ц-6,3А, є КС «Яро-Яхінська» (Росія), укомплектована агрегатами ТКА-Ц-6,3А/77-4,37, що мають мультиплікаторний тип привода (рис. 4.9, а). З метою аналізу можливості створення більш економічних агрегатів для ДКС розглянемо також схему агрегата з безмультиплікаторним типом привода, але із двокаскадним ВК (рис. 4.9, б) [5, 6].

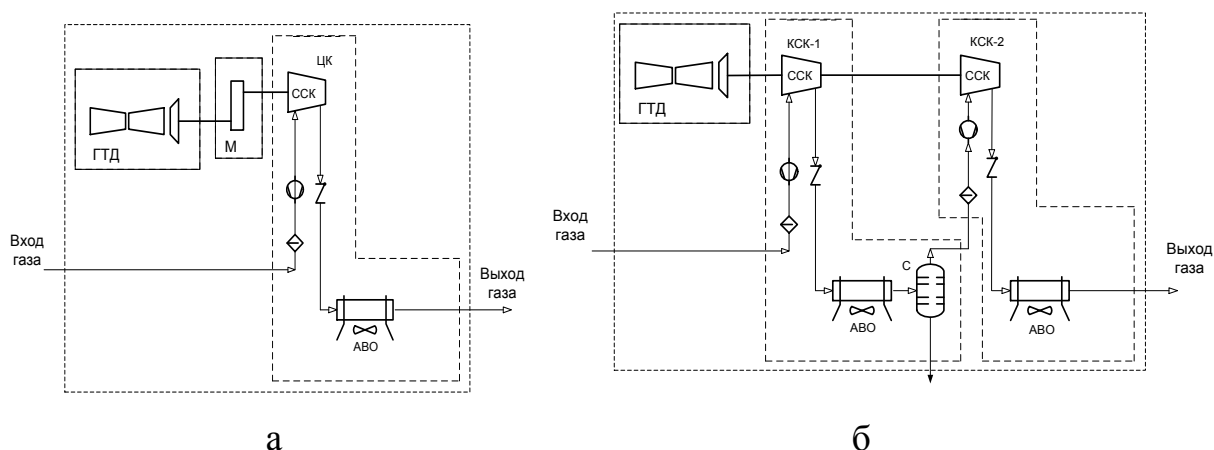


Рис. 4.9. Принципові схеми агрегатів типу ТКА-Ц-6,3А:

а – з однокаскадним ВК; б – із двокаскадним ВК; М – мультиплікатор; КСК-1, КСК-2 – каскади стиснення компресора; інші позначення в тексті

Основні методичні положення, які використані для аналізу ефективності агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 для ЛКС дозволяють створити методику аналізу ефективності ЕТС агрегатів і для ДКС.

Як видно з рис. 4.9, у складі агрегата може застосовуватися як одно-, так і двохкаскадний ВК. При цьому конструктивно ССК можуть розміщуватися як в одному, так і в окремих корпусах стиснення компресора.

При однокаскадній схемі ВК застосовується привод з мультиплікатором і однокорпусна шестиступенева ССК, яка забезпечує: кінцевий тиск $P_K=7,68$ МПа при частоті обертання $n=13000$ об/хв; відношення тисків $\pi_K = 4,37$; масову продуктивність $13,9$ кг/с і політропний ККД 67% . У

складі ТКА застосовується АПО газу із трубчаторебристими теплообмінниками (рис. 4.9, а). Модифікація дотискувального ТКА із двокаскадним ВК на ті ж параметри може бути створена без мультиплікатора ($n=8200$ об/хв, рис. 4.9, б). При цьому в складі першого каскаду (КСК-1) використовуються секція стиснення з п'ятиступеневою ПЧ на $\pi_K = 2,45$ з політропним ККД рівним 73,3 %, АПО і С; у КСК-2 – п'ятиступенева ПЧ на $\pi_K = 1,84$ з політропним ККД 65,2 % і кінцевим АПО газу.

Слід зазначити принципово різні підходи до розробки схем ТКА, що аналізуються. Перший варіант (рис. 4.9, а) виходить із вимог замовника: односекційний компресор, підвищення тиску у ВК із 1,76 МПа до рівня, що передбачається технологією створення КС при $\pi_K = 4,37$, забезпечення температури газу на виході з АПО 313 К. Другий варіант схеми агрегата припускає виконання тих же технологічних вимог з виконанням елементів оптимізації термодинамічних параметрів ЕТС. У цьому випадку на стадії вибору параметрів ССК і АПО додатково вирішується завдання аналізу впливу параметрів ССК-1 і проміжного АПО системи охолодження на ефективність робочого процесу ТКА. Аналіз ефективності робочого процесу агрегатів здійснюється з наступними допущеннями і умовами в доповнення до раніше представлених в підпункті 4.2.2:

- зміни температури, що викликані масо-, теплообмінними процесами в сепараторах КСК, не враховується;
- втрати ексергії (механічної потужності) у мультиплікаторі враховуються при визначенні потужності стиснення у ВК;
- у двокаскадному ВК потужність, що споживається допоміжними системами кожного КСК, розподіляється рівномірно між каскадами стиснення.

Розрахункові параметри роботи досліджуваних модифікацій агрегатів і основні результати розрахунків по оцінці ефективності робочого процесу дотискувального ТКА і їхніх основних елементів наведені в табл. 4.3.

Як видно з табл. 4.3, для секцій стиснення одно- і двокаскадного ВК спостерігаються істотні розходження в значеннях їх політропних і

ексергетичних ККД, що обумовлено в першу чергу різницею у температурних режимах процесу компримування в.г. у КСК.

Рівень ексергетичного ККД і відносних втрат ексергії (δE) у вигляді залежностей $\eta_{ex}^{ССК} = f(G_{КГ})$ і $\delta E = f(G_{КГ})$, відповідно, представлені на рис. 4.10.

Як видно з рис. 4.10, для першої модифікації ВК (рис. 4.10, а), мінімальне значення δE досить близько збігається з розрахунковим режимом роботи компресора по масовій продуктивності. У той же час максимальні значення ККД ССК-2 для двокаскадного ВК (75,7 %) досягаються при мінімальних значеннях втрат ексергії при відповідній продуктивності ССК. Очевидно, це обумовлено впливом різних співвідношень термічної і механічної складових в потоці ексергії при реалізації робочого процесу у ВК різного типу.

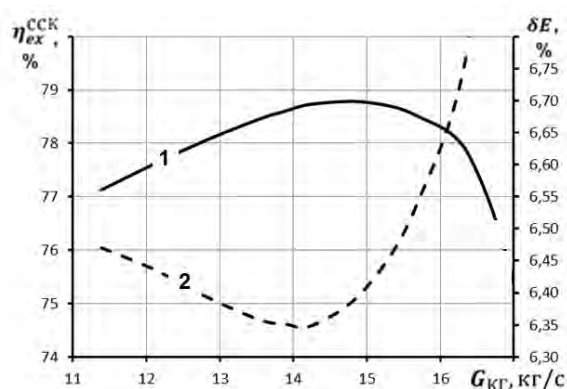
За рівнем політропного ККД, з використанням якого традиційно визначається ефективність ПЧ, найбільше значення становить 73,3 % ($\eta_{ex}^{ССК} = 75,8$ %, табл. 4.3) і відповідає ефективності ССК-1 двохкаскадного компресора. Найменший рівень ефективності досягається в ССК-2, для якого $\eta_{П} = 65,2$ % ($\eta_{ex}^{ССК-2} = 75,5$ %, табл. 4.3). У той же час ексергетичний ККД характеризує не тільки ефективність ПЧ секції стиснення, але й оцінює ефективність роботи ССК (КСК) як енерготехнологічної системи, тому що в складі, наприклад, ССК (КСК) перебуває допоміжне устаткування систем змащення і кінцевих ущільнень, які забезпечують її роботу у складі ВК. Деякий вплив на рівень $\eta_{ex}^{ССК-1,2}$ може здійснювати також різний рівень тепловідведення від корпусів стиснення в складі ССК-1 і ССК-2, величина якого не враховується при ексергетичному аналізі ВК.

Слід зазначити, що АПО в складі ЕТС агрегату може розглядатися не як енергоперетворюючий елемент, а як технологічний пристрій, який забезпечує необхідний рівень температур технологічного газу на виході з агрегата або каскада стиснення (для двокаскадного ВК). Тому ефективність АПО у складі

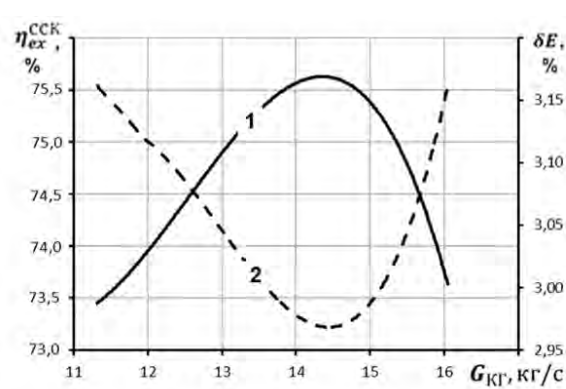
Таблиця 4.3

Основні параметри і ефективність роботи ТКА і його елементів на різних режимах

Параметр		$G_{\text{КГ}},$ кг/с	$N_{\text{СП}}$ кВт	$\eta_{\text{ex}}, (\sigma_{\text{ex}}^{\text{АПО}}),$ %	$\Delta E_D,$ кВт	$\delta E_D,$ %
ТКА, укомплектований однокаскадним ВК						
ССК		13,89	5283	78,6 ($\eta_{\text{П}} = 67$)	1154	6,35
АПО		13,89	70	(66,3)	1454	8,0
ВК	розрахунковий	13,89	5283	52,3	2608	14,35
	оптимальний	15,69	5754	53,1	2784	14,56
ГТП		-	5283	29,4	12687	69,8
ТКА	розрахунковий	13,89	5283	15,72	15295	84,28
	оптимальний	16,41	5855	16,39	16292	83,61
ТКА, укомплектований двокаскадним ВК						
ССК-1		13,89	2619	75,8 ($\eta_{\text{П}} = 73,3$)	651	3,94
АПО-1		13,89	40	(78,7)	448	2,71
КСК-1		13,89	2619	59,9	1099	6,65
ССК-2		13,89	1939	75,5 ($\eta_{\text{П}} = 65,2$)	493	2,98
АПО-2		13,89	40	(76,34)	369	2,23
КСК-2		13,89	1939	58,02	862	5,21
ВК	розрахунковий	13,89	4558	59,03	1962	11,86
	оптимальний	14,26	4625	59,07	1987	11,91
ГТП		-	4558	27,99	11744	71,0
ТКА	розрахунковий	13,89	4558	17,02	13706	82,98
	оптимальний	14,62	4688	17,18	13927	82,82



а



б

Рис. 4.10. Залежності ексергетичного ККД ССК (1) і відносних втрат ексергії (2) при різній продуктивності: а – однокаскадного ВК; б – ССК-2 двокаскадного ВК

схеми ТКА аналізується з використанням коефіцієнта перетворення ексергії ($\sigma_{ex}^{АПО}$) в апараті [80, 81]. У той же час ефективність АПО як окремого виробу, може оцінюватися із застосуванням ексергетичного ККД, який визначається з використанням [82] (рис. 4.11).

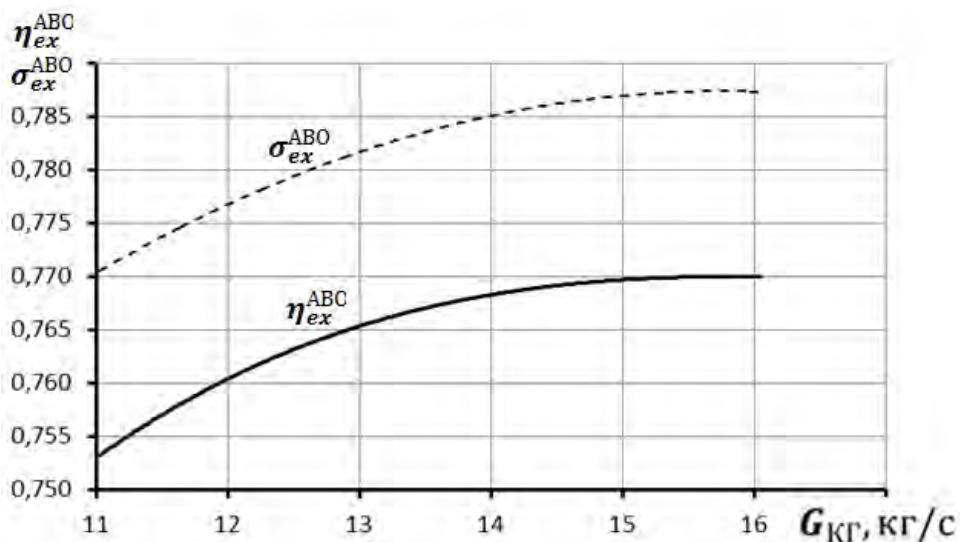


Рис. 4.11. Зміна ексергетичного ККД ($\eta_{ex}^{АПО}$) і коефіцієнта перетворення ексергії ($\sigma_{ex}^{АПО}$) в АПО-1 першого каскаду двокаскадного ВК при різних режимах його роботи

З використанням робіт автора [80–82] для агрегата у складі ДКС був виконаний розрахунковий аналіз ефективності АПО. Результати розрахунку представлені на рис. 4.11.

Як видно з рис 4.11, величина $\eta_{ex}^{АПО}$ має менше значення чим $\sigma_{ex}^{АПО}$. Це пояснюється тим, що ексергетичний ККД АПО більш повно враховує всі втрати в системі охолодження, яка створюється на основі АПО.

У той же час для багатокаскадних (багатокорпусних) ВК система охолодження може бути використана як елемент регулювання системної характеристики ТКА. Однак це питання вимагає спеціального поглибленого вивчення.

4.3.2 Втрати ексергії в енерготехнологічній схемі агрегата та аналіз її ефективності

Отримані вище результати дозволяють здійснити аналіз особливостей робочого процесу дотискуючого компресорного агрегату. Результати розрахунку значень відносних втрат ексергії елементів агрегата, укомплектованого однокаскадним ВК, представлене на рис. 4.12.

Як видно з рис. 4.12, найменший рівень відносних втрат ексергії спостерігається в ССК ($\delta E_D = 6,35\%$) а для АПО цей показник становить 8% (табл. 4.4).

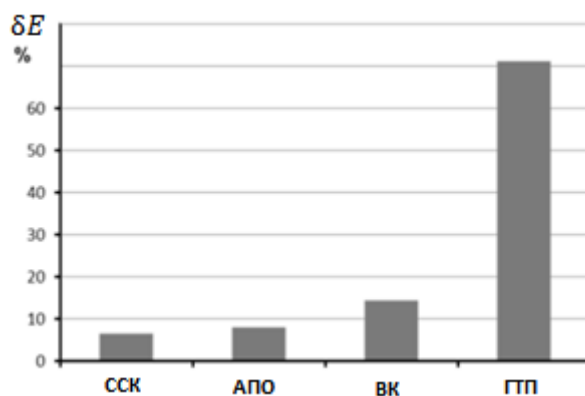


Рис. 4.12. Відносні втрати ексергії в елементах дотискуючого агрегата ТКА-Ц-6,3А/77-4,37 з компресором однокаскадного стиснення

Тиск газу на виході із ССК $P_k = 5,71 - 7,85$ МПа ($\pi_k = 3,24 - 4,46$), а температура $T_k = 428 - 465$ К ($155 - 192$ °С). При таких параметрах частка «термічної» складової в потоці ексергії на виході із ССК досягає 15% ($E_{\text{терм}} = 1200 - 1500$ кВт). Охолодження газу відповідно до технологічного режиму супроводжується зниженням температури на $\Delta T = 110 - 155$ К до температури $310 - 320$ К ($37 - 47$ °С). При цьому втрати ексергії в АПО, в основному, пов'язані з «термічною» складовою, тому що втрати тиску технологічного газу через гідравлічний опір незначний (рівень гідравлічних втрат становить 11 кПа). Значна частка «термічної» складової потоку ексергії на виході із ССК (15%) визначає відповідну величину відносних втрат ексергії в ССК і АПО, тобто в КСК у цілому. Інтегральні втрати ексергії у ВК

(КСК), яка складається із ССК і АПО, а також допоміжного устаткування, становлять по абсолютній величині $\Delta E_D = 2608$ кВт, а їхнє відносне значення становить 14,35 % (рис. 4.12, табл. 4.3). Слід зазначити, що даний розподіл втрат ексергії отримано без врахування: механічних втрат у підшипниках і ущільненнях; відводу теплоти від корпусу ВК за рахунок тепловипромінювання і конвективного теплообміну між корпусом і навколишнім середовищем, що становить незначну величину в загальному тепловому балансі агрегата, що складається в першу чергу із значних викидів теплоти із вихлопної шахти з в.г. ГТП, які становлять $\Delta E_D = 12687$ кВт ($\delta E_D = 69,8$ %, табл. 4.3). Таке значення втрат обумовлене особливостями робочого процесу ГТД, а також розсіюванням високотемпературного потоку в.г. у навколишньому середовищі. Потік ексергії в.г. доцільно використовувати за рахунок утилізації його теплоти. Однак реалізація процесу УТВГ збільшує гідравлічні втрати у вихлопному тракті ГТП, що приводить до підвищеної витрати п.г. Позитивний ефект УТВГ успішно реалізується при освоєнні енергоустановок зі складним робочим циклом. Однак це не є предметом даного дослідження.

Поглиблений аналіз ефективності агрегата показує, що на розрахунковому режимі ексергетичний ККД ССК $\eta_{ex}^{ССК} = 78,6$ % (точка А, рис. 4.13). Слід зазначити, що розрахунковий режим роботи ССК не відповідає оптимуму газодинамічної характеристики $\eta_{ex}^{ССК} = f(G_{КГ})$ (точка В). Це, як уже відмічалось раніше, є проявом недоліку метода моделювання, закладеного в основу газодинамічного проектування компресора.

Як зазначено вище, АПО забезпечує зниження температури газу на 110–155 К. При цьому крива значень σ_{ex}^{ABO} , як видно із рис. 4.13, наближається за формою до лінійної залежності, що має зростаючий характер зі збільшенням масової витрати. Характер залежності 3 для ВК $\eta_{ex}^{ВК} = f(G_{КГ})$ визначається формою залежності $\eta_{ex}^{ССК} = f(G_{КГ})$ для ССК. При цьому значення оптимуму

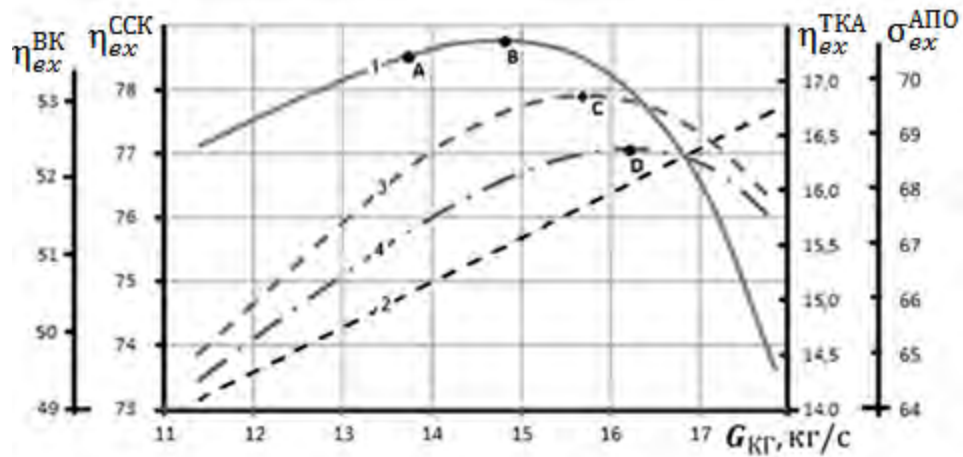


Рис. 4.13. Залежності ефективності ТКА з однокаскадним ВК:

1 – ексергетичний ККД ССК; 2 – коефіцієнт перетворення ексергії в АПО;

3 – ексергетичний ККД ВК; 4 – ексергетичний ККД ТКА

(максимальне значення ККД ССК $(\eta_{ex}^{ССК})_{max} = 78,6 \%$) знижується на 25,5 % і становить $\eta_{ex}^{BK} = 53,1 \%$, що обумовлено збільшенням втрат ексергії в процесі стиснення до 2608 кВт (табл. 4.3). Відбувається також зсув оптимуму $\eta_{ex}^{BK} = f(G_{KГ})$ (точка С) в область більших витрат щодо максимального ККД ССК (точка В) на $\Delta G_{KГ} = 15,69 - 13,89 = 1,8$ кг/с (11,5 %). Такий вплив АПО на зсув системної характеристики ВК обумовлено перерозподілом впливу різних потоків ексергії (термічної і механічної складової у потоці ексергії, при різних режимах роботи компресора по масовій витраті), особливостями газодинамічної характеристики ССК, а також впливом гідравлічних характеристик технологічного контуру.

Системна характеристика агрегата $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{KГ})$ має чітко виражений екстремальний режим, при якому $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max} = 16,39 \%$ при значенні $G_{KГ} = 16,41$ кг/с (табл. 4.3). Таким чином, найменший рівень втрат ексергії спостерігається в ССК ($\Delta E_D = 1154$ кВт). Рівень втрат у ВК у цілому $\Delta E_D = 2608$ кВт; у той же час у ГТП втрати становлять $\Delta E_D = 12687$ кВт, а сумарний рівень абсолютних втрат на розрахунковому режимі роботи ТКА $\Delta E_D = 15295$ кВт, що становить 84,28 % по відношенню до ексергії «палива» агрегата.

Робота двокаскадного ВК характеризується більш низькими значеннями π_K у секціях стиснення і, відповідно, більш низькими кінцевими температурами газу на нагнітанні кожної секції. Так, на виході із ССК-1 забезпечується $P_K=3,87\text{--}4,25$ МПа ($\pi_K = 2,2\text{--}2,4$), а температура досягає значення $T_K=374\text{--}383$ К ($101\text{--}110$ °С). Відповідно, в АПО-1 забезпечується зниження температури газу на $\Delta T=69\text{--}85$ К до температури $298\text{--}305$ К ($25\text{--}32$ °С). При цьому частка термічної складової потоку ексергії на виході із ССК-1 становить $5\text{--}6\%$ ($E_{\text{терм}}=360\text{--}440$ кВт). У другому каскаді, створеному на основі ССК-2, тиск на виході становить $P_K=6,62\text{--}8,22$ МПа ($\pi_K = 1,72\text{--}1,94$), а температура $T_K=364\text{--}372$ К ($91\text{--}99$ °С). В АПО-2 забезпечується зниження температури газу на $\Delta T=59\text{--}72$ К до рівня $300\text{--}305$ К ($27\text{--}32$ °С). При цьому частка термічної складової потоку ексергії на виході із ССК-2 дорівнює $3,6\text{--}4\%$ ($E_{\text{терм}}=285\text{--}350$ кВт). Результати розрахунків відносних втрат ексергії в елементах ЕТС із двокаскадним ВК представлені на рис. 4.14.

На основі аналізу даних табл. 4.3, рис. 4.12, 4.14 можна відзначити, що чим нижче рівень «термічної» складової потоку ексергії на виході із секції стиснення, тим нижче рівень втрат ексергії в ССК, АПО й у цілому в КСК. Так, в однокаскадному ВК рівень «термічної» складової потоку ексергії після ССК становить 15% , а частка відносних втрат у ССК і АПО дорівнює $6,35$ і 8% , відповідно (рис. 4.12). Для першого каскаду двокаскадного ВК рівень

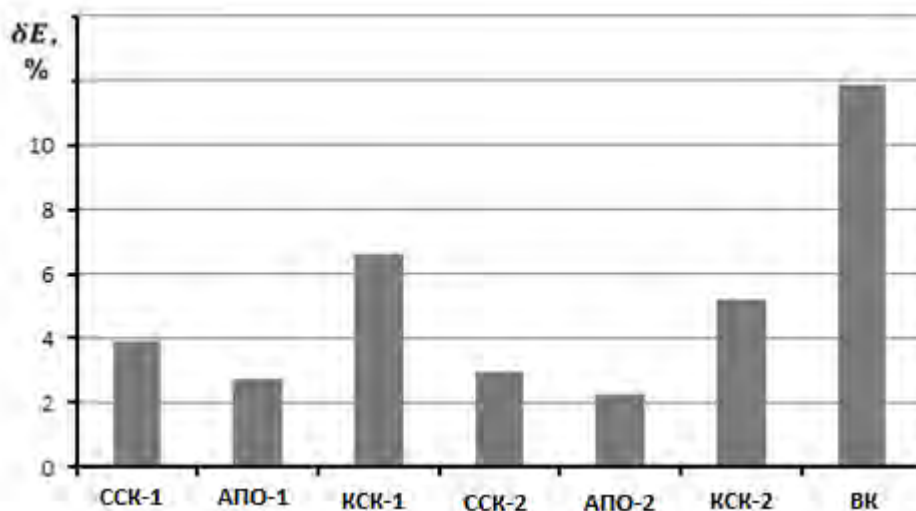


Рис. 4.14. Відносні втрати ексергії в елементах двокаскадного ВК

«термічної» складової на виході із ССК-1 дорівнює 5 – 6 %, а відносні втрати в ССК-1 і АПО-1 рівні 3,94 і 2,71 %, відповідно (рис. 4.14). У другому каскаді рівень «термічної» складової на виході із ССК-2 нижче в порівнянні із ССК-1 першого каскаду і дорівнює 3,6 – 4 %. Відповідно значення відносних втрат у ССК-2 і АПО-2 мають найменші значення в порівнянні зі ССК і АПО однокаскадного ВК і ССК-1 і АПО-1 двокаскадного ВК і становлять 2,98 і 2,23 % відповідно (рис. 4.14). Також для КСК-1 характерним є більший рівень втрат рівний 1100 кВт ($\delta E_D^{КСК-1} = 6,65 \%$, табл. 4.3) ніж у другому каскаді (860 кВт, тобто 5,21 %, табл. 4.3) (рис. 4.14). На основі аналізу даних рис. 4.12, 4.14 можна відзначити, що рівень втрат у двокаскадному ВК відповідає 11,86 %, що менше, ніж в однокаскадному ВК, що має рівень втрат ексергії, рівний 14,35 %.

Як було відзначено раніше, характерною рисою природи ексергетичного ККД є залежність його значень від «термічної» і «механічної» складових потоку ексергії. Порівняльний аналіз ефективності ССК із використанням різних форм подання ККД секцій стиснення ($\eta_{ex}^{ССК}$, η_{Π} , $\eta_{ex}^{\Delta P}$) можна виконати на основі даних, представлених на рис. 4.15.

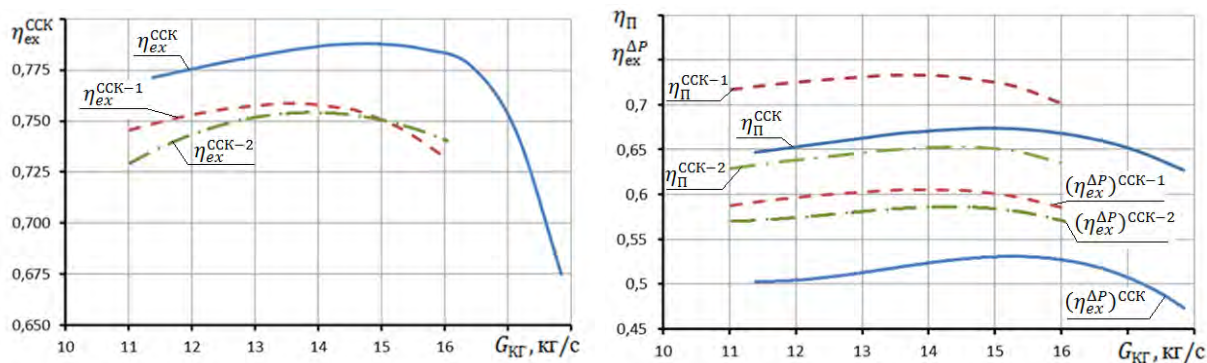


Рис. 4.15. Порівняльний аналіз ККД робочого процесу секцій стиснення при одно- ($\eta_{ex}^{ССК}$) і двокаскадній схемі ВК ($\eta_{ex}^{ССК-1}$, $\eta_{ex}^{ССК-2}$)

Як видно із рис. 4.15, відповідно до розподілу рівня «термічної» складової потоку ексергії на виході із ССК аналогічно розподіляються і значення ексергетичних ККД. Так, найбільше значення $(\eta_{ex}^{ССК})_{max}$ спостерігається в ССК однокаскадного компресора і дорівнює 78,8 %, а

найменше значення, рівне 75,7 %, відповідає ССК-2 двокаскадного ВК. Залежності $\eta_{ex}^{\Delta P} = f(G_{КГ})$ мають найменші значення в порівнянні з даними $\eta_{ex}^{ССК} = f(G_{КГ})$ і $\eta_{п}^{ССК} = f(G_{КГ})$. При цьому слід зазначити, що найбільші значення $\eta_{п}^{ССК}$ і $\eta_{ex}^{\Delta P}$ спостерігаються в ССК-1. Найменші значення $\eta_{ex}^{\Delta P} = f(G_{КГ})$ спостерігаються в ССК однокаскадного ВК, що обумовлено врахуванням значного рівня «термічної» складової потоку ексергії при визначенні $\eta_{ex}^{ССК}$.

Характер зміни кривих, що характеризують інтегральну ефективність агрегата із двокаскадним ВК і його елементів, представлений на рис. 4.16.

Як видно із табл. 4.3 і рис. 4.16, ССК першого каскаду стиснення характеризується більш високим значенням ексергетичного ККД (рис. 4.16, крива 1, $\eta_{ex}^{ССК-1} = 75,8 \%$) у порівнянні зі ССК-2 (рис. 4.16, крива 4, $\eta_{ex}^{ССК-2} = 75,5 \%$).

Слід зазначити, що у двокаскадному ВК, так само як і в однокаскадному ВК (рис. 4.12), спостерігається розбіжність розрахункових режимів роботи секцій стиснення з їхніми оптимальними режимами. Зокрема, у ССК-1 розрахунковий режим роботи (точка В) розташовується на правій половині

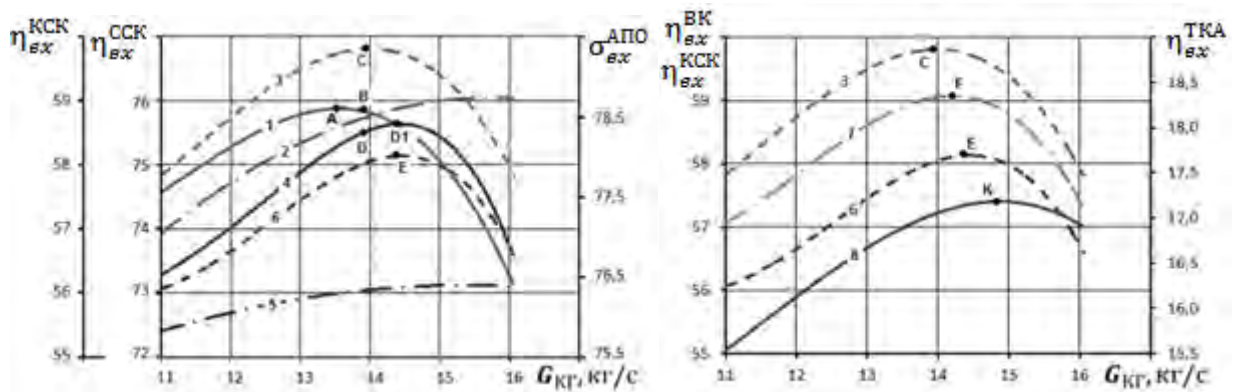


Рис. 4.16. Залежності ефективності ТКА із двокаскадним ВК:

- 1 – ексергетичний ККД ССК-1; 2 – коефіцієнт перетворення ексергії в АПО-1;
- 3 – ексергетичний ККД КСК-1; 4 – ексергетичний ККД ССК-2;
- 5 – коефіцієнт перетворення ексергії в АПО-2; 6 – ексергетичний ККД КСК-2;
- 7 – ексергетичний ККД ВК; 8 – ексергетичний ККД ТКА

кривої $\eta_{ex}^{ССК-1} = f(G_{КГ})$ відносно точки $(\eta_{ex}^{ССК})_{max}$ (точка А), а в ССК-2 розрахунковий режим роботи (точка D) розташований на лівій половині кривої відносно $(\eta_{ex}^{ССК})_{max}$ (точка D1). Як було відзначено, це обумовлено особливостями методики вибору характеристик ССК при використанні уніфікованих ПЧ.

Залежності $\sigma_{ex}^{АПО-1,2} = f(G_{КГ})$, які ілюструють ефективність роботи АПО в складі установки на основі дотискувального ТКА, що аналізується, мають пологозростаючий характер (рис. 4.16, криві 2, 5). При цьому крутість характеристики АПО-1 для двокаскадного ВК більша ніж АПО-2, що може бути наслідком більшого значення частки «термічної» складової потоку ексергії на виході із ССК-1 у порівнянні з ССК-2. Значні відмінності в значеннях $\sigma_{ex}^{АПО}$ для АПО-1 і АПО-2 також обумовлені істотним розходженням у співвідношеннях «термічної» і «механічної» складових потоків ексергії в каскадах стиснення. Для більш детального аналізу цієї особливості робочого процесу ТКА потрібен поглиблений аналіз особливостей роботи системи охолодження у складі багатокаскадного ВК.

Рівень ККД двокаскадного ВК становить 59,03 %, а величина відносних втрат 11,86 %. Як видно із рис. 4.16, максимальне значення ККД ВК (точка F) займає проміжне положення як по масовій витраті, так і по ККД між максимальними значеннями ККД каскадів стиснення (точки С і Е), що є закономірним фактом, виходячи з особливостей енергоперетворень в каскадах стиснення ВК.

Застосування двокаскадного ВК дозволило істотно зменшити «термічну» складову потоку ексергії на виході із ССК-1 за рахунок зменшення нагрівання газу при меншому відношенні тисків. Тим самим зменшується рівень втрат ексергії в ССК-2 і АПО-2. Сумарні втрати ексергії у ВК зменшилися з 2600 до 1960 кВт, а інтегральні втрати ексергії в ТКА з 15300 до 13700 кВт. Тим самим підвищується ексергетичний ККД агрегата з 15,72 до 17,02 % і забезпечується зниження потужності, що споживається

ВК, на 725 кВт. Це забезпечує зменшення втрат ексергії в ГТД з 12687 кВт до 11744 кВт (табл. 4.3) і економію паливного газу в ГТД до 1 млн. $\text{нм}^3/\text{рік}$ при створенні ТКА із двокаскадним компресором для експлуатації в складі ДКС.

Результати аналізу ефективності ЕТС агрегатів різного типу на основі запропонованої методики показують, що отримані дані є вихідною інформацією не тільки для оцінки інтегральної ефективності агрегатів і їхніх окремих елементів, але й для вибору характеристик роботи системи «ГТП – ВК» у широкому діапазоні робочих параметрів, а також розробки алгоритмів роботи САУ і Р агрегата і КС при її роботі на магістраль.

4.4 Висновки за розділом 4

1. Розглянуто особливості конструкції і методики експериментальних досліджень, а також результати випробувань блоково-комплектного агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45, створеного на основі ГТД Д-336-1/2 потужністю 6,3 МВт розробки ДП ЗМКБ «Івченко-Прогрес» (завод-виробник ПАТ «Мотор-Січ») і ВК НЦВ-6,3/56-1,45 типу «барель» конструкції СМНВО [7 – 10].

2. Уперше в вітчизняній літературі на основі результатів натурних випробувань агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 із використанням системних характеристик виконано поглиблений термодинамічний аналіз ефективності його робочого процесу. При цьому системні характеристики отримані на основі двох підходів: функціонального підходу, при якому $(\eta_{\Sigma}^{\text{ТКА}})_{\text{max}} = 25,8 \%$ і функціонально-ексергетичного, при якому $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}} = 26,7 \%$ [10].

3. У процесі аналізу системних характеристик агрегата для ЛКС встановлена розбіжність між режимом, якому відповідає $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$, і проектним режимами роботи, що обумовлено застосуванням робочих коліс ПЧ із $\beta_{\text{Л}_2} = 32^\circ$ і ЛД у ступенях компресора типу НЦВ-6,3, а також відсутністю можливостей регулювання системних характеристик ТКА [10, 12].

4. З використанням експериментальних даних ефективності ВК і ГТД виконана верифікація розрахункової моделі термодинамічного аналізу робочого процесу блоково-комплектного ТКА типу ГПА-Ц-6,3А потужністю 6,3 МВт для ЛКС, оснащеного однокорпусним ВК. Показано, що розбіжність $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$ по масовій продуктивності для системної характеристики ТКА, побудованої на основі розрахункових даних про ефективність ССК і ГТД, а також аналогічних експериментальних даних, становить 2,0 % (відносних) [10, 12].

5. Результати експериментальних досліджень і аналізу ефективності агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 для ЛКС дозволили розробити методику термодинамічного аналізу енерготехнологічних схем агрегата ТКА-Ц-6,3А/77-4,37, призначеного для ДКС. Це дозволяє виконувати порівняльний аналіз ЕТС агрегатів різної конструкції на передпроектній стадії розробки ТКА.

РОЗДІЛ 5

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ТКА В ШИРОКОМУ ДІАПАЗОНІ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ

ТКА газової промисловості експлуатуються в різних кліматичних умовах [25, 26, 83]: у зонах з помірним і холодним, а також тропічним кліматом. Температура повітря може змінюватися від 213 К (-60°C) до 323 К ($+50^{\circ}\text{C}$); максимальна середньорічна концентрація пилових часток різної фракційності в повітрі – до 3 мг/м^3 , максимальна концентрація (короткочасна до 100 г/рік) – до 150 мг/м^3 [25, 26]. У складі агрегатів застосовуються ГТП потужністю 4 – 32 МВт.

ТКА використовуються у складі КС різного призначення для компримування в.г. з молекулярною масою 14,5 – 23,0 кг/кмоль і більше.

В агрегатах забезпечується підвищення тиску технологічного газу до 12 МПа і вище. При цьому відношення тисків становить 1,25 – 1,7 для агрегатів ЛКС і понад 1,7 для агрегатів ДКС [25, 26].

Різноманітність теплофізичних властивостей в.г., умов експлуатації і параметрів роботи блоково-комплектних ТКА впливає на конструктивне виконання і показники ефективності роботи устаткування.

5.1 Аналіз впливу кліматичних умов на ефективність роботи агрегата ГПА-Ц-6,3/56-1,45

Як відомо, температура ц.п. безпосередньо впливає на технічні характеристики ГТП. Вихідні умови для розрахункового аналізу впливу змін температури повітря навколишнього середовища (T_a) на ефективність ТКА і його систем представлені в табл. 5.1.

Методика вибору значень температури ц.п. на вході в ГТД і технологічного газу на вході у ВК залежно від температури повітря навколишнього середовища представлено в додатку М.

Таблиця 5.1

Значення температур робочих середовищ на вході в ГТД і ВК при різних кліматичних умовах

Параметр	$T_a, K (^{\circ}C)$					
	263 (-10)	268 (-5)	273 (0)	283 (10)	288 (15)	298 (25)
$T_{ц.п.}, K (^{\circ}C)$	263 (-10)	268 (-5)	273 (0)	283 (10)	288 (15)	298 (25)
$T_{кг}, K (^{\circ}C)$	294,9 (21,9)	296,5 (23,5)	297,3 (24,3)	298,5 (25,5)	288 (15)	299,4 (26,4)

На рис. 5.1 представлені результати аналізу впливу температур ц.п. на вході в ГТД Д-336-1/2 на характеристику $\eta_e = f(N_{СТ})$ при його роботі у складі агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45¹. У якості вихідних даних при визначенні залежностей $\eta_e = f(N_{СТ})$ використані характеристики потужності, що споживається компресором НЦВ-6,3/56-1,45, розраховані при відповідних температурах газу на вході в ВК (рис. 5.2).

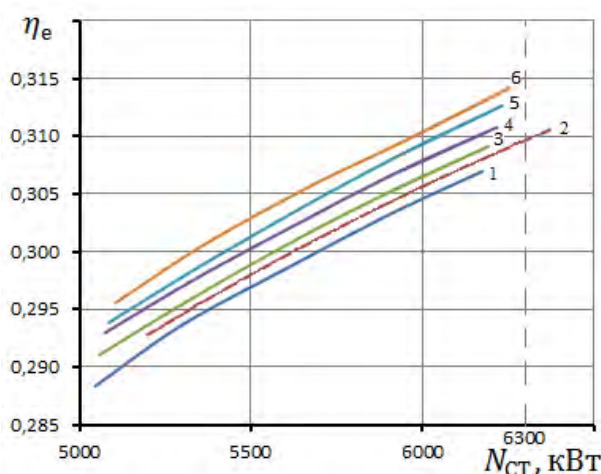


Рис. 5.1. Зміна ефективного ККД двигуна Д-336-1/2 при різних температурах навколишнього середовища:
1– $T_{ц.п.}=298\text{ К} (+25^{\circ}\text{C})$; 2– $T_{ц.п.}=288\text{ К} (+15^{\circ}\text{C})$;
3– $T_{ц.п.}=283\text{ К} (+10^{\circ}\text{C})$; 4– $T_{ц.п.}=273\text{ К} (0^{\circ}\text{C})$;
5– $T_{ц.п.}=268\text{ К} (-5^{\circ}\text{C})$; 6– $T_{ц.п.}=263\text{ К} (-10^{\circ}\text{C})$

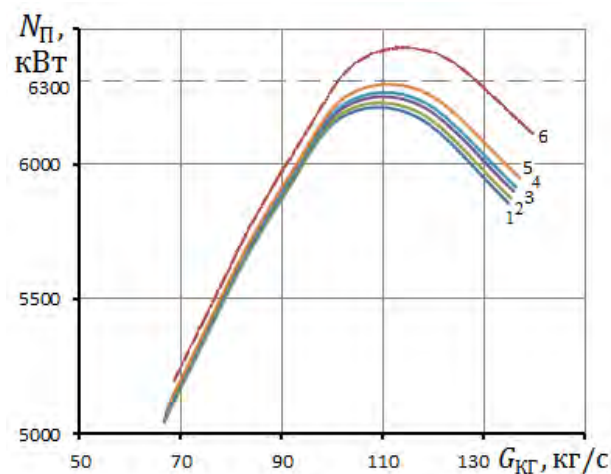


Рис. 5.2. Зміна потужності, що споживається ВК, при різних температурах газу на вході: 1– $T_{кг}=299,4\text{ К} (+26,4^{\circ}\text{C})$; 2– $T_{кг}=298,5\text{ К} (+25,5^{\circ}\text{C})$; 3– $T_{кг}=297,3\text{ К} (+24,3^{\circ}\text{C})$; 4– $T_{кг}=296,5\text{ К} (+23,5^{\circ}\text{C})$; 5– $T_{кг}=294,9\text{ К} (+21,9^{\circ}\text{C})$; 6– $T_{кг}=288\text{ К} (+15^{\circ}\text{C})$

Як видно із рис. 5.1, при $n_{СТ} = 8200\text{ об/хв}$ найбільший рівень ефективності ГТД у відповідному діапазоні значень потужності $N_{СТ}$

¹ Характеристики двигуна Д-336-1 $\eta_e = f(N_{СТ})$ по розрахунковим даним для ВК, сформованих дисертантом, отримані провідним конструктором ДП ЗМКБ «Івченко-Прогрес» Рябовим А.О.

досягається при температурі ц.п. рівної 263 К (-10 °С) (крива 6), а найменший при 298 К (+25 °С) (крива 1). Криві $\eta_e = f(N_{\text{СП}})$, отримані в діапазоні температур ц.п. 298 – 263 К, розташовуються еквидистантно між кривими 1 і 6.

Характеристики ВК у вигляді залежностей $N_{\text{СП}} = f(G_{\text{КГ}})$ при $n_{\text{СТ}} = 8200$ об/хв (рис. 5.2) мають, як відзначалося раніше, яскраво виражені оптимуми при масових витратах, які перевищують проектний режим ($G_{\text{КГ}} = 90$ кг/с). Як було розглянуто в розділі 3 (підпункт 3.2), це пояснюється застосуванням у складі ПЧ ступенів компресора середньонапірних РК ($\beta_{\text{Л}_2} = 32^0$) і ЛД. Також з рис. 5.2 видно, що найбільші значення потужності, що споживається в досліджуваному діапазоні температур, спостерігаються при температурі технологічного газу на вході у ВК 288 К (+15 °С) (крива 6). При цьому максимальне значення споживаної потужності в процесі стиснення робочого середовища досягає 6,4 МВт при $G_{\text{КГ}} = 121$ кг/с. З підвищенням $T_{\text{КГ}}$ на вході в ВК значення $N_{\text{СП}}$ при відповідних $G_{\text{КГ}}$ знижуються. Як відомо, це обумовлено зниженням густини газу при підвищенні температури, що впливає на зміну масової витрати технологічного газу.

Таким чином, є очевидним, що температура навколишнього середовища впливає на ефективність роботи компресорного агрегата. З використанням розробленої методики термодинамічного аналізу ефективності ТКА виконано аналіз впливу температури навколишнього середовища на зміну інтегральних показників ефективності ВК і агрегата, тобто ексергетичного ККД ВК і ТКА. Результати аналізу представлені в табл. 5.2 і на рис. 5.3.

Таблиця 5.2

Критерії ефективності роботи агрегата при зміні кліматичних умов експлуатації

Параметр	$T_a, \text{K } (^{\circ}\text{C})$					
	263 (-10)	268 (-5)	273 (0)	283 (+10)	288 (+15)	298 (+25)
$(\eta_{\text{ex}}^{\text{ВК}})_{\text{max}}, \%$	97,4	96,3	95,1	93,1	91,5	90,3
$G_{\text{КГ}} \text{ при } (\eta_{\text{ex}}^{\text{ВК}})_{\text{max}}, \text{ кг/с}$	90	90	89	89	91	89
$(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}, \%$	30,6	30,2	29,6	28,8	28,4	27,8
$G_{\text{КГ}} \text{ при } (\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}, \text{ кг/с}$	94	94	93	92	95	92

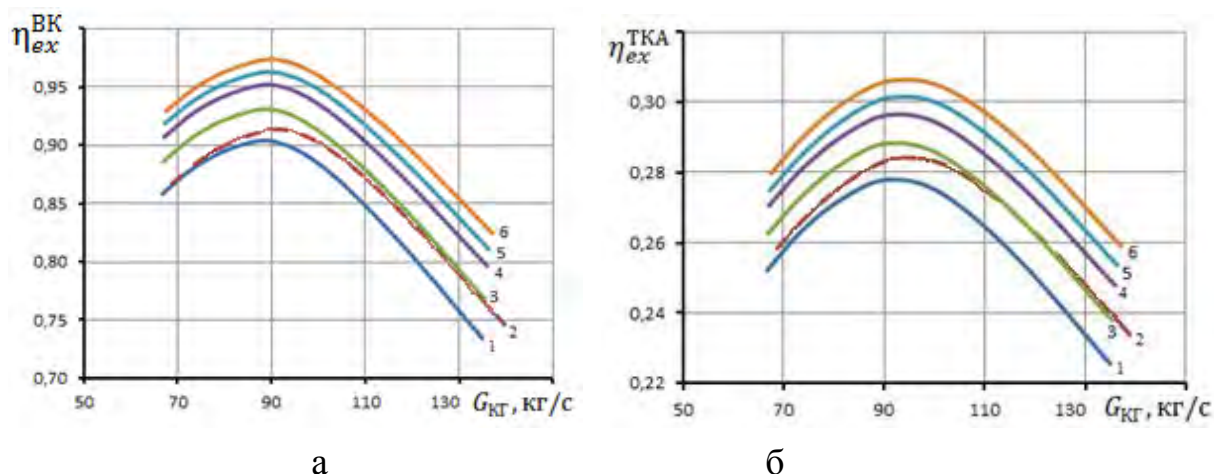


Рис. 5.3. Залежності $\eta_{ex}^{BK} = f(G_{KГ})$ (а) і $\eta_{ex}^{TKA} = f(G_{KГ})$ (б) при різних температурах навколишнього середовища: 1 – $T_a = 298$ К ($+25$ °С); 2 – $T_a = 288$ К ($+15$ °С); 3 – $T_a = 283$ К ($+10$ °С); 4 – $T_a = 273$ К (0 °С); 5 – $T_a = 268$ К (-5 °С); 6 – $T_a = 263$ К (-10 °С)

Як видно із табл. 5.2 і рис. 5.3, для досліджуваного діапазону температур найбільший рівень $(\eta_{ex}^{BK})_{max} = 97,4$ % спостерігається при $T_a = 263$ К ($T_{KГ} = 294,9$ К) і $G_{KГ} = 90$ кг/с, що відповідає проектному значенню масової продуктивності ВК. Найменше значення $(\eta_{ex}^{BK})_{max} = 90,3$ % спостерігається при $T_a = 298$ К ($T_{KГ} = 299,4$ К) і $G_{KГ} = 89$ кг/с. У зв'язку із цим слід зазначити, що значення ексергетичного ККД (η_{ex}^{BK}) у значній мірі залежать від T_a і знижуються при її підвищенні з урахуванням впливу усереднених значень температури ґрунту, що оточує МГ, і мають яскраво виражені максимальні значення при практично співпадаючих значеннях масової витрати при різних значеннях температур технологічного газу (табл. 5.2). Отриманий результат є характерним для компресорів різного типу в частині впливу температури технологічного газу на ефективність робочого процесу.

Характеристики $\eta_{ex}^{TKA} = f(G_{KГ})$ при різних T_a мають яскраво виражені максимальні значення в діапазоні масової продуктивності 92 – 95 кг/с (рис. 5.3). Найбільше значення $(\eta_{ex}^{TKA})_{max} = 0,306$ спостерігається при $T_a = 263$ К і $G_{KГ} = 94$ кг/с, а найменше значення $(\eta_{ex}^{TKA})_{max} = 0,278$ відповідає $T_a = 298$ К і $G_{KГ} = 92$ кг/с. Із рис. 5.3 видно, що спостерігається

неузгодженість між $(\eta_{ex}^{BK})_{max}$ і $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$ по G_{KG} . Значення неузгодженості екстремумів характеристик, отриманих при різних температурах повітря, становить 3,3–4,3 %, що обумовлено впливом геометрії ПЧ компресора на розташування системної характеристики ТКА. Для агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 наявність зазначеної неузгодженості між максимальними значеннями η_{ex}^{BK} і системної характеристики ТКА, тобто $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$, означає втрату економічності агрегата по витраті п.г. в 0,3 млн. $\text{м}^3/\text{рік}$.

Зміна значень $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$ агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 залежно від різних кліматичних умов у вигляді залежності $(\eta_{ex}^{TKA})_{max} = f(T_a)$ представлено на рис. 5.4. Там же представлені дані про вплив T_a на зміну $\eta_{ex}^{ГТП}$ і $(\eta_{ex}^{BK})_{max}$.

Слід зазначити, що питання впливу T_a на ефективність роботи агрегата і ВК розглянуто вперше і вимагає подальшого дослідження.

Залежність $(\eta_{ex}^{TKA})_{max} = f(T_a)$ на рис. 5.4 представлена у вигляді поліноміальної кривої другого ступеня. Застосування даної інтерполяційної залежності дозволяє визначити значення ефективності агрегатів при різних кліматичних факторах в умовах помірного пояса.

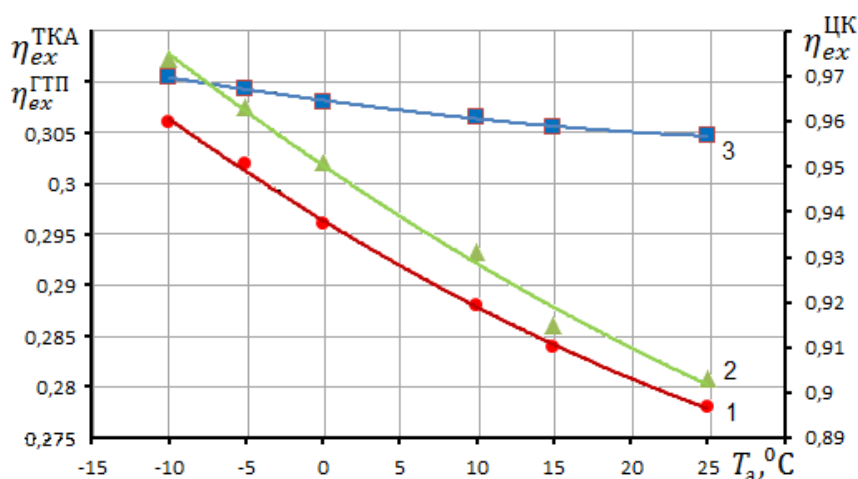


Рис. 5.4. Вплив температури навколишнього середовища на показники ефективності агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 і його енергоперетворюючих систем: 1 – $(\eta_{ex}^{TKA})_{max} = f(T_a)$; 2 – $(\eta_{ex}^{BK})_{max} = f(T_a)$; 3 – $\eta_{ex}^{ГТП} = f(T_a)$

Спільний вплив ГТП і ВК проявляється в помітному зниженні значень $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$ (з 0,306 до 0,278) при підвищенні T_a . Аналіз впливу зміни T_a на паливну ефективність агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 виконаний з використанням залежності $K_{ПГ} = f(G_{КГ})$, який представлений в діапазоні температур $T_a = 263 - 298$ К на рис. 5.5.

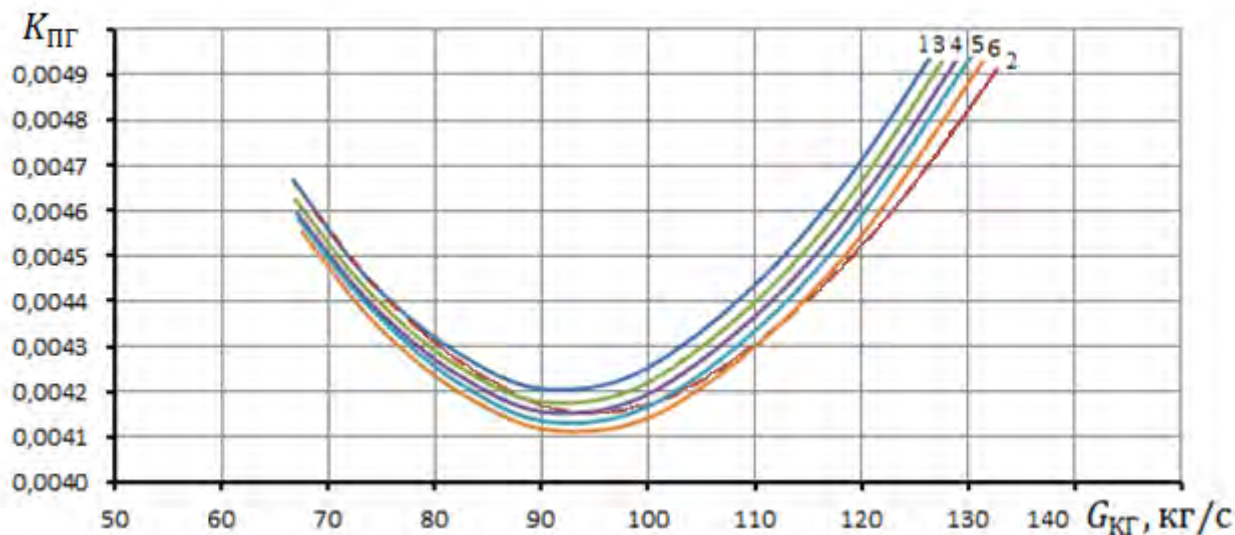


Рис. 5.5. Зміна показника паливної ефективності агрегата типу ГПА-Ц-6,3А при різних температурах повітря навколишнього середовища:

- 1 – $T_a = 298$ К ($+25$ °С); 2 – $T_a = 288$ К ($+15$ °С); 3 – $T_a = 283$ К ($+10$ °С);
4 – $T_a = 273$ К (0 °С); 5 – $T_a = 268$ К (-5 °С); 6 – $T_a = 263$ К (-10 °С)

Як видно із рис. 5.5, залежності коефіцієнта витрат паливного газу $K_{ПГ} = f(G_{КГ})$ мають яскраво виражені екстремальні значення, що відповідають $(K_{ПГ})_{min}$ при деякому зсуві точок оптимуму по масовій витраті. При цьому для характеристик, що відповідають певному значенню T_a , спостерігається збіг $(K_{ПГ})_{min}$ і $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$. Найменше значення $(K_{ПГ})_{min} = 0,00411$ забезпечується при $T_a = 263$ К, а найбільше $(K_{ПГ})_{min} = 0,00421$ при $T_a = 298$ К. При $T_a = 288$ К $(K_{ПГ})_{min} = 0,00416$. Таким чином, можна відзначити, що зниження T_a з 298 до 288 К забезпечує підвищення паливної ефективності агрегата на 1,2 %. Це відповідає зміні витрати п.г. при експлуатації агрегата при різних температурах навколишнього середовища з

2100 м³/год (298 К) до 2090 м³/год (288 К), що відповідає економії п.г. 80 тис. нм³ за річний період роботи агрегата.

Таким чином, при створенні ТКА для експлуатації в умовах підвищених температур навколишнього середовища доцільне оснащення турбокомпресорного агрегата спеціальною системою охолодження ц.п. у складі КПОП по одному з відомих способів [84 – 86]. Це забезпечує істотну економію п.г. при експлуатації агрегата в умовах підвищених температур у порівнянні з їхніми проектними значеннями. Для реалізації такого рішення потрібне вдосконалення конструкції агрегата, тобто його оснащення системою охолодження ц.п., а також внесення відповідних змін у конструкцію і програмне забезпечення роботи САУ і Р агрегата.

5.2 Результати аналізу ефективності блоково-комплектних ТКА різного типу в широкому діапазоні робочих параметрів

Як відзначалося вище, блоково-комплектні ТКА лінійних і дотискувальних КС магістральних газопроводів створюються на основі ВК і ГТП різної потужності (6,3 – 32 МВт). Вони забезпечують кінцевий тиск технологічного газу 4 – 12 МПа при відношенні тисків 1,35 – 5,0 і вище, при температурі навколишнього середовища 213 К (-60 °С) до 323 К (+50 °С) [25, 26].

З огляду на різноманітність робочих параметрів ЛКС, які функціонують у складі ГТС України, для їхньої реконструкції можуть застосовуватися різні модифікації ТКА. Так для реконструкції КС української ГТС, на яких експлуатується значна кількість моральна й фізично застарілих агрегатів типу ГТ-750-6, ГТК-10-4, ГТК-10І, доцільне застосування агрегата типу ГПА-Ц-12А, що може бути створений на основі ГТД авіаційного типу АІ-312 номінальною потужністю 12 МВт і ефективним КПД 36 %. Перші етапи робіт зі створення цього ГТД виконані в ДП ЗМКБ «Івченко-Прогрес». ВК для створення агрегата ГПА-Ц-12А може бути створений у СМНВО на основі високоефективної ПЧ. Конструктивне виконання ВК забезпечує компримування газу до тиску 7,45 МПа при $\pi_K = 1,35 - 1,44$ або 1,5 з $\eta_{II} = 0,86 - 0,87$ і вище. У складі компресора доцільне застосування одно- і

трьохступеневої ПЧ із робочими колесами, що мають вихідний кут лопаток $\beta_{Л2} = 32^\circ$ і БЛД. Застосування середньонапірних РК і БЛД забезпечує узгодження режимів роботи системи «ГТД – ВК», співпадіння $(\eta_{ex}^{ВК})_{max}$ і $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$ на проектному режимі по масовій витраті і потужності, що споживається ВК, тобто оптимальні режими роботи ТКА при проектних значеннях параметрів (рис. 5.6, а).

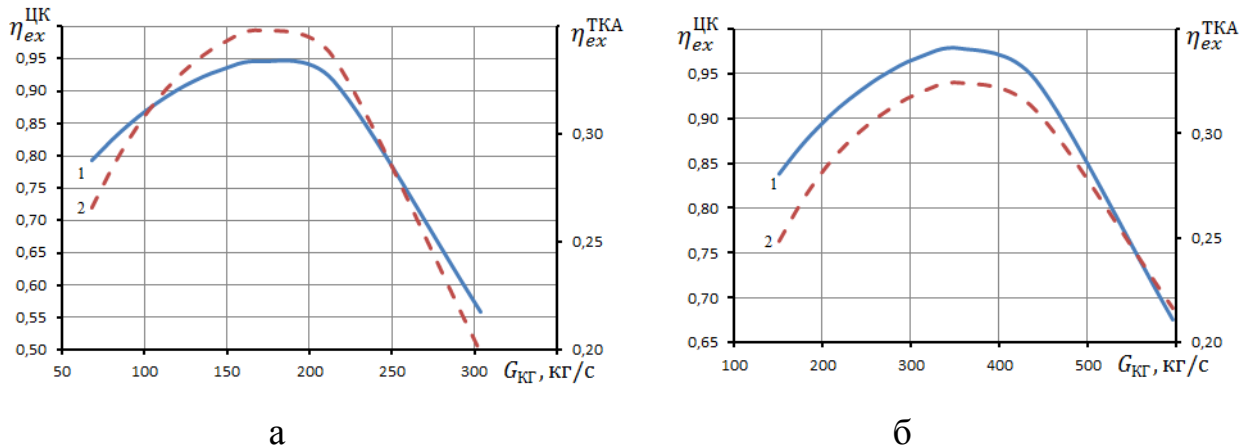


Рис. 5.6. Параметри роботи ВК агрегатів типу ГПА-Ц-12А (а) і ГПА-Ц-25С (б): 1 – ексергетичний ККД ССК; 2 – ексергетичний ККД ТКА

Для ГТС ПАТ «Газпром» у СМНВО створено значну кількість блоково-комплектних агрегатів типу ГПА-Ц-25 із ГТД різного типу і ВК із мастильною, безмастильною і комбінованою роторними системами. Агрегати цього типу, як правило, створюються для ЛКС із $\pi_K = 1,44 - 1,7$. Так для КС «Новонюксениця» (ПАТ «Газпром», Росія) створено агрегат ГПА-Ц-25СД/100-1,44М укомплектований ГТД типу ДУ80 потужністю 25 МВт виробництва ДП НВКГ «Зоря»–«Машпроект» і ВК 352ГЦ2-395/70-100М з безмастильним ротором конструкції СМНВО. У складі трьохступінчатої ПЧ застосовані середньонапірні РК із $\beta_{Л2} = 32^\circ$ і БЛД, що дозволило забезпечити узгодження роботи «ГТД – ВК» (рис. 5.7, б).

Основні результати аналізу ефективності агрегатів різної потужності типу ГПА-Ц-6,3А, розглянутих у розділах 2 – 4 дисертації і агрегатів типу ГПА-Ц-12А, ГПА-Ц-25 представлені в табл. 5.3 і на рис. 5.7.

Як видно з табл. 5.3 і рис. 5.7, агрегати мають проектну потужність 6,1 – 30,7 МВт, масову продуктивності 95 – 650 кг/с, відношення тисків 1,35 – 1,45.

Значення $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$ агрегатів змінюється в межах 28,4 – 37,5 %. При цьому менше значення ККД належить агрегату ГПА-Ц-6,3А/56-1,45, а більше значення агрегату ГПА-Ц-32С/76-1,35. Слід також відзначити, що зі збільшенням потужності привода, підвищується $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$, що відповідає

Таблиця 5.3

Основні параметри роботи агрегатів потужністю 6,3–32 МВт

Параметр	ГПА-Ц-6,3А/56-1,45	ТКА-Ц-12А/76-1,44	ГПА-Ц-163/76-1,44	ГПА-Ц-25СД/100-1,44М	ГПА-Ц-32С/76-1,35
$N_{СП}$, кВт	6125	10170	15200	21300	30700
π_K	1,45	1,44	1,44	1,44	1,35
G_{KG} , кг/с	95	170	256	355	650
$(\eta_{ex}^{BK})_{max}$, %	91,5	94,6	94,5	97,8	98
$(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$, %	28,4	34,8	31,6	32,4	37,5
$(K_{ПГ})_{min}$	0,00415	0,00336	0,00362	0,00369	0,00245

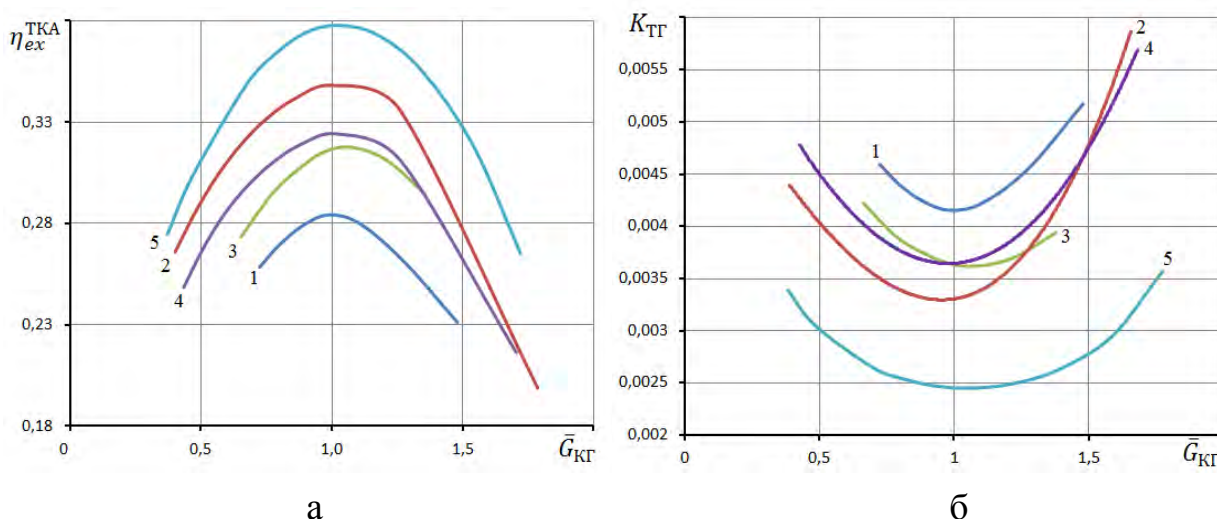


Рис. 5.7 Термодинамічна (а) і паливна (б) ефективність агрегатів різного типу для ЛКС: 1 – ГПА-Ц-6,3А/56-1,45; 2 – ГПА-Ц-12/76-1,5; 3 – ГПА-Ц-16С/76-1,44; 4 – ГПА-Ц-25СД/100-1,44М; 5 – ГПА-Ц-32С/76-1,35 ($\bar{G}_{KG}$ – відношення поточного значення масової витрати до значення, що відповідає проектному режиму роботи ВК)

особливостям зміни характеристики $\eta_e = f(N_{СТ})$ для ГТП. Виключення становить агрегат ГПА-Ц-12А/76-1,5. Термодинамічна і паливна ефективність даного типу агрегата може бути вище, ніж агрегатів із двигунами 16 і 25 МВт при значеннях $(\eta_{ex}^{BK})_{max} = 94,5 – 97,8$ % на

проектному режимі. Це підтверджує перспективність створення двигуна АІ-312 конструкції ДП ЗМКБ «Івченко-Прогрес» для ТКА п.г. і доцільність його застосування при реконструкції ГТС України.

Інтегральний аналіз паливної ефективності агрегатів типів ГПА-Ц різної потужності показує (рис. 5.7, б), що найменш ефективним є агрегат ГПА-Ц-6,3А/56-1,45, що має значення $(K_{\text{ПГ}})_{\min} = 0,00415$, а найбільш ефективний агрегат ГПА-Ц-32С/76-1,35 з показником $(K_{\text{ПГ}})_{\min} = 0,00245$.

Агрегати типу ГПА-Ц-16С і ГПА-Ц-25 по паливній ефективності перебувають практично на одному рівні.

Доцільність створення агрегата типу ГПА-Ц-12А для реконструкції ГТС України підтверджується даними аналізу паливної ефективності. Значення $(K_{\text{ПГ}})_{\min}$ для цього агрегата становить 0,00336, що на 7,2 % менше ніж для агрегата ГПА-Ц-16С/76-1,44, що забезпечує практично ті ж технологічні параметри ($P_K = 7,45$ МПа при $\pi_K = 1,44$).

5.3 Оцінка техніко-економічної ефективності застосування дотискувального агрегата типу ТКА-Ц-6,3А на основі результатів термодинамічного аналізу і визначення вартості його життєвого циклу

При розробці нового обладнання, виборі енерготехнологічних і компоновальних схем агрегатів, що проектуються або модернізуються поряд з використанням результатів термодинамічного аналізу ефективності доцільне виконання техніко-економічних розрахунків, зокрема, вартості життєвого циклу агрегата (Додаток Н).

Як відомо, під життєвим циклом технічного об'єкта розуміють інтервал часу від початку створення технічного об'єкта до кінця його експлуатації (утилізації). За початок життєвого циклу приймається зародження ідеї про необхідність створення об'єкта, а за кінець – його утилізація [87]. При цьому до етапів життєвого циклу виробу відносяться [88]: маркетингові дослідження; передпроектні НДР і ДКР; проектування; підготовка виробництва; виробництво; експлуатація; утилізація.

Основні положення поняття життєвого циклу виробу виходять із CALS-технологій (англ.: Continuous Acquisition and Lifecycle Support – безперервна інформаційна підтримка поставок і життєвого циклу). CALS-технологія - це підхід до проектування й виробництва високотехнологічної і наукомісткої продукції, що полягає у використанні сучасних інформаційних технологій на всіх стадіях життєвого циклу виробу. Технології CALS дозволяють всім виробникам комплектуючих виробів і експлуатуючим організаціям володіти і обмінюватися актуальною інформацією про виріб, що забезпечує оптимізацію керування бізнес-процесами [89 – 91].

Основними документами з оцінки ВЖЦ, які використовувалися в даній роботі, є міжнародні стандарти ISO [92, 93], створені на їхній основі галузеві стандарти [94 – 97], а також досвід робіт у СКБ СМНВО.

До особливостей КС газової промисловості варто віднести те, що агрегати та інше устаткування станцій не створюють товарну продукцію, а є елементом технологічного комплексу (МГ), у процесі роботи якого створюється кінцева товарна продукція. У зв'язку із цим метод ВЖЦ полягає в розрахунку загальної вартості використання ТКА протягом його життєвого циклу. ВЖЦ являє собою суму ціни пропозиції (капітальних витрат) і наступних витрат замовника при експлуатації ТКА [95]. Розрахунок ВЖЦ дотискувального агрегата типу ТКА-Ц-6,3А виконується на основі методики, наведеної в [95], а також з використанням результатів робіт [98, 99].

Порівняльний аналіз ВЖЦ виконаний для двох можливих модифікацій дотискувального агрегата типу ТКА-Ц-6,3А, одна із яких була реалізована для ДКС «Яро-Яхінська» (ПАТ «Газпром», Росія). Результати термодинамічного аналізу ефективності роботи цього агрегата розглянуті в розділі 4 (підпункт 4.3), а основні показники за результатами цього аналізу представлені також у табл. 5.4. При цьому друга модифікація ТКА на основі двокаскадної схеми стиснення опрацьована автором даної роботи як можлива альтернатива існуючому ТКА.

Таблиця 5.4

Деякі показники роботи агрегатів типу ТКА-Ц-6,3А за результатами аналізу їх ЕТС

Параметр	ТКА-Ц-6,3А/77-4,37	ТКА-Ц-6,3А/77-4,37
	однокаскадна схема	двокаскадна схема
$N_{СП}$, кВт	5283	4558
$G_{КГ}$, кг/с	13,89	13,89
$G_{п.г.}$, кг/с	0,359	0,325
$\eta_e^{ГТД}$, %	29,4	28
$(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$, %	16,39	17,18

Як було відзначено раніше, застосування двокаскадної схеми стиснення п.г. дозволило підвищити ексергетичний ККД агрегата на 4,6 % (відносних), зменшити потужність, що споживається на 725 кВт, що відповідає зниженню витрат п.г. на 122,4 кг/год. Однак реалізація двокаскадної схеми стиснення, незважаючи на відсутність мультиплікатора і спрощення конструкції мастильної системи ВК, підвищує вартість агрегата, що обумовлено застосуванням двох корпусів стиснення. Для визначення найбільш доцільної схеми ТКА виконаний аналіз двох варіантів ЕТС дотискувальних агрегатів (підпункт 4.3, розділ 4), а також виконаний розрахунок ВЖЦ.

Розрахунок вартості основного устаткування двох агрегатів для ДКС виконувався з урахуванням основних показників устаткування, яке необхідне для створення ТКА. Результати розрахунку ВЖЦ представлені в табл. 5.5 і додатку Н.

Як видно із табл. 5.5, капітальні витрати для ТКА з однокаскадним ВК становлять 10114,6 тис. \$, що менше ніж у ТКА із двокаскадним ВК на 3277,5 тис. \$ (24,5 %). Це пояснюється використанням меншої кількості устаткування (один корпус стиснення і т.д.). При цьому експлуатаційні витрати за весь життєвий цикл ТКА з однокаскадним ВК вище на

Таблиця 5.5

Результати розрахунку ВЖЦ дотискувальних агрегатів типу ТКА-Ц-6,3А для ДКС «Яро-Яхинська» (ПАТ «Газпром», Росія)

Найменування	Параметр	ТКА з однокаскадним ВК		ТКА із двокаскадним ВК	
		-	% від $V_{ВЖЦ}$	-	% від $V_{ВЖЦ}$
Капітальні витрати, тис. \$	К	10114,6	33,57	13392,1	41,78
Призначений ресурс роботи ТКА, тис. год	$T_{п}$	100	—	100	—
Ціна паливного газу, \$/тис.м ³	$C_{пг}$	150	—	150	—
Експлуатаційні витрати за весь життєвий цикл ТКА, тис. \$	В	20017,33	66,43	18660,91	58,22
Вартість життєвого циклу ТКА, тис. \$	$V_{ВЖЦ}$	30131,96	100	32053,04	100

1356,42 тис. \$ (6,8 %). Однак основною складовою експлуатаційних витрат є вартість п.г. При ціні п.г. в 150 \$/тис. м³ і нижче (що має місце для російських підприємств) ВЖЦ агрегату з однокаскадним ВК буде нижче, ніж при двокаскадному ЦК. При ціні п.г. в 300 \$/тис. м³ агрегати будуть рівноекономічні, а при підвищенні ціни на п.г. вище 300 \$/тис. м³ доцільним буде застосування ТКА із двокаскадним ВК.

Результати даного дослідження показують, що застосування результатів термодинамічного аналізу ефективності і оцінки ВЖЦ агрегата надає широку інформацію для вибору найбільш доцільної ЕТС агрегата, а також можливих напрямків удосконалення конструкції систем агрегата. Зокрема, стосовно до агрегата ТКА-Ц-6,3А/77-4,37 техніко-економічний аналіз дозволив замовникові зробити вибір однокаскадної схеми стиснення ТКА з урахуванням рівня цін п.г., які існують на ринку країни підприємства-замовника (Росія).

5.4 Рекомендації з розвитку передпроектних НДР і ДКР при створенні ТКА

Проектування енерготехнологічної схеми ТКА пов'язане з аналізом і вибором схемних рішень, дослідженням характеристик основних і допоміжних систем агрегата.

Як зазначено в розділі 1, робота агрегата супроводжується різними енергоперетворюючими процесами. У зв'язку із цим, як обґрунтовано в підпункті 4.2.3 розділу 4, доцільним є застосування методики аналізу ефективності енерготехнологічної схеми ТКА, заснованої на функціонально-ексергетичному підході. Вона дозволяє врахувати особливості робочого процесу агрегата як блоково-комплектного виробу, склад і взаємодію окремих систем ВК і ГТП, а також врахувати різноманітність процесів перетворення енергії в агрегаті. При цьому доводиться враховувати, що схема і агрегат розробляються, виходячи з того, що розробником ГТД є спеціалізовані організації двигунобудування, а розробником допоміжних систем ГТП у складі ТКА і ВК є розробник агрегата СМНВО.

Таким чином, розробку ЕТС агрегата доцільно виконувати в обсязі НДР та ДКР на етапі передпроектних досліджень. Це доцільно виконувати в наступній послідовності:

- аналіз вихідних даних для проектування ТКА і вибір можливого варіанта ГТД;
- вибір частоти обертання ротора ВК і оцінка необхідності застосування мультиплікатора; ескізне проектування ПЧ компресора, виходячи з I-го закону термодинаміки, тобто на основі балансу потужності системи «ГТП – ВК»;
- оцінка відповідності ККД проточної частини ВК технічним вимогам і розробка варіанта більш ефективної ПЧ;
- аналіз і вибір типу роторної системи компресора і компоновальної схеми корпусу стиснення ВК на основі багатоваріантної оцінки динамічних характеристик роторної системи з урахуванням конструктивних особливостей кінцевих і міжступеневих ущільнень, а також опор ротора;
- розрахунково-дослідні роботи з вибору системи охолодження технологічного газу на основі АПО, а при необхідності і системи охолодження ц.п. ГТД;

- вибір типу блоку силового агрегата на основі наявних уніфікованих рішень;
- аналіз і вибір основних характеристик допоміжних систем, що забезпечують ефективну роботу агрегата (мастильної системи ВК, системи забезпечення роботи ТГДУ, паливної системи, вентиляції та інших);
- термодинамічний аналіз ЕТС на основі ексергетичного балансу агрегата і визначення втрат ексергії в окремих елементах ТКА;
- побудова системної характеристики агрегата на основі даних про ефективність його основних і допоміжних систем; уточнення вимог до ГТД і підготовка даних для ухвалення рішення про вибір ГТД;
- аналіз системної характеристики агрегата і впливу ГТП, ВК та інших елементів на ефективність агрегата при різних режимах роботи і ступеня узгодженості режимів роботи енергоперетворюючих елементів (система «ГТП – ВК»);
- аналіз можливості досягнення оптимальних режимів роботи ТКА по паливній ефективності двигуна в необхідному діапазоні режимів роботи агрегата;
- аналіз енерготехнологічної схеми ТКА з визначенням рівня енергоспоживання основними і допоміжними системами агрегата;
- розробка пропозицій щодо вдосконалення ЕТС агрегата і його основних систем за результатами передпроектних НДР і ДКР з метою формулювання технічних вимог на створення систем агрегата, а також розробки алгоритмів керування і технічних вимог на створення САУ і Р.

5.5 Висновки за розділом 5

1. Виконано аналіз впливу кліматичних умов роботи агрегата типу ГПА-Ц потужністю 6,3 МВт на його ефективність. Встановлено, що при зміні температури навколишнього середовища з $T_a = +25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($T_a=298\text{ K}$) до $T_a = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($T_a=263\text{ K}$) ексергетичний ККД ТКА підвищується з 0,278 до 0,306. При охолодженні ц.п. на вході в ГТД від $T_a = 298$ до 288 K витрата п.г.

знижується на 0,7 %, що відповідає економії 80 тис. нм^3 за рік роботи агрегата. Це підтверджує доцільність оснащення ТКА спеціальною системою охолодження ц.п. у складі КПОП при експлуатації агрегата в умовах підвищених температур навколишнього середовища.

2. При зміні температури навколишнього середовища з $T_a = +25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($T_a=298\text{ K}$) до $T_a = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($T_a=263\text{ K}$) ексергетичний ККД ВК підвищується з 90,3 % до 97,4 %.

3. Порівняльний аналіз ефективності агрегатів потужністю 6,3 – 32 МВт показав, що значення $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$ змінюється в діапазоні 28,4 – 37,5 %, а ефективність агрегата типу ГПА-Ц-12А з двигуном типу АІ-312 потужністю 12 МВт конструкції ДП ЗМКБ «Івченко-Прогрес» може бути більшою на 9,2 і 6,9 % ніж агрегатів потужністю 16 і 25 МВт, відповідно. Це підтверджує перспективність створення двигуна АІ-312 і доцільність його використання при реконструкції ГТС України [3, 11, 13].

4. Використання результатів термодинамічного аналізу ефективності і оцінки вартості життєвого циклу дозволило визначити найбільш доцільну ЕТС дотискуального ТКА типу ТКА-Ц-6,3А при різних умовах його використання. Показано, що використання агрегата з двокаскадним ВК дозволяє підвищити ККД агрегата на 7,6 % (відносних), знизити споживання потужності на 725 кВт, що забезпечує економію п.г. до 1 млн. $\text{нм}^3/\text{рік}$. Аналіз вартості життєвого циклу агрегата показав, що при ціні п.г. в 150 \$/тис. м^3 і нижче доцільним є застосування ЕТС агрегата з однокаскадним стисненням п.г., а при ціні вище 300 \$/тис. м^3 – із двокаскадним стисненням [5, 6, 12].

5. Одержані результати показують доцільність проведення як в галузі компресоробудування, так і в галузі двигунобудування, НДР і ДКР з метою створення ВК з проточними частинами, що мають елементи регулювання газодинамічних характеристик, а також ГТД з елементами регулювання СТ.

6. Сформульовано рекомендації з удосконалення процесу проектування агрегатів газової промисловості, що базується на результатах дослідження, які дозволяють більш обґрунтовано вибирати ПЧ компресора, а також удосконалювати підходи до розробки алгоритмів роботи САУ і Р агрегата.

ВИСНОВКИ

У даній роботі представлено результати дослідження з розвитку науково-методичних основ системного аналізу ефективності робочого процесу і вирішення прикладних завдань по удосконаленню конструкції блоково-комплектних ТКА газової промисловості, які створюються на основі ВК конструкції СМНВО та конвертованих ГТД потужністю 4 – 32 МВт.

Аналіз ефективності робочого процесу ТКА, як складної термодинамічної системи, виконувався в постановці прямої задачі термодинаміки. Це дозволило виконати аналіз різних варіантів ЕТС агрегатів для ЛКС і ДКС.

Основні результати й висновки дисертаційної роботи полягають у наступному:

1. Отримала подальший розвиток методика ексергетичного аналізу ефективності ТКА п.г. Вперше агрегат розглянуто, як складну енерготехнологічну систему, враховано вплив основних і допоміжних систем ВК і ГТД на ефективність агрегата, а його системна характеристика при термодинамічному аналізі ТКА одержана з використанням функціонального і функціонально-ексергетичного підходів для визначення інтегрального ККД агрегата.

2. Установлено, що значення ексергетичного ККД агрегата, як інтегрального показника його ефективності, при використанні функціонально-ексергетичного підходу змінюється на розрахунковому режимі роботи в межах 28,4 – 37,5 %, а вплив допоміжних систем проявляється в зниженні цих значень на 2,5 – 1,2 % (відносних) для агрегатів потужністю 6,3 – 32 МВт, відповідно. Розходження в значеннях інтегральних ККД агрегатів, отриманих на основі функціонального і функціонально-ексергетичного підходів, становить на розрахунковому режимі 3,7 – 10 % (відносних) для агрегатів різної потужності.

3. На основі аналізу енерготехнологічних схем агрегатів отримано уточнені аналітичні залежності для визначення ексергетичних ККД основних енергосистем, як показників їхньої термодинамічної досконалості.

4. Уперше з використанням експериментальних даних, отриманих у процесі натурних випробувань агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45, виконано верифікацію розрахункової моделі робочого процесу блоково-комплектного ТКА з однокорпусним ВК типу НЦВ-6,3 і ГТД Д-336-1/2 потужністю 6,3 МВт.

5. Запропоновано новий критерій оцінки інтегральної ефективності ТКА у вигляді коефіцієнта витрати п.г., що враховує особливості газодинамічних характеристик ВК і їхній вплив на інтегральні показники ефективності робочого процесу ТКА. Встановлено, що найменш ефективним є агрегат типу ГПА-Ц-6,3А потужністю 6,3 МВт, а найбільш ефективним є агрегат типу ГПА-Ц-32 потужністю 32 МВт, які мають значення коефіцієнтів витрати п.г. 0,00415 і 0,00245, відповідно.

6. Виявлено вплив особливостей газодинамічних характеристик ВК, обумовлених геометрією проточної частини і режимом його роботи, на ефективність роботи ТКА. Для досягнення оптимального режиму роботи агрегата при незмінній конструкції ГТД доцільне застосування низьконапірних і середньонапірних РК у ступенях ВК ($\beta_{Л_2} < 32^0$) у поєднанні із ЛД і БЛД. Застосування високонапірних РК ($\beta_{Л_2} > 32^0$) приводить до неузгодженості системної характеристики ТКА і проектною характеристики ВК по $G_{КГ}$ і чим вище напірність ступеня, тим більша величина неузгодженості, що знижує економічність роботи агрегата.

7. Обґрунтовано методичні підходи до вибору найбільш доцільної ЕТС дотискувального ТКА типу ТКА-Ц-6,3А з двигуном Д-336-1/2 потужністю 6,3 МВт на основі використання інтегрального ККД, а також з використанням техніко-економічних показників (вартість його життєвого циклу). Показано, що застосування агрегату із двокаскадним ВК дозволяє підвищити ККД агрегата на 7,6 % (відносних), знизити споживання

потужності на 725 кВт, що забезпечує економію п.г. до 1 млн. $\text{нм}^3/\text{рік}$. Аналіз вартості життєвого циклу агрегата показав, що при ціні п.г. в 150 \$/тис. м^3 і нижче доцільним є застосування ЕТС агрегата з однокаскадним стисненням п.г., а при ціні вище 300 \$/тис. м^3 – із двокаскадним стисненням.

8. Отримано дані про доцільність підвищення ККД і паливної ефективності агрегатів типу ГПА-Ц-6,3А при їхній експлуатації в умовах підвищених температур навколишнього середовища за рахунок застосування відомих способів охолодження циклового повітря приводного ГТД. Для агрегата типу ГПА-Ц-6,3А охолодження ц.п. з $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$ забезпечує економію п.г. до 80 тис. $\text{нм}^3/\text{рік}$ при експлуатації ТКА.

9. Сформульовані рекомендації з удосконалення процесу проектування газотурбінних агрегатів, призначених для експлуатації у складі КС магістральних газопроводів.

10. Матеріали, представлені в дисертаційній роботі, використовуються в СМНВО при проектуванні турбокомпресорних агрегатів. Результати дисертаційної роботи використовуються в навчальному процесі кафедри технічної теплофізики Сумського державного університету (Додаток А).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Влияние характеристик центробежного компрессора на эффективность ГПА с газотурбинным приводом судового типа / Парафейник В. П., Нефедов А. Н., Тертышный И. Н., Чобенко В. Н., Лютиков А. Л. // Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: ХАИ, 2010. №8. С. 60–67.
2. К вопросу оптимизации геометрии проточной части центробежных компрессоров природного газа / Парафейник В. П., Нефедов А. Н., Евдокимов В. Е., Тертышный И. Н. // Компрессорная техника и пневматика. 2012. №2. С. 10–17.
3. Мирошниченко А. А., Тертышный И. Н., Костенко Д. А. Сравнительный анализ энергетической эффективности новых газоперекачивающих агрегатов с приводом различного типа в условиях КС «Бердичев» // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2012. №4. С. 6–9.
4. Анализ эффективности центробежного компрессора как сложной энерготехнологической системы / Тертышный И. Н., Парафейник В. П., Нефедов А. Н., Рогальский С. А. // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2014. №4. С. 6–10.
5. Вопросы термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Часть I / Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Мирошниченко Е. А., Парафейник В. П. // Проблемы машиностроения. 2015. Т.18, №4/1. С. 9–17.
6. Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Парафейник В. П. Вопросы термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Часть II // Проблемы машиностроения. 2016. Т. 19, №2. С. 10–18.

7. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Часть I. Состояние вопроса и объекты исследования / Парафейник В. П., Щербаков Н. С., Шевчук В. В., Разношинский В. Н., Тертышный И. Н., Прилипко С. А. // Проблемы машиностроения. 2016. Т. 19, №4. С. 12–18.

8. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. II. Методологические подходы к созданию блочно-комплектных турбокомпрессорных агрегатов для компрессорных станций газовой промышленности / Парафейник В. П., Щербаков Н. С., Рябов А. А., Шевчук В. В., Разношинский В. Н., Тертышный И. Н., Прилипко С. А. // Проблемы машиностроения. 2017. Т. 20, №1. С. 3–11.

9. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. III. Исследование эффективности основных систем турбокомпрессорного агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 по результатам его натурных испытаний / Щербаков Н. С., Парафейник В. П., Рябов А. А., Шевчук В. В., Разношинский В. Н., Тертышный И. Н., Прилипко С. А. // Проблемы машиностроения. 2017. Т. 20, №2. С. 11–18.

10. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. IV. Анализ системной характеристики турбокомпрессорного агрегата типа ГПА-Ц-6,3А и возможность оптимизации режимов его работы на стадии проектирования / Парафейник В. П., Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Рябов А. А. // Проблемы машиностроения. 2017. Т. 20, №4. С. 3–12.

11. Прилипко С. А., Тертышный И. Н., Парафейник В. П. О возможности совершенствования конструкции газотурбинной компрессорной установки на основе углубленного термодинамического анализа ее рабочего процесса // Промышленная теплотехника. 2017. Т. 39, №5. С. 54–61.

12. Парафейник В. П., Тертышный И. Н. Возможность совершенствования турбокомпрессорных агрегатов газовой промышленности по результатам анализа эффективности их рабочего процесса // Промислова теплотехніка. 2018. Т. 40, №1. С. 36–43.

13. Термодинамический анализ эффективности центробежного компрессора как сложной энерготехнологической системы в составе агрегата типа ГПА-Ц-32 / Тертышный И. Н., Парафейник В. П., Нефедов А. Н., Рогальский С. А., Котенко Н. А., Тимошадченко Д. Н., Михайленко С. А. // XVI МНТК по компрессоростроению: труды конференции. С.-Петербург: ЗАО «РЭП Холдинг», 2014. Т. 1. С. 328–339.

14. Методология проектирования блочно-комплектных турбокомпрессорных агрегатов и установок с газотурбинным приводом для компрессорных станций газовой и нефтяной промышленности / Парафейник В. П., Татаринов В. М., Прилипко С. А., Тертышный И. Н. // XVII МНТК по компрессорной технике: труды конференции. Казань: Изд-во «Слово», 2017. С. 151–157.

15. Анализ эффективности и выбор системной характеристики газоперекачивающего агрегата типа ГПА-Ц-6,3А на основе результатов натурных испытаний [электронный ресурс] / Парафейник В. П., Щербаков Н. С., Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Рябов А. А., Шевчук В. В., Разношинский В. Н. // Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання: тези доповідей XVI МНТК. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України. 2017. 1 електрон. опт. диск.

16. Шайхутдинов А. З., Щуровский В. А. Стратегия развития газотранспортной системы России // Газотурбинные технологии. 2012. Юбилейный номер. С. 12–16.

17. Газотурбинные установки на газопроводах / Б. П. Поршаков, А. А. Апостолов, А. Н. Козаченко, В. И. Никишин. М.: ФГУП Издательство «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2004. 216 с.

18. Лебедев-Цветков Ю. Д. Оборудование и рабочие процессы газотурбинных компрессорных станций. Л.: Недра, 1996. 157 с.
19. Новые конструкции газоперкачивающих агрегатов мощностью 16,0 МВт с авиационным и судовым приводами / Сухиненко В. Е., Клисенко В. П., Королев В. С., Сергеев С. П., Парафейник В. П., Канаев А. В., Далинейко В. И., Довженко В. Н. // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования – 1996: труды второго Международного симпозиума. С.-Пб.: С.-ПбГТУ, 1996. С. 47–55.
20. Новые компрессоры разработки АО "НИИтурбокомпрессор" / Верный А. Л., Ильин Б. А., Проккоев В. В., Хисамеев И. Г. // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования – 1997: труды третьего Международного симпозиума. С.-Пб.: С.-ПбГТУ, 1997. С. 33–45.
21. Шайхутдинов А.З. Разработка и модернизация газоперкачивающих агрегатов с газотурбинным приводом / под редакцией В. А. Максимова. Казань: ООО «Слово», 2007. 339 с.
22. Конверсия проектно-конструкторского и производственного потенциала НПО "Искра" / Соколовский М. И., Глушков Б. К., Кислицын Г. Ф., Макаревич Ю. Л. // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования – 1996: труды второго Международного симпозиума. С.-Пб.: С.-ПбГТУ, 1996. С. 38–43.
23. Разработка и освоение в производстве АО НПО "Искра" нового поколения ГПА, ГТЭС, нагнетателей природного газа и проекты сотрудничества / Соколовский М. И., Варин В. В., Глушков Б. К., Кислицын Г. Ф., Макаревич Ю. Л. // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования – 1997: труды третьего Международного симпозиума. С.-Пб.: С.-ПбГТУ, 1997. С. 115-127.
24. Развитие производства газоперкачивающих агрегатов, газотурбинных электростанций серии "Урал" и освоение проектирования и производства нагнетателей природного газа в ОАО НПО "Искра" / Соколовский М. И., Варин В. В., Глушков Б. К., Макаревич Ю. Л., Кислицын

Г. Ф., Терешкин Н. В. // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования – 2001: труды седьмого Международного симпозиума. С.-Пб.: С.-ПбГТУ, 2001. С. 44–51.

25. Типові технічні вимоги до газотурбінних газоперекачувальних агрегатів та їх систем / ПАТ «УКРТРАНСГАЗ». Київ, 2014. 90 с.

26. СТО Газпром 2-3.5-138-2007. Типовые технические требования к газотурбинным ГПА и их системам / ООО «ВНИИгаз», ОАО «Газпром». М., 2007. 63 с.

27. Щуровский В. А., Зайцев Ю. А. Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты. М.: Недра, 1994. 192 с.

28. Зарубежные газоперекачивающие агрегаты / Ермошкин А. Г., Радчик И. И., Федосеев В. В. и др. М.: Недра, 1979. 247 с.

29. Апанасенко А. И., Крившич Н. Г., Федоренко Н. Д. Монтаж, испытания и эксплуатация газоперекачивающих агрегатов в блочно-контейнерном исполнении. Л.: Недра, 1991. 361 с.

30. Новое высокоэффективное оборудование для транспорта газа по магистральным газпроводам на основе авиационного, судового и электрического привода / Сухиненко В. Е., Довженко В. Н., Парафейник В. П., Клисенко В. П., Сергеев С. П. // Потребители – производители компрессоров и компрессорного оборудования: труды первого Международного симпозиума. С.-Пб.: С.-Пб ГТУ, 1994. С. 230–234.

31. Аверьянов А. А. Внедрение газоперекачивающих агрегатов с авиационным приводом – крупная народнохозяйственная задача // Газовая промышленность. 1981. №2. С. 32–33.

32. Бухолдин Ю. С., Парафейник В. П. Создание блочно-комплектного оборудования компрессорной станции для нефтедобычи и газопереработки // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования - 1997: труды третьего Международного симпозиума. С.-Пб.: С.-Пб ГТУ, 1997. С. 164–169.

33. Компрессорные установки природного газа с авиаприводом / Парафейник В. П., Комлык Ю. Ф., Федоренко Н. Д., Сухиненко В. Е., Остапов Е. А. // Компрессорное машиностроение: обзорная информация. Серия ХМ-5. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1980. 60 с.

34. Использование опыта создания и производства агрегатов типа ГПА-Ц и их систем при реконструкции компрессорных станций газовой промышленности / Сухиненко В. Е., Парафейник В. П., Емельяненко Е. И., Костенко Д. А., Мартыненко Л. И., Бацула А. Л. // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования - 1997: труды третьего Международного симпозиума. С.-Пб.: С.-Пб.ТУ, 1997. С. 71–88.

35. Газотурбинные технологии: каталог энергетического оборудования. Каталог газотурбинного оборудования. Рыбинск, 2014. 490 с.

36. Блочно-комплектное компрессорное оборудование для газовой и нефтяной промышленности производства ОАО «Сумское НПО им. М. В. Фрунзе» / Королев В. С., Смирнов А. В., Ушаков С. М., Парафейник В. П., Паненко В. Г., Гринь Н. П. // Потребители компрессоров и компрессорного оборудования – 2010: труды пятнадцатого Междунар. симпоз. С.-Пб.: С.-ПбГТУ, 2010. С. 29–44.

37. Щуровский В. А. О современных тенденциях совершенствования газоперекачивающих агрегатов // LIX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. С.-Пб, 2012. С. 59–65.

38. Крушневич С. П. Дослідження енергетичної ефективності теплових циклів газотурбінних установок газотранспортної системи України: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд.. техн. наук: спец. 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика». Київ, 2012. 24 с.

39. Андрищенко А. И. Основы технической термодинамики реальных процессов. М.: Высшая школа, 1967. 270 с.

40. Теплотехника / под ред. А. П. Баскакова. М.: Энергоиздат, 1982. 264 с.

41. Бошнякович Ф. Техническая термодинамика. Часть вторая. Л. – М.: Госэнергоиздат, 1956. С. 256.
42. Основы проектирования газотурбинных двигателей и установок / Васильев Б. П., Коваль В. А., Канаков В. В., Павленко Г. В., Романов В. В. Харьков: Контраст, 2005. 376 с.
43. Газотурбинная установка ГТ-700-5 / Кузнецов Л. А., Андреев В. И., Богорадовский Г. И. и др. М.: Машиностроение, 1964. 191 с.
44. Завальный П. Н. Повышение эффективности использования центробежных нагнетателей с газотурбинными установками в газотранспортных системах: дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: 05.04.12 – турбомашины и комбинированные турбоустановки. Югорск-Екатеринбург, 1998 162 с.
45. Повышение эффективности использования центробежных нагнетателей (ЦН) ГПА мощностью 25 и 16МВт на многоцеховых газокompрессорных станциях / Завальный П. Н., Ревзин Б. С., Тарасов А. В., Варидова О. А. // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: Труды четвертого Международного симпозиума. С.Пб.: С.-ПбГТУ, 1998. С. 112–117.
46. Васин О. Е. Разработка, апробация и реализация методов совершенствования газоперекачивающих агрегатов, эксплуатируемых в условиях многониточной газотранспортной системы: дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: 05.04.12 – турбомашины и комбинированные турбоустановки. Екатеринбург, 2003. 170 с.
47. Тарасов А.В. Разработка и исследование системы выбора расчетных параметров блока «силовая турбина – центробежный нагнетатель» турбоустановки для транспорта газа: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Екатеринбург: УГТУ, 1999. 28 с.
48. Тарасов А. В., Ревзин Б. С., Васин О. Е. К вопросу оптимального согласования центробежного нагнетателя природного газа с приводящей его

свободной силовой турбиной // Тяжелое машиностроение. 2002. №2. С. 51–52.

49. Лютиков А. Л., Парафейник В. П., Чобенко В. Н. Анализ возможностей согласования характеристик приводного ГТД и ЦК // Авиационно-космическая техника и технология. 2010. № 7 (74). С. 30–35.

50. Согласование характеристик проточных частей центробежного нагнетателя типа 398 с характеристиками газотурбинного привода АЛ-31СТ и режимами работы компрессорной станции / Ваняшов А. Д., Крупников А. В., Бочаров Г. А., Денисенко В. В., Журин А. Г., Писарев Ю. Н. // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: труды пятнадцатого Международного симпозиума. С.Пб.: С.-ПбГТУ, 2010. С. 144–153.

51. Парафейник В. П. Научные основы совершенствования турбокомпрессорных установок с газотурбинным приводом: автореф. дис. на соискание учен. степени д-ра техн. наук: 05.05.16. Харьков, 2009. 41 с.

52. Парафейник В. П., Евенко В. И. Термодинамическая эффективность газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом // Промышленная теплотехника. 2000. Т.22, №1. С. 30–36.

53. Парафейник В. П. Системный анализ эффективности турбокомпрессорных установок для газовой и нефтяной промышленности // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2007. №8. С. 44–48.

54. Коздоба Л. А. Системные свойства тепловых систем и методы оптимизации // IV Минский международный форум по тепломассообмену: материалы конференции. 2000. Т. 3. С. 291–297.

55. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / под ред. и пер. с англ. Т. В. Морозюк. Одесса: Студия «Негоциант», 2002. 152 с.

56. Морозюк Т. В., Тсатсаронис Дж. Углубленный эксергетический анализ – современная потребность оптимизации энергопреобразующих систем // Промышленная теплотехника. 2005. Т. 27, № 2. С. 88–92.

57. Системно-структурный анализ парокompрессорных термотрансформаторов / Мацевитый Ю. М., Братута Э. Г., Харлампики Д. Х., Тарасова В. А. Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2014. 269 с.
58. Смирнов А. В., Середя Р. Н., Борисов Н. А. Газомасляный кожухотрубный теплообмінник с безопасным каналом в маслосистеме газотурбинного двигателя газоперекачивающего агрегата // Вісник НТУ «ХП». 2016. №10 (1182). С. 93–98.
59. Евенко В. И, Парафейник В. П. Анализ некоторых схем утилизации теплоты уходящих газов газотурбинного привода турбокомпрессорных агрегатов // Теплоэнергетика. 1998. №12. С. 48–51.
60. Бродянский В. М., Фратшер В., Михалец К. Эксергетический метод и его приложения. М.: Энергоиздат, 1988. 288 с.
61. Парафейник В. П., Петухов И. И., Шахов Ю. В. Повышение эффективности турбокомпрессорной установки газовой промышленности на основе системного анализа режимов ее работы // Проблемы машиностроения. 2006. Т.9, №4. С. 11–18.
62. Соколов С. Г. Газоперекачивающие агрегаты с авиаприводом и способы повышения их эффективности: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: 05.04.06. М.: МИХМ, 1984. 18 с.
63. Парафейник В. П., Бухолдин Ю. С., Петухов И. И., Шахов Ю. В., Минячихин А. В. Метод оценки термодинамического совершенства рабочего процесса многокаскадного центробежного компрессора нефтяного газа // Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: труды тринадцатого Междунар. науч.-техн. конф. по компрессоростроению. Сумы: СумГУ. 2004. Т.1. С. 201–211.
64. Цветков Ф. Ф., Григорьев Б. А. Тепломассообмен. М.: Издательство МЭИ, 2005. 550 с.
65. Парафейник В. П. Термодинамическая эффективность и особенности проектирования сепараторов углеводородной смеси для компрессорных

установок нефтяной промышленности // Химическое и нефтяное машиностроение. 1996. №4. С. 42–47.

66. Парафейник В. П. Системный подход к анализу режима работы газотурбинного привода турбокомпрессорного агрегата // Промышленная теплотехника. 2006. Т.28, №3. С. 54–61.

67. Бэр Г. Д. Техническая термодинамика. М.: Мир, 1977. 518 с.

68. Новая конструкция высокоэффективного центробежного компрессора для агрегата ГПА-Ц-32/76-1,35 линейных компрессорных станций магистральных газопроводов. Ч. I. / Смирнов А. В., Паненко В. Г., Гадяка В. Г., Парафейник В. П., Бороденко А. М. // Компрессорная техника и пневматика. 2015. №3. С. 12–17.

69. Новая конструкция высокоэффективного центробежного компрессора для агрегата ГПА-Ц-32/76-1,35 линейных компрессорных станций магистральных газопроводов. Ч. II. / Смирнов А. В., Паненко В. Г., Гадяка В. Г., Парафейник В. П., Бороденко А. М. // Компрессорная техника и пневматика. 2015. №6. С. 23–29.

70. Евдокимов В. Е., Богорадовский Г. И. К вопросу об оптимальной форме характеристики нагнетателя природного газа // Турбины и компрессоры. 2001. №15 (2-2001). С. 26–30.

71. Галеркин Ю. Б., Солдатова К. В. Технология компрессоростроения. Теория, расчет и конструирование компрессорных машин динамического действия. СПб.: Издательство Политехнического университета, 2008. 121 с.

72. Стенды для испытаний газоперекачивающих агрегатов типа ГПА-Ц / Апанасенко А. И., Парафейник В. П., Хорощенко А. М., Рухлов Ю. Л., Барнев С. В. // Химическое и нефтяное машиностроение. 1985. № 6. С. 27–28.

73. API STANDARD 617. Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors. Eighth Edition, Washington: American Petroleum Institute, 2014. 373 p.

74. Повх И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. М.: Машиностроение, 1974. 480 с.

75. Компрессор центробежный. Программа и методика приёмосдаточных испытаний со снятием газодинамических характеристик. 177.0000.000-06 ПМ. / ОАО "Сумское НПО им. М.В. Фрунзе", ВНИИгаз. 2003. 17 с.

76. Турбовальный двигатель Д-336-2. Программа и методика межведомственного приемочного испытания. 336-2.00.00.000ПМ-12. / ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс», АО «Мотор-Сич», ОАО «Сумское НПО им. М. В. Фрунзе», ВНИИгаз. 1995. 6 с.

77. Солохин Э. Л. Испытание воздушно-реактивных двигателей, М.: Машиностроение, 1975. 356 с.

78. Парафейник В. П., Довженко В. Н., Евтушенко В. А. Термодинамический анализ эффективности газоперекачивающих агрегатов // Компрессорная техника и пневматика. 1997. Вып.3–4. С. 15–18.

79. Бондаренко Г. А., Юрко И. В. Метод оптимизации газодинамических характеристик осерадиальной компрессорной ступени со входным регулирующим аппаратом // Вісник НТУ «ХПІ». 2013. №14 (988). С. 49–53.

80. Термодинамический анализ эффективности АВО в составе компрессорной установки нефтяного газа / Парафейник В. П., Петухов И. И., Сырый В. Н., Шахов Ю. В. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2004. №8. С. 23–27.

81. Анализ эффективности АВО как отдельного изделия и как элемента энерготехнологической системы для компримирования углеводородного газа / Парафейник В. П., Лазоренко Р. А., Прилипко С. А., Рогачев В. А., Семеняко А. В. // Труды XVI Междунар. науч.-техн. конф. по компрессоростроению, 23-25 сент. 2014 г. С.-Пб.: РЭП-Холдинг. Т.1. С. 385–398.

82. Андреев Л. П., Костенко Г. Н. Эксергетические характеристики эффективности теплообменных аппаратов // Изв. ВУЗов. Энергетика. 1965. №3. С. 53–60.

83. ГОСТ 15150-69 Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды (с Изменениями N 1, 2, 3, 4, 5). М.: Стандартиформ, 2006. 72 с.

84. Chaker M., Meher-Homji C.B. Inlet fogging of gas turbine engines: climatic analysis of gas turbine evaporative cooling potential of international locations [Электронный ресурс] // Proc. of ASME TURBO EXPO 2002. June 3-6, 2002.

85. Анализ эффективности ГТП Д-336-2 с отбором воздуха для распылительной системы охлаждения / Сорогин Ф. Г., Басов Ю. Ф., Шахов Ю. В., Петухов И. И., Минячихин А. В. // Авиационно-космическая техника и технология. 2012. №8(95). С. 47–51.

86. Ghanaatpisheh M., Pakaein M. Optimization and increase production and efficiency of gas turbines GE-F9 using Media evaporative cooler in Fars combined cycle power plant // International Journal of Smart Electrical Engineering. 2015. Vol.4, №4. P. 211–218.

87. Лебедев А. А. Введение в анализ и синтез систем: учебное пособие. М.: МАИ, 2001. 352 с.

88. Вольсков Д. Г. Сертификация компонентов воздушных судов в методологии CALS-технологий // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2014. Т. 16, №6(2). С. 406–411.

89. Воденин Д. Р., Чавкин Е. М. Внедрение CAD-системы на примере Unigraphics NX в интегрированную платформу поддержки жизненного цикла воздушного судна на базе сервис-ориентированной архитектуры // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2013. Т.15, №4(3). С. 605–613.

90. Махитько В. П. Интегрированная информационно-коммуникационная система логистической поддержки технической

эксплуатации воздушных судов: монография. Ульяновск: УВАУ ГА, 2008. 293 с.

91. Медведева Е. И., Шелякова А. И. Эффективность внедрения интегрированных систем поддержки жизненного цикла изделия в авиатранспортной отрасли // Актуальные проблемы авиации и космонавтики: материалы VII Всероссийской научно-практической конференции творческой молодежи. 2011.Т.2. С. 151–152.

92. International Standard ISO 15663-1:2000. Petroleum and natural gas industries. Life-cycle-costing. Part 1: Methodology. 17 p.

93. International Standard ISO 15663-2:2001(E) . Petroleum and natural gas industries. Life-cycle-costing. Part 2: Guidance on application of methodology and calculation methods. 29 p.

94. Norsok standart common requirements. Life cycle cost for systems and equipment. O-CR-001. 1996. 38 p.

95. Р Газпром 2-3.5-281-2008 Рекомендации по выбору основного технологического оборудования для транспорта газа. Москва: Издание ОАО «Газпром», 2009. 67 с.

96. ДСТУ ISO 14040:2013. Екологічне керування. Оцінювання життєвого циклу. Принципи та структура [Текст]: офіц. вид. К.: Держспоживстандарт України, 2013. 23 с.

97. ДСТУ ISO 14041:2004. Екологічне керування; Оцінювання життєвого циклу. Визначання цілі і сфери застосування та аналізування інвентаризації (ISO 14041:1999, IDT) / В. Лозанський (пер.і наук.-техн.ред.), В. Мироненко (пер.і наук.-техн.ред.). Офіц. вид. К.: Держспоживстандарт України, 2006. IV, 20 с.

98. Загоринский Э. Е. Стоимость жизненного цикла ГПА «Балтика-25» с учетом стоимости затрат на ремонтно-техническое и сервисное обслуживание // Газотурбинные технологии, февраль-март. 2011. С. 8–11.

99. Бандалетов В. Ф., Белова Е. Б., Загоринский Э. Е. Сравнительная эффективность применения на КС ОАО «Газпром» ГПА «Балтика-32» и ГПА-32 «Ладога» // Газовая промышленность. Специальный выпуск. 2014. №1. С. 50–52.

ДОДАТОК А

АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Перший проректор,
професор і навчальної роботи
проф. В. Д. Карпуша
" 12 12 2017 р.



АКТ

Про впровадження
результатів дисертаційної роботи
Тертишного І. М. у навчальний процес

12 12 2017 р.

м. Суми

Даним актом засвідчується, що матеріали дисертаційної роботи Тертишного І. М. на тему «Удосконалення конструкції блоково-комплектних турбокомпресорних агрегатів з газотурбінним приводом для компресорних станцій магістральних газопроводів» впроваджені у навчальний процес на факультеті технічних систем та енергоефективних технологій СумДУ у курсі «Турбокомпресорні установки з газотурбінним приводом», що викладається для студентів спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування».

Декан факультету ТеСЕТ

О. Г. Гусак

Зав. кафедри технічної теплофізики

С. М. Ванєєв

ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний конструктор –
начальник Спеціального
конструкторського бюро
Публічного акціонерного товариства
«Сумське машинобудівне науково-
виробниче об'єднання»


В. П. Панченко
«15» 12 2017 р.



АКТ

впровадження матеріалів дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

провідного інженера-конструктора ПАТ «Сумське НВО»

Тертишного Ігоря Миколайовича

«15» 12 2017 р.

м. Суми

Даним актом засвідчується, що матеріали дисертаційної роботи Тертишного Ігоря Миколайовича на тему «Удосконалення конструкції блоково-комплектних турбокомпресорних агрегатів з газотурбінним приводом для компресорних станцій магістральних газопроводів» впроваджені в ПАТ «Сумське НВО» і використовуються при проектуванні турбокомпресорних агрегатів.

Заступник начальника СКБ
з науково-дослідних робіт



І. І. Сидорець

Виконавець



І. М. Тертишний

ДОДАТОК Б

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Влияние характеристик центробежного компрессора на эффективность ГПА с газотурбинным приводом судового типа / Парафейник В. П., Нефедов А. Н., Тертышный И. Н., Чобенко В. Н., Лютиков А. Л. // Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: ХАИ, 2010. №8. С. 60–67.
2. К вопросу оптимизации геометрии проточной части центробежных компрессоров природного газа / Парафейник В. П., Нефедов А. Н., Евдокимов В. Е., Тертышный И. Н. // Компрессорная техника и пневматика. 2012. №2. С. 10–17.
3. Мирошниченко А. А., Тертышный И. Н., Костенко Д. А. Сравнительный анализ энергетической эффективности новых газоперекачивающих агрегатов с приводом различного типа в условиях КС «Бердичев» // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2012. №4. С. 6–9.
4. Анализ эффективности центробежного компрессора как сложной энерготехнологической системы / Тертышный И. Н., Парафейник В. П., Нефедов А. Н., Рогальский С. А. // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2014. №4. С. 6–10.
5. Вопросы термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Часть I / Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Мирошниченко Е. А., Парафейник В. П. // Проблемы машиностроения. 2015. Т.18, №4/1. С. 9–17.
6. Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Парафейник В. П. Вопросы термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных

газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Часть II // Проблемы машиностроения. 2016. Т. 19, №2. С. 10–18.

7. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Часть I. Состояние вопроса и объекты исследования / Парафейник В. П., Щербаков Н. С., Шевчук В. В., Разношинский В. Н., Тертышный И. Н., Прилипко С. А. // Проблемы машиностроения. 2016. Т. 19, №4. С. 12–18.

8. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. II. Методологические подходы к созданию блочно-комплектных турбокомпрессорных агрегатов для компрессорных станций газовой промышленности / Парафейник В. П., Щербаков Н. С., Рябов А. А., Шевчук В. В., Разношинский В. Н., Тертышный И. Н., Прилипко С. А. // Проблемы машиностроения. 2017. Т. 20, №1. С. 3–11.

9. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. III. Исследование эффективности основных систем турбокомпрессорного агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 по результатам его натурных испытаний / Щербаков Н. С., Парафейник В. П., Рябов А. А., Шевчук В. В., Разношинский В. Н., Тертышный И. Н., Прилипко С. А. // Проблемы машиностроения. 2017. Т. 20, №2. С. 11–18.

10. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. IV. Анализ системной характеристики турбокомпрессорного агрегата типа ГПА-Ц-6,3А и возможность оптимизации режимов его работы на стадии проектирования / Парафейник В. П., Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Рябов А. А. // Проблемы машиностроения. 2017. Т. 20, №4. С. 3–12.

11. Прилипко С. А., Тертышный И. Н., Парафейник В. П. О возможности совершенствования конструкции газотурбинной компрессорной установки на

основе углубленного термодинамического анализа ее рабочего процесса // Промышленная теплотехника. 2017. Т. 39, №5. С. 54–61.

12. Парафейник В. П., Тертышный И. Н. Возможность совершенствования турбокомпрессорных агрегатов газовой промышленности по результатам анализа эффективности их рабочего процесса // Промислова теплотехніка. 2018. Т. 40, №1. С. 36–43.

13. Термодинамический анализ эффективности центробежного компрессора как сложной энерготехнологической системы в составе агрегата типа ГПА-Ц-32 / Тертышный И. Н., Парафейник В. П., Нефедов А. Н., Рогальский С. А., Котенко Н. А., Тимошадченко Д. Н., Михайленко С. А. // XVI МНТК по компрессоростроению: труды конференции. С.-Петербург: ЗАО «РЭП Холдинг», 2014. Т. 1. С. 328–339.

14. Методология проектирования блочно-комплектных турбокомпрессорных агрегатов и установок с газотурбинным приводом для компрессорных станций газовой и нефтяной промышленности / Парафейник В. П., Татаринов В. М., Прилипко С. А., Тертышный И. Н. // XVII МНТК по компрессорной технике: труды конференции. Казань: Изд-во «Слово», 2017. С. 151–157.

15. Анализ эффективности и выбор системной характеристики газоперекачивающего агрегата типа ГПА-Ц-6,3А на основе результатов натурных испытаний [электронный ресурс] / Парафейник В. П., Щербаков Н. С., Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Рябов А. А., Шевчук В. В., Разношинский В. Н. // Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання: тези доповідей XVI МНТК. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України. 2017. 1 електрон. опт. диск.

ДОДАТОК В

АПРОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

Основні результати дисертаційної роботи доповідалися й обговорювалися на:

- XV МНТК з компресоробудування (Росія, Казань 19 – 20 липня 2011 р., доповідь);
- 6-й МНТК "Молодь в авіації: нові рішення і передові технології» (Україна, Запоріжжя–Алушта, 22 – 24 травня 2012 р., доповідь);
- МНТК молодих вчених і студентів "Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії – 2012" (Україна, Івано-Франківськ, 5 – 7 листопада 2012 р., доповідь);
- IX МНТК «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (Україна, Одеса, 10 – 12 вересня 2013 р., доповідь);
- XVI МНТК з компресоробудування (Росія, С.-Петербург, 23 – 25 вересня 2014 р., доповідь);
- III Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції (Україна, Суми, 22 – 25 квітня 2014 р., доповідь);
- Міжнародні молодіжні науково-технічні читання ім. О. Ф. Можайського (Україна, Запоріжжя–Приморськ, 15 – 17 травня 2018 р., доповідь).

ДОДАТОК Г

Основні характеристики деяких модифікацій агрегатів потужністю 6,3 – 25 МВт, створених у СМНВО

Показник	ГПА-Ц- 6,3А/56- 1,45	ГПА-Ц- 6,3А/56- 1,7	ГПА-Ц- 6,3Б/76- 1,45	ГПА-Ц- 6,3У/76-2,2	ГПА-Ц- 6,3С/125-2,2	ГПА-Ц- 8Б/150-2,2	ГПА-Ц1- 16С/76- 1,35М	ГПА-Ц- 16РС/76- 1,44	ГПА-Ц3- 16С/76- 1,7М	ГПА-Ц- 25БД/100- 1,35М	ГПА-Ц- 25СД/80- 1,7М1
Найменування КС	КС «Лозинець»	ДКС «Шуртан»	КС «Павловська»	КС «Карадагське ПХГ»	ДКС "Солоха"	ДКС "Степнівська"	ЛКС "Перегреб- нинська"	ЛКС "Нюксениця"	ДКС "Заполярна"	ЛКС "Новомікун- ська"	ДКС "Юрхарівська"
Тип компресора	НЦВ-6,3- 56/1,45	6,3ГЦ2- 160/33-56	НЦВ-6,3- 76/1,45	6,3ГЦ- 90/35-76	6,3ГЦ2- 47/57-125С	8ГЦ2- 49/68-150	291ГЦ2- 415/56- 76М	291ГЦ2- 395/53- 76М6	323ГЦ2- 310/45-76М	352ГЦ2- 485/75- 100М	324ГЦ2- 430/46-80М1
Продуктивність, млн. нм ³ /доба	11,76	7,92	12,48	4,69	4,34	4,97	37	33,25	21,5	60	30,68
Відношення тисків	1,45	1,7	1,45	2,2	2,2	2,2	1,35	1,44	1,7	1,35	1,7
Кінцевий тиск, МПа	5,5	5,49	7,46	7,46	12,36	14,7	7,45	7,45	7,45	9,91	7,85
Політропний ККД ВК, %	82	80	82	75	70	71	84	85	86	85	83
Тип ГТД	НК-12СТ	НК-12СТ	НК-12СТ	НК-12СТ	ДТ 71ПЗ	НК-14СТ	ДГ 90Л2.1	ДГ 90Л2.1	ДГ 90Л2.1	НК-36СТ	ДУ 80Л
Номінальна потужність, МВт	6,3	6,3	6,3	6,3	6,5	8	16,7	16,7	16,7	26,5	26,7
Ефективний ККД двигуна (ISO) ¹ , %	26,1	26,1	26,1	26,1	31,5	32	35	35	35	36	36,5
Частота обертання СТ, об/хв.	8200	8200	8200	8200	8200	8200	5200	5200	5200	5000	5000
Ступінь підвищення тиску повітря	8,6	8,6	8,6	8,6	14	10	19,5	19,5	19,5	–	21,6
Температура газу перед турбіною, К	930	930	930	930	–	1280	–	–	–	–	–
Температура газів на виході із двигуна, С	302	302	302	302	430	537	420	420	420	457	465

¹ Газотурбинные технологии: Каталог энергетического оборудования. Каталог газотурбинного оборудования. – Рыбинск, 2014. – 490 с.

ДОДАТОК Д
Основні технічні характеристики ВК виробництва СМНВО, які застосовуються у складі агрегатів для КС
різного призначення

Параметр		Найменування агрегата і ВК										
		ГПА-Ц- 6,3А/56- 1,45	ГПА-Ц- 6,3А/56- 1,7	ГПА-Ц- 6,3Б/76- 1,45	ГПА-Ц- 6,3У/76- 2,2	ГПА-Ц- 6,3С/125 -2,2	ГПА-Ц- 8Б/150- 2,2	ГПА- Ц1- 163/76- 1,35М	ГПА-Ц- 16РС/76- 1,44	ГПА- Ц3- 163/76- 1,7М	ГПА-Ц- 25БД/10 0-1,35М	ГПА-Ц- 25СД/80- 1,7М1
		НЦВ-6,3- 56/1,45	6,3ГЦ2- 160/33- 56	НЦВ-6,3- 76/1,45	6,3ГЦ- 90/35-76	6,3ГЦ2- 47/57- 125С	8ГЦ2- 49/68- 150	291ГЦ2- 415/56- 76М	291ГЦ2- 395/53- 76М6	323ГЦ2- 310/45- 76М	352ГЦ2- 485/75- 100М	324ГЦ2- 430/46- 80М1
1	Продуктивність, наведена до температури 293 К (+20 ⁰ С) і тиску 0,101 МПа (1,033кг/см ²), м ³ /с (млн.м ³ /доба), не менше	136,11 (11,76)	91,67 (7,92)	144,44 (12,48)	54,28 (4,69)	50,23 (4,34)	57,55 (4,97)	428,24 (37)	384,82 (33,25)	248,84 (21,5)	694,44 (60)	335,07 (30,68)
2	Тиск початковий, абсолютне, МПа	3,79	3,2	5,14	3,39	5,6	6,686	5,5	5,17	4,38	7,34	4,62
3	Тиск кінцевий, абсолютне, МПа	5,5	5,49	7,46	7,46	12,36	14,7	7,45	7,45	7,45	9,91	7,85
4	Відношення тисків (розрахункове)	1,45	1,7	1,45	2,2	2,2	2,2	1,35	1,44	1,7	1,35	1,7
5	Політропний ККД компресора, %, не менше	82	80	82	75	70	71	84	85	86	85	83
6	Частота обертання ротора компресора, розрахункова, об/хв	8200	8200	8200	8200	8200	8200	5100	5100	5100	4900	4850
7	Номінальна (розрахункова) потужність, що споживається компресором, МВт	6,2	6,3	6,3	6,2	6,0	6,7	14,6	16,0	15,5	22,7	24,4
8	Температура газу на вході в компресор, розрахункова, К (°С)	288	288	288	288	288	313	288	288	288	288	303
9	Температура газу на виході з компресора (вхід в АПО), розрахункова, К (°С)	321	337	321	367	371	369	314	319	334	314	349

ДОДАТОК Є
Основні характеристики деяких модифікацій ГТД, що застосовуються або можуть застосовуватися у складі
компресорного устаткування конструкції СМНВО

Найменування ГТД	Ном. потужність	Тиск пускового газу (потуж. електростартера)	Ступінь очищення ц.п. (EN 779–2012)	Відбір повітря від ГТД для роботи СПЦП і для обігріву агрегата	Температура газу на зрізі газовідводу	Витрата газу на один пуск	Тиск паливного газу	Шкідливі викиди NO _x /CO
	МВт	кгс/см ²	мкм	кг/с	°C	кг	кгс/см ²	мг/нм ³
Д-336-1/2	6,3	3 – 5	20	СПЦП – 0,6; обігрів – 0,5	431	105	24 ± 1	150/300
НК-12СТ	6,3	4 ± 1	–	СПЦП – 0,7; обігрів – 0,1	365	–	24 ± 1	150/250
ДТ71ПЗ	6,3	(70 кВт)	20	СПЦП – 0,6; обігрів – 1,6	410±10	–	25 ^{+0,5}	150/300
ДТ70П	8,0	(70 кВт)	F7-F9	СПЦП – 0,5; обігрів – 1,6	472	–	30 ± 0,5	75/300
НК-14СТ-8	8,0	(4 ± 1)	40	СПЦП – 0,7; обігрів – 0,1	537	420	24 ± 1	150/300
НК-14СТ-10	10,0	(3 ⁺¹)	–	СПЦП – 0,7; обігрів – 0,1	507	168 – 360	24 ± 1	100/200
ДГ90Л2.1	16,0	(140 кВт)	20	СПЦП – 1,3; обігрів – 1,4	420 ^{+0,5}	–	30 ^{+0,5}	80/300
ДУ71Л	16,0	(215 кВт)	20	СПЦП – 0,6; обігрів – 1,6	455	–	30 ± 0,5	75/220
ДЖ59Л2	16,0	–	20	СПЦП – 1,4	370	–	25 ± 0,5	220/х
АЛ-31СТ	16,0	5 ± 0,5	20	СПЦП + обігрів – 2,1	490	90	28 ⁺²	150/300
НК-16СТД	16,0	3 – 5	20	СПЦП + обігрів – 4,0	445	160	23 – 25	150/300
НК-16-18СТД	18,0	3 – 4,5	20	СПЦП + обігрів – 4,0	460	160	23 – 25	140/100
ДУ80Л1	25,0	(213 кВт)	F7-F9	СПЦП – 0,7; обігрів – 3,5	480 ⁺²⁰	–	35 ± 0,5	80/150
НК-36СТ	25,0	3,5 – 5 (86кВт)		СПЦП + обігрів – 2,5	449	150	45 – 75	150/300
ДУ-32	32,0	–	F7-F9	–	470	–	–	–
ГТУ-32П	33,2	–	F8	СПЦП – 0,6	420	–	–	150/300
MS 5002E	32,0	–	–	–	510	–	3 – 3,5	50/34,7
Titan 130	15,3	–	–	–	504	–	–	25/–
Titan 250	22,4	–	–	–	463	–	–	–
RB211GT61	32,7	–	–	–	503	–	–	25/–

Продовження таблиці

Найменування ГТД	Ном. потужність	Безповоротні втрати мастила	Тепловіддача в мастило	Втрата повного тиску на всмоктуванні	Втрата повного тиску при всмоктуванні	Наробіток на відмову	Ресурс до кап. ремонт	Призначений ресурс	Періодичність ТО
	МВт	кг/год	кВт	Па (мм вод.ст.)	Па (мм вод.ст.)	год	год	год	год
Д-336-1/2	6,3	0,3	77	981 (100)	1470 (150)	4000	25000	100000	2000
НК-12СТ	6,3	1,2	140	981 (100)	981 (100)	3500	10000	3000	
ДТ71ПЗ	6,3	1,0	160	981 (100)	1470 (150)	4000	20000	60000	2000/4000/8000
ДТ70П	8,0	0,3	260	981 (100)	1470 (150)	5000	25000	100000	3000/6000
НК-14СТ-8	8,0	0,6	175	981 (100)	1470 (150)	5000	25000	100000	–
НК-14СТ-10	10,0	0,4	154	981 (100)	1470 (150)	3500	25000	100000	–
ДГ90Л2.1	16,0	0,45	400	981 (100)	1470 (150)	5000	33000	100000	3000/6000
ДУ71Л	16,0	0,5 ^{+0,3}	400	1962 (200)	3134 (320)	3500	15000	45000	–
ДЖ59Л2	16,0	2,0	366	1470 (150)	3136 (320)	5000	20000	60000	–
АЛ-31СТ	16,0	0,5	195	1400 (150)	2940 (300)	3500	25000	75000	3000
НК-16СТД	16,0	1,0	105	1960 (200)	5640 (575)	5000	15000	45000	–
НК-16-18СТД	18,0	0,9	105	1960 (200)	5640 (575)	3250	25000	100000	3000
ДУ80Л1	25,0	0,4	400	981 (100)	1470 (150)	5000	25000	100000	3000/6000
НК-36СТ	25,0	0,6	182	1960 (200)	5880	5000	20000	100000	2500
ДУ-32	32,0	–	–	–	–	–	–	–	–
ГТУ-32П	33,2	0,4	–	–	–	–	–	–	–
MS 5002E	32,0	0,25	–	–	–	–	48000	200000	–
Titan 130	15,3	–	–	–	–	–	40000	200000	–
Titan 250	22,4	–	–	–	–	–	40000	200000	–
RB211GT61	32,7	–	–	–	–	–	–	–	–

ДОДАТОК Ж

Системи охолодження технологічного газу на основі АПО і допоміжні енергоспоживаючі системи

Основною енергоперетворюючою системою агрегата, яка має визначальний вплив на рівень термодинамічної досконалості агрегата, є ГТД.

Основною функціональною, енергоперетворюючою системою, яка забезпечує режимні параметри КС, є ВК. В той же час у складі ТКА є ряд допоміжних систем ГТП і ВК, які забезпечують їхню надійну роботу і вимагають для роботи електроенергію, стиснений газ або повітря, а також теплоту. До таких систем відносяться: повітряноприймальна і вихлопна системи із підсистемою УТВГ, системи вентиляції і обігріву відсіків агрегата, паливна система і система запуску, а також система ТГДУ ротора ВК; САУ і Р, система її захисту і діагностування, а також змащення вузлів ГТД і ВК.

1. До основного технологічного устаткування каскаду стиснення відносяться АПО, які забезпечують ефективну роботу кожної ССК. Як відомо, охолодження п.г. здійснюється за рахунок відводу теплоти за допомогою теплообмінного апарату АПО. При цьому температура на вході в АПО становить $313 - 493 \text{ K}$ ($40 - 220 ^\circ\text{C}$), а тиск газу досягає $5,49 - 12 \text{ МПа}$. Основними елементами АПО виробництва СМНВО є: теплообмінний апарат, електровентилятор, дифузор, САУ, щити з жалюзями (рис. Ж.1). Основні характеристики деяких конструкцій АПО, які використовуються у складі агрегатів, представлені в табл. Ж.1.

Охолодження в АПО здійснюється як за рахунок примусового відводу теплоти, так і природної конвекції. При від'ємних температурах навколишнього середовища до 30 % теплового потоку може розсіюватися в результаті природної конвекції¹. Температура газу на виході із АПО залежить від температури навколишнього середовища і недоохолодження в АПО, що досягає $5 - 10 \text{ K}$.

¹ Теплотехнические испытания аппарата воздушного охлаждения горизонтального типа / В. А. Рогачев, А. В. Семеняко, Р. А. Лазоренко, Р. Н. Середа, В. П. Парафейник // Энергетика. – 2014. – №4 – С. 71–77.

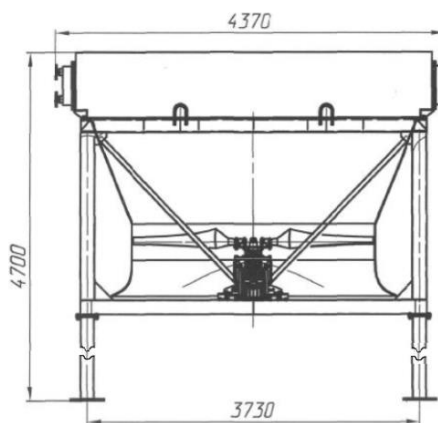


Рис. Ж.1. Конструктивна схема АПО виробництва СМНВО

Таблиця Ж.1

Основні характеристики деяких конструкцій АПО, які застосовуються у складі агрегатів ЛКС і ДКС

Умовна позначка	Тиск технолог. газу, МПа	Загальна площа поверхні теплообміну, м ²	Довжина оребреної труби, м	Потужність ел. двигуна вентилятора, кВт	Діаметр колеса вентил., м	Кіл. вентил., шт.
ДКС «Яро-Яхинська» (Росія)	7,5	5900	10	7,5	0,8	10
ДКС «Газлі 1-я секція» (Узбекистан)	2	10280	12	13	2,7	6
ДКС «Газлі 2-секція» (Узбекистан)	5,5	10280	12	13	2,7	6
КС «Абширин» (Іран)	8,2	10530	12	13	2,7	6
КС «Хаджі Абад» (Іран)	8,2	10440	12	37	4,45	2
ДКС «Зеварди» (Узбекистан)	6,6	10280	12	13	2,7	6
ДКС «Хрестищі» (Україна)	14,5	9730	12	37	4,45	2
ДКС «Шахпахти» (Узбекистан)	3,5	5954	10	7,5	0,8	10
	7,6	5690	10	7,5	0,8	10
	10,3	5558	10	7,5	0,8	10
КС «Хаваран» (Іран)	9,1	10530	12	13	2,7	6
КС «Сосногірська» (Росія)	9,8	9670	12	6,5	2,7	6

Поверхні теплообмінного апарату формуються з пучків біметалічних оребрених труб.

Примусова циркуляція охолоджуючого повітря в АПО здійснюється осьовим вентилятором (рис. Ж.1). Переважно використовується нагнітальна схема обдува, тобто обдув теплообмінної поверхні відбувається знизу вгору. АПО комплектуються вентиляторами виробництва СМНВО, що мають РК діаметром 800 – 4450 мм. У конструкції РК передбачена можливість зміни кута установки лопаток від 0^0 до 25^0 у ручному або автоматичному режимах. Потужність електродвигунів вентиляторів зазначена в табл. Ж.1. Регулювання температури п.г. на виході з АПО здійснюється відключенням частини працюючих електровентиляторів, відкриттям-закриттям жалюзів бічних щитів, регулюванням частоти обертання РК вентилятора.

2. Системи сепарації газу в складі ТКА п.г. з двокорпусним ВК є допоміжним технологічним устаткуванням, тому що по МГ здійснюється транспорт підготовленого газу. В агрегатах конструкції СМНВО сепараційні установки п.г. створюються на основі циклонних і вихрових щілинних сепараторів продуктивністю 1–30 млн. $\text{нм}^3/\text{добу}$.

Призначенням проміжних сепараторів є вловлювання і відвід з технологічного контуру краплинної вологи. При проектуванні ЕТС п.г. сепаратори враховуються як джерело додаткових гідравлічних втрат, які становлять 0,03 – 0,06 МПа.

3. Повітря-приймальні системи, які застосовуються у складі агрегатів (ГТП) призначені для очищення ц.п. від пилу і інших механічних включень, подачі ц.п., що надходить із навколишнього середовища в ГТД. Крім того, ППС забезпечує: підігрів ц.п. з використанням СПЦП у період можливого обледеніння; шумоглушіння на всасі; формування полів тисків, швидкості і температури на вході в ГТД. Конструкція ППС, що представлена на рис. Ж.2, характерна для агрегатів контейнерного виконання. В агрегатах ангарного виконання (рис. 1.6) ППС мають аналогічну конструкцію, але з подовженим повітряним трактом (5, рис. Ж.2).

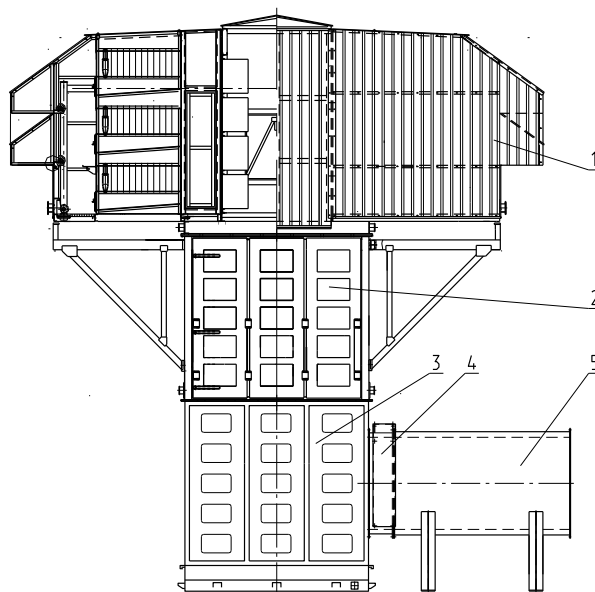


Рис. Ж.2. Конструктивна схема ППС блоково-комплектних агрегатів типу ГПА-Ц: 1 – КПОП; 2 – шумоглушник всмоктування; 3 – камера усмоктування; 4- компенсатор; 5 – повітряхід

Геометричні розміри ППС агрегатів типу ГПА-Ц вибираються з умови забезпечення середньої швидкості потоку в прохідних перетинах 10 – 15 м/с і дотримання залізничного габариту її окремих блоків-модулів.

Фільтри КПОП відповідно до ГОСТ Р 51251-99, EN 779-2012 забезпечують очищення ц.п.: грубе – клас G1 – G4; середнє – клас M5–M6; тонке – клас F7–F9. При цьому для фільтрів грубого очищення встановлюється максимальний перепад тиску в 250 Па, а для ступенів тонкого очищення – 450 Па.

За принципом дії фільтруючі елементи розділяються на інерційні (інерційно-жалюзійні або мультициклонні сепаратори) (рис. Ж.3, а) і статичні накопичувальні фільтри (поверхневого або об'ємного типу). Інерційно-жалюзійні сепаратори (ІЖС) прості у виготовленні, забезпечують очищення пилу розміром понад 30 мкм і використовуються в якості першого ступеня очищення.

Безвідсосні мультициклони протитечійного типу, які застосовуються в якості першого ступеня очищення, забезпечують сепарацію часток пилу розміром понад 20 мкм (рис. Ж.3, б).

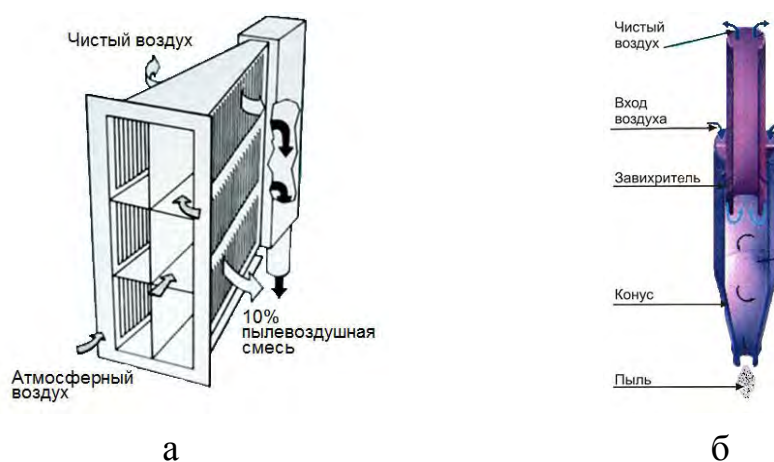


Рис. Ж.3. Фільтри грубого очищення: а – інерційно-жалюзійні сепаратори; б – безвідсосні мультициклони

Статичні поверхневі фільтри, які застосовуються для ступенів тонкого очищення, накопичують відсепарований пил на поверхні фільтруючого матеріалу.

У складі КПОП для сучасних ГТД застосовуються, як правило, дві ступені очищення: перша (груба) ступень очищення на основі ІЖС або циклонів і друга ступень – на основі статичних фільтрів (карманні, касетні). Робота такого ПОП супроводжується споживанням електроенергії в діапазоні потужності 11 – 26 кВт залежно від витрати ц.п.

Для запобігання обледеніння вузлів ППС у діапазоні температур атмосферного повітря від 263 К до 278 К передбачений відбір повітря із ГТД з витратою 1,0 – 1,3 кг/с, тиском 0,2 МПа і температурою 650 – 660 К у розподільчу решітку СПЦП. Відбір ц.п. для роботи СПЦП істотно впливає на економічність роботи ГТД. Однак така конструкція СПЦП найпоширеніша в конструкції сучасних ГТП агрегатів.

Основними виробниками фільтрів для ПОП, які широко застосовуються в конструкції агрегатів СМНВО, є фірми: AAF International (Великобританія); EMW Filbertechnik, GEA Delbag (Німеччина), Donaldson (США), ТОВ «BOY» (Україна), Camfil Farr (Швеція).

4. Системи запуску від турбостартера і підготовки п.г. забезпечують фільтрацію, редукування, підігрів і подачу його в дозатор п.г. ГТД із тиском 2,4 – 4,5 МПа при температурі 303 – 333 К (30 – 60°C). Один із варіантів

технологічних схем підготовки п.г. представлений на рис. Ж.4. Схемою передбачені: продувка, передпусковий прогрів трубопроводу і стравлювання п.г. в атмосферу. Конструкція системи подачі палива може мати різне виконання: з відбором газу від нагнітального контуру ВК; з подачею п.г. по спеціальному трубопроводу від автономного джерела; подача п.г. від спеціальної компресорної установки у складі КС.

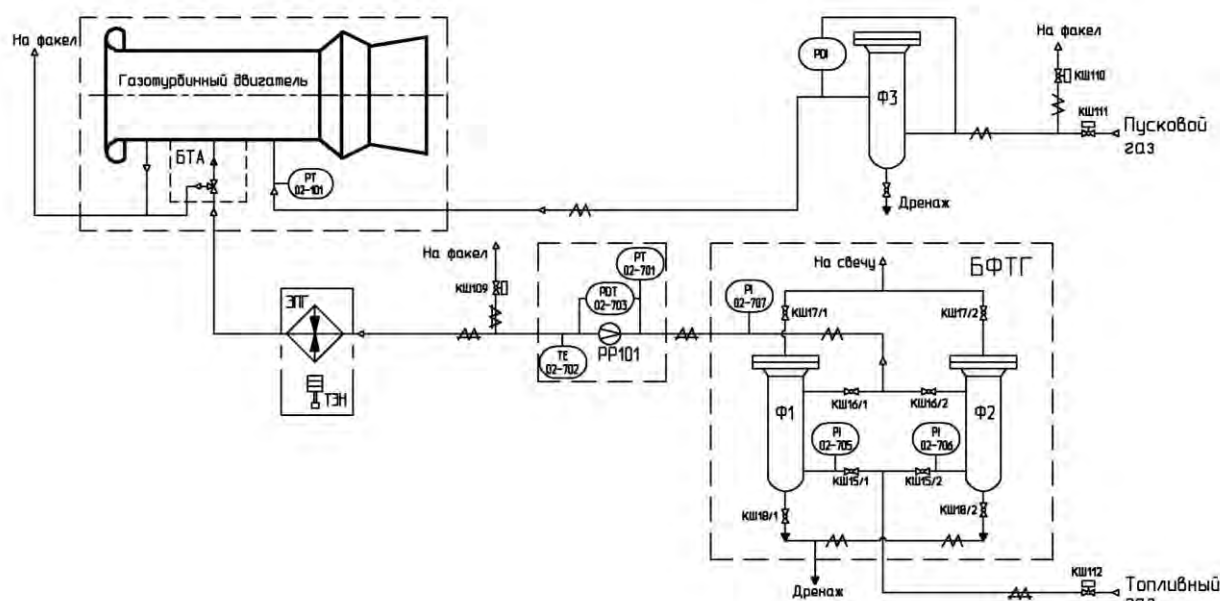


Рис. Ж.4. Принципова схема систем запуску ГТД і підготовки п.г. у складі ГТП агрегатів типу ГПА-Ц: БФПГ – блок фільтрів п.г; БПА – блок паливних арматур; Ф1, 2 – фільтр п.г.; Ф3 – фільтр пускового газу; РР101 – витратомірний пристрій; РТ – датчик тиску; ТЕ – термоперетворювач опору; РІ – манометр; РДТ – датчик перепаду тиску; РДІ – дифманометр; КШ – кран шаровий

Система подачі палива оснащується системою підігріву для подачі п.г. з температурою не нижче 303 К. Підігрів п.г. може бути забезпечений електрокалориферною установкою потужністю до 10 кВт або газомасляним теплообмінником, що підігріває газ за рахунок утилізації теплоти в мастильній системі ТКА¹.

¹ Смирнов А. В. Газомасляный кожухотрубный теплообменник с безопасным каналом в маслосистеме газотурбинного двигателя газоперекачивающего агрегата / А. В. Смирнов, Р. Н. Середя, Н. А. Борисов // Вісник НТУ «ХПІ». – 2016. – №10 (1182). – С. 93–98.

В останні роки в ГП широке поширення одержали системи електрозапуску ГТД, які створюються на основі мотор-генераторів. Їхня потужність для запуску агрегатів з $N_{СТ} = 6 - 25$ МВт становить 70 – 213 кВт.

5. Система охолодження мастила є невід'ємною частиною мастильних систем ВК і ГТД. Робота мастильної системи супроводжується споживанням електроенергії насосами змащення і ущільнень ВК, вентиляторами системи охолодження і суфлірування баків і порожнин, регулюємою арматурою і підігрівниками мастила. В агрегатах виробництва СМНВО застосовуються блоки мастилоохолоджувачів, які створюються на основі пластинчато-ребрих теплообмінників. Сумарна потужність вентиляторів таких АПО становить 22 – 110 кВт (табл. 1.7).

6. Система вентиляції блоків-силових і відсіків агрегатів контейнерного або ангарного виконання забезпечується за рахунок природної і примусової вентиляції. Залежно від конструкції агрегата і наявності КШТ тепловідвід із турбоблока здійснюється подачею повітря через спеціальні решітки або екран на зовнішні поверхні ГТД¹. Потужність електровентиляторів для цієї мети може досягати 20 кВт (табл. 1.7).

7. Система тепlopостачання агрегата забезпечує: обігрів відсіків у холодну пору року перед пуском; необхідний температурний режим роботи приладів і устаткування; створення необхідних санітарно-гігієнічних умов для роботи обслуговуючого персоналу в період проведення регламентних і ремонтних робіт. Обігрів відсіків необхідний при температурі зовнішнього повітря нижче $T=283$ К (10°C) і може здійснюватися за рахунок відбору повітря із газогенератора ГТД сусіднього агрегату ($G \approx 0,1$ кг/с, $T=691$ К (573°C)), а також за рахунок застосування електрокалориферних установок (в агрегатах ангарного виконання). Одинична потужність електрокалориферних установок може досягати 30 кВт (табл. 1.7).

8. Засоби автоматизації і обчислювальної техніки дозволяють створювати САУ ТКА не тільки з функціями автоматичного керування і

¹ Експериментальне дослідження теплового стану кожуха для шумотеплоізоляції газотурбінного двигуна ДГ90Л2 у складі турбоблока агрегату типу ГПА-Ц-16С / О.М.Щербаков, Д.О.Ткаченко, В.П.Парафійник, В.М.Гуріненко, В.Є.Костюк, О.І.Скрипка, О.І.Кириш // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2015. - №6 – С. 35–42.

регулювання, але і реалізовувати функції системи діагностування технічного стану устаткування. САУ і Р агрегатів у СМНВО виконуються на базі програмно-технічних систем наступних фірм: АТ "Синтезгаз" (м. Санкт-Петербург); НПО "Хартрон" (м. Харків); АТ "Імпульс" (м. Сіверодонецьк); "ССС" (США); "Modicon" (Франція); "Siemens" (Німеччина). САУ і Р агрегатів створюються на основі мікропроцесорних субкомплексів контролю і керування і мають багаторівневу розподілену структуру¹. Потужність енергоспоживання САУ і Р агрегату становить 10 – 15 кВт.

9. Установка автоматичного пожежогасіння у складі агрегата призначена для виявлення і гасіння джерала загоряння у відсіках ТКА. У якості вогнегасної речовини застосовується двоокис вуглецю (CO₂). Потужність її енергоспоживачів незначна і може становити в момент спрацювання 0,3 кВт.

Таким чином, із представлених даних видно, що робочий процес ТКА супроводжується різним рівнем енергоспоживання. Так, в агрегатах ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 при його роботі на МГ рівень електроспоживання становить 70 кВт. В агрегаті ГПА-Ц-16С/76-1,44 із ВК мастильного виконання рівень електроспоживання становить 110 кВт. Застосування ТГДУ і магнітних підшипників у складі ВК таких агрегатів дозволяє знизити рівень енергоспоживання до 72 кВт.

¹ Василенко А. И. Задачи совершенствования систем автоматизированного управления компрессорного оборудования / А. И.Василенко // 16 МНТК по компрессоростроению. – РЭП Холдинг, 2014. – Том 2 – С. 226–232.

ДОДАТОК 3

Показники ефективності робочого процесу ТКА з газотурбінним приводом

Як відзначалося раніше, ТКА є складною ЕТС, яка забезпечує різноякісні енергетичні перетворення. Можна відзначити схожість процесів енергоперетворення в блоково-комплектних ТКА і в енергетичних, холодильних, теплонасосних, дизельних, пневматичних та інших установках. У методичному плані це дозволяє використовувати підходи до термодинамічного аналізу ефективності зазначених систем при дослідженні ефективності ТКА.

Класичні підходи термодинаміки, засновані на методах циклів, дозволяють визначати загальновідомі показники ефективності роботи різних ЕТС. Однак недоліком таких методів є трудомісткість аналізу складних систем, а також те, що аналіз різних типів ЕТС виконується із залученням показників ефективності, які застосовуються тільки до певних типів систем. Так, робота холодильної системи оцінюється на основі холодопродуктивності, холодильного коефіцієнта циклу^{1,2}, теплонасосної установки – коефіцієнта перетворення енергії^{1,2}; теплоенергетичних – різних видів ККД^{1,2,3}.

У той же час у нормативній документації інтегральний показник для оцінки енергетичної ефективності ТКА відсутній^{4,5}. Ефективність ТКА

¹ Андрущенко А. И. Основы технической термодинамики реальных процессов / А. И. Андрущенко. – М.: Высшая школа, 1967. – 270 с.

² Теплотехника / под ред. А. П. Баскакова. – М.: Энергоиздат, 1982. – 264 с.

³ Бошнякович Ф. Техническая термодинамика. Часть вторая. – Л. – М.: Госэнергоиздат, 1956. – С. 256.

⁴ Типові технічні вимоги до газотурбінних газоперекачувальних агрегатів та їх систем / ПАТ «УКРТРАНСГАЗ». – К., 2014. – 90 с.

⁵ Типовые технические требования к газотурбинным ГПА и их системам / СТО Газпром 2-3.5-138-2007 // ООО «ВНИИгаз». ОАО «Газпром». – М., 2007. – 63 с.

визначається: політропним ККД компресора, ефективним ККД двигуна, витратою п.г. Ці показники, виходячи з особливостей робочого процесу ВК і ГТД, значно відрізняються по фізичній сутності. У зв'язку із цим доцільно розглянути можливість застосування інших показників, що мають загальну термодинамічну основу.

Застосування ексергетичного методу, заснованого на I і II законі термодинаміки, дає принципову можливість аналізувати ефективність різних ЕТС за допомогою ККД, що має єдину термодинамічну основу^{1,2}. Стосовно до ТКА даний метод дозволяє аналізувати ефективність не тільки робочого процесу ГТД і ВК, але і його ефективність як системи в цілому.

1 Показники ефективності роботи відцентрового компресора

Політропний ККД компресора у складі агрегата визначається на основі виразу³

$$\eta_{\Pi} = \int_1^2 v \cdot dp / i_2 - i_1, \quad (3.1)$$

де $\int_1^2 v \cdot dp$ – зміна питомого об'єму при переході системи з початкового у кінцевий стан; i_1, i_2 – ентальпія в початковому і кінцевому стані, відповідно.

Особливостями політропного ККД проточної частини є його залежність від кінетичної енергії потоку. У зв'язку із чим у літературі розглядаються різні види політропного ККД: розрахований по статичним параметрам⁴; по повних параметрах температур і тисків потоку⁵. До недоліків політропного ККД можна віднести його залежність від реальних властивостей робочого

¹ Бродянский В. М. Эксергетический метод и его приложения / В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М.: Энергоиздат, 1988. – 288 с.

² Шаргут Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия, 1968. – 280 с.

³ ISO 5389 -2005, "Turbocompressors – Performance Test code" Second Edition, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland – 150p.

⁴ Галеркин Ю.Б. Оценка эффективности нагнетателей природного газа с помощью разного рода КПД при заводских испытаниях / Ю. Б. Галеркин, А.Ю. Прокофьев // Компрессорная техника и пневматика. – 2002. -№2. – С.23-25.

⁵ Ден Г.Н. О связи между внутренним КПД неохлаждаемых ЦКМ и политропным КПД по полным параметрам / Г.Н.Ден // Турбины и компрессоры. -2002. - №1,2. - С.67-71.

середовища¹. Ці особливості політропного ККД ускладнюють його використання при порівняльному аналізі ефективності ВК різних конструкцій і різних виробників.

При оцінці ефективності ВК може використовуватися також ізоентропійний ККД²³⁴.

Вираз для визначення ізоентропійного ККД має вигляд

$$\eta_s = i_{2s} - i_1 / i_2 - i_1 , \quad (3.2)$$

де i_{2s} – ентальпія наприкінці ізоентропійного процесу стиснення.

Недоліком ізоентропійного ККД є його залежність від відношення тисків, що не дозволяє використовувати його для порівняльного аналізу компресорів, що відрізняються параметрами роботи.

Загальним недоліком ККД, які визначаються на основі залежностей (3.1), (3.2), є те, що вони оцінюють ефективність компресора не як енерготехнологічної системи, а тільки ефективність роботи ПЧ.

Для оцінки технічної досконалості компресорної установки у роботі⁵ запропонований технічний ККД компресора. При цьому він містить у собі не тільки внутрішні, але і зовнішні втрати, пов'язані з витратами потужності на роботу допоміжних систем компресора, і має вигляд

$$\eta_{tk} = \frac{G(i_{2T} - i_1)}{N_K + \sum N_C} , \quad (3.3)$$

¹ Mark R. Sandberg. Limitations of ASME PTC 10 in Accurately Evaluating Centrifugal Compressor Thermodynamic Performance / Mark R. Sandberg, Gary M. Colby // Proceedings of the Forty-Second Turbomachinery Symposium. – Houston, Texas. – 2013.

² Schultz, J. M., January 1962, “The Polytropic Analysis of Centrifugal Compressors,” ASME Journal of Engineering for Power, pp. 69-82.

³ Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины / В.Ф. Рис. – Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с.

⁴ Селезнев К.П. Центробежные компрессоры / К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин. - Л.: Машиностроение, 1982. – 271 с.

⁵ Евенко В. И. Оценка термодинамического совершенства компрессоров и компрессорных установок // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 1999, №11. – С. 25-29.

де G – продуктивність компресора; i_1, i_{2T} – ентальпія в початковій і кінцевій точках ізоентропійного процесу; N_K – потужність, яка витрачається на компримування робочого середовища; $\sum N_C$ – потужність, яка витрачається на роботу допоміжного устаткування.

Як відзначалося раніше, ексергетичний метод дозволяє оцінити не тільки робочий процес, що протікає в ПЧ компресора, але і аналізувати ВК як ЕТС. Ексергетичний аналіз робочого процесу ВК у цілому можна виконати на основі ексергетичного ККД¹

$$\eta_{ex} = H_{ex} / i_2 - i_1, \quad (3.4)$$

де H_{ex} – ексергетична робота стиснення.

З використанням ексергетичного і ізоентропійного ККД у роботі² отриманий модифікований політропний ККД у вигляді

$$\eta_{\Pi} = \frac{\eta_s + \eta_{ex}}{2} - \frac{[(i_f - i_1) - T_1(s_2 - s_1)]}{2l_d}, \quad (3.5)$$

де i_f – ентальпія середовища при (p_1, s_2) , l_d – дійсна робота в ізоентропійному процесі стиснення.

На відміну від політропного ККД (3.1) він виключає залучення допущень про властивості реального газу, а також про вид процесу стиснення, тому що при його розрахунку визначаються параметри тільки в початковому і кінцевому стані.

¹ Бэр Г. Д. Техническая термодинамика / Г. Д. Бэр. – М.: Мир, 1977. – 518 с.

² Петухов И. И. Процесс сжатия в неохлаждаемом компрессоре и критерии его эффективности / И. И. Петухов, А. В. Минячихин, В. П. Парафейник // Компрессорная техника и пневматика. – 2005. – №8. – С. 33–38.

У роботі¹ оцінку ефективності ВК запропоновано виконувати не тільки по загальному рівню ККД, але і по питомим ККД підвищення тиску ($\eta_{ex\Delta P}$) і температури ($\eta_{ex\Delta T}$)

$$\eta_{ex} = \eta_{ex\Delta P} \cdot \beta_{\Delta P} + \eta_{ex\Delta T} \cdot \beta_{\Delta T}, \quad (3.6)$$

де $\beta_{\Delta P}$, $\beta_{\Delta T}$ – коефіцієнти впливу ефективності підвищення тиску і підвищення температури на загальний ККД компресора.

Однак вираз (3.6) справедливий тільки для ідеального газу з постійною теплоємністю. Стосовно до реальних газів і їхніх сумішей використання рівняння (3.6) у роботі¹ не розглядалося.

Аналіз ефективності двокаскадного ВК нафтового газу як складної ЕТС виконаний у роботі². Застосування ексергетичного методу дозволило одержати залежності ККД ВК, каскадів стиснення і їхніх елементів у вигляді

$$\eta_{ex}^{BK} = \eta_{ex}^{KCK_1} \cdot \lambda_{KCK_1} + \eta_{ex}^{KCK_2} \cdot \lambda_{KCK_2} = \sum_{i=1}^2 \eta_{ex}^{KCK_i} \cdot \lambda_{KCK_i}, \quad (3.7)$$

де $\eta_{ex}^{KCK_1}$, $\eta_{ex}^{KCK_2}$ – ексергетичні ККД каскадів стиснення компресора; λ_{KCK_1} , λ_{KCK_2} – частки витрат ексергії в кожному КСК по відношенню до сумарного потоку ексергії на вході в ВК.

Залежність для визначення ексергетичного ККД каскаду стиснення має вигляд

$$\eta_{ex}^{KCK} = \sigma_{ex}^C \cdot \sigma_{ex}^{APO} \cdot (\eta_{ex}^{CCK} \cdot \lambda_{CCK} + \lambda_{APO}), \quad (3.8)$$

де σ_{ex}^C , σ_{ex}^{APO} – коефіцієнти перетворення ексергії в сепараторі і АПО; η_{ex}^{CCK} – ексергетичний ККД секції стиснення; λ_{CCK} , λ_{APO} – частки витрат ексергії в ССК і АПО по відношенню до сумарного потоку ексергії на вході в КСК.

¹ Андреев Л. П. Определение КПД газовых механических нагнетателей / Л. П. Андреев, В. Р. Никульшин // Пром.теплотехника. – 1996. – №4. – С. 33–35.

² Метод оценки термодинамического совершенства рабочего процесса многокаскадного центробежного компрессора нефтяного газа / В. П. Парафейник, Ю. С. Бухолдин, И. И. Петухов, Ю. В. Шахов, А. В. Минячихин // Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: труды тринадцатого Междунар. науч.-техн. конф. по компрессоростроению. – Сумы: СумГУ, 2004. – Т.1. – С. 201–211.

2 Показники ефективності роботи газотурбінного двигуна і привода на його основі

Залежність для визначення ефективного ККД ГТД у складі турбоблока агрегата має вигляд¹

$$\eta_e = \frac{N_{СТ}}{G_{ТГ} \cdot Q_H^P}, \quad (3.9)$$

де $N_{СТ}$ – потужність СТ; $G_{ТГ}$ – витрата п.г.; Q_H^P – нижча теплотворна здатність газоподібного палива.

Оцінка ефективності ГТД, як складної енергоперетворюючої системи, виконується на основі ексергетичного аналізу²

$$\eta_{ex}^{ГТД} = \frac{N}{G_{ТГ} \cdot e_{ТГ}^x}, \quad (3.10)$$

де N – корисна потужність двигуна; $e_x^{ТГ}$ – хімічна ексергія палива з точністю до 2 % дорівнює Q_H^P ³.

Згідно⁴ ексергетичний ККД ГТД має вигляд

$$\eta_{ex}^{ГТД} = \frac{E_{вих} - E_{вх}}{E_{вх}}. \quad (3.11)$$

У роботі⁵ ексергетичний ККД газотурбінної установки визначається у вигляді

$$\eta_{ex}^{ГТУ} = \frac{E_{\Sigma}^B}{E_{\Sigma}^H}, \quad (3.12)$$

де E_{Σ}^B – корисно використана ексергія в ГТУ; E_{Σ}^H – наявна ексергія ГТУ.

¹ Основы проектирования газотурбинных двигателей и установок / Б. П. Васильев, В. А. Коваль, В. В. Канаков, Г. В. Павленко, В. В. Романов. – Харьков: Контраст, 2005. – 376 с.

² Бэр Г. Д. Техническая термодинамика / Г. Д. Бэр. – М.: Мир, 1977. – 518 с.

³ Степанов В. С. Эффективность использования энергии / В. С. Степанов, Т. Б. Степанова. – Новосибирск: Наука, 1994. – 257 с.

⁴ Эксергетический анализ работы газотурбинной установки / В. И. Шкляр, В. В. Дубровская, В. В. Задвернюк, А. Г. Колпаков // Пром.теплотехника. – 2010. – №1. – С. 108–112.

⁵ Никульшин В. Р. Термодинамический анализ газотурбинной установки / В. Р. Никульшин, Л. П. Андреев, Ю. Клемеш // Труды Одесского политехнического университета. – 1997. – Вып.1. – С. 180–184.

Ефективність ГТП, як складної ЕТС із УТВГ, що є частиною ТКА, може визначатися на основі виразу¹

$$\eta_{ex}^{ГТП} = \frac{N_{СТ} + K_{ут} \left[G_{цп} \left(1 - \frac{e_{цп}}{e_{вг}} \right) + G_{пг} \right] \cdot e_{вг}}{G_{пг} \cdot e_x^{пг} \left(1 + \frac{e_t^{пг}}{e_x^{пг}} \right)}, \quad (3.13)$$

де $K_{ут}$ – коефіцієнт утилізації теплоти, що відводиться від ГТД із в.г.; $G_{цп}$, $G_{пг}$ – масові витрати ц.п. і п.г. відповідно; $e_{цв}$, $e_{вг}$ – питома ексергія потоків ц.п. і в.г. відповідно; $e_x^{пг}$, $e_t^{пг}$ – питома хімічна і термомеханічна ексергія п.г. перед дозатором палива, відповідно.

Як показує аналіз, залежності (3.9 – 3.13) у різній мірі оцінюють ефективність ГТД і ГТП, який створюється на його основі, як ЕТС. У зв'язку із цим потрібне проведення додаткового аналізу з метою врахування впливу допоміжних систем у складі ГТП на економічність роботи ТКА.

3 Показники ефективності роботи ТКА як енерготехнологічної системи

В одній з перших робіт, присвяченій аналізу роботи блоково-комплектних агрегатів типу ГПА-Ц, його ККД представлений у вигляді²

$$\eta^{ГПА} = \eta_e^{ГТД} \cdot \eta_{п}^{БК}, \quad (3.14)$$

де $\eta^{ГПА}$, $\eta_e^{ГТД}$, $\eta_{п}^{БК}$ – інтегральний ККД агрегата, ефективний ККД ГТД, політропний ККД компресора, відповідно.

Вираження ККД агрегата з урахуванням додаткових втрат може бути представлене у вигляді³

$$\eta^{ГПА} = K_{доп} \cdot \eta_e^{ГТУ} \cdot \eta^{БК}, \quad (3.15)$$

¹ Парафейник, В. П. Системный подход к анализу режима работы газотурбинного привода турбокомпрессорного агрегата / В. П. Парафейник // Пром. теплотехника. – 2006. – Т.28, №3. – С.54–61.

² Соколов С. Г. Газоперекачивающие агрегаты с авиаприводом и способы повышения их эффективности: Автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: 05.04.06/С. Г. Соколов. – М, 1984. – 18 с.

³ Повышение эффективности использования центробежных нагнетателей (ЦН) ГПА мощностью 25 и 16МВт на многоцеховых газокomppressorных станциях / П. Н. Завальный, Б. С. Ревзин, А. В. Тарасов, О. А. Варидова // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: Труды четвертого Международного симпозиума – С.Пб.: С.-Пб.ГТУ, 1998. – С. 112–117.

де $K_{\text{доп}}$ – коефіцієнт, що враховує додаткові втрати; $\eta_e^{\text{ГТУ}}$ – фактичний ефективний ККД ГТУ; $\eta^{\text{БК}}$ – ККД компресора, що залежить від витрати, відношення тисків і технічного стану компресора.

Залежності (3.14, 3.15), які застосовуються для аналізу ефективності ТКА і його систем, засновані на І законі термодинаміки і відображають оцінку робочого процесу ГТД і ВК без врахування їхньої взаємодії.

Ексергетичний метод з метою аналізу ефективності газохолодильного перекачувального агрегата (ГХПА), був використаний у роботі¹. Оцінка ефективності агрегата виконувалась на основі залежності

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{ГХПА}} = \frac{W_{\min}}{\sum \dot{e}_{\text{ГХПАe}}}, \quad (3.16)$$

де $W_{\min}$ – мінімальна робота необхідна для переведення газу, що транспортується, зі стану перед КС у стан після КС; $\sum \dot{e}_{\text{ГХПАe}}$ – питома ефективна ексергія, підведена до ГХПА.

Оцінка ефективності енергетичних установок з урахуванням поділу потоку ексергії на механічну і термічну складові також розглянута в^{2,3}. На прикладі системи зрідження п.г. показано, що поділ потоку ексергії на складові дозволяє оцінювати ефективність компресора, турбіни, теплообмінника з урахуванням виходу корисного продукту і визначати шляхи їхнього подальшого вдосконалення³. Стосовно до ТКА даний підхід не одержав належного розвитку, але він може бути корисним при їх подальшому вдосконаленні.

У роботах^{4,5,6,7}, на основі ексергетичного підходу, виконаний аналіз ефективності: пневматичних установок гірничих підприємств; комбінованих дизельних установок; системи охолодження компресорних установок;

¹ Повышение эффективности использования газа на компрессорных станциях / В. А. Динков, А. И. Грищенко, Ю. Н. Васильев, П. М. Мужиливский. – М.: Недра, 1981. – 296 с.

² Морозук Т. В. Углубленный эксергетический анализ - современная потребность оптимизации энергопреобразующих систем / Т. В. Морозук, Дж. Тсатсаронис // Промышленная теплотехника. – 2005. – Т. 27, №2. – С. 88–93.

³ Tsatsaronis G. Exergy based methods applied to the chain “Natural gas – LNG – natural gas” / G. Tsatsaronis, T. Morosuk // 3rd International Exergy, Life Cycle Assessment, and Sustainability Workshop & Symposium (ELCAS3). – NISYROS – GREECE. – 2013. – CD-ROOM.

⁴ Дегтярев В. И. Эксергетический анализ специфических термодинамических процессов пневматических установок горных предприятий / В. И. Дегтярев // Энергетика. Известия ВУЗов. – 1987. – №3. – С. 65–70.

⁵ Шокотов Н. К. Критерии совершенства процессов в комбинированных дизелях с позиций первого и второго законов термодинамики / Н. К. Шокотов, А. П. Марченко, М. А. Вазед // Двигатели внутреннего сгорания. – 1988. – С. 3–8.

⁶ Парфенов В. П. Энергетическая оценка эффективности охлаждения стационарных компрессорных установок / В. П. Парфенов // Горный журнал. Известия ВУЗов. – 1992. – №5. – С. 88–90.

⁷ Эльснер Н. Составление эксергетического баланса газотурбинной установки / Н. Эльснер, В. Фратшер // Вопросы термодинамического анализа (эксергетический метод). – М.: Мир, 1965. – С. 122–138.

газотурбінної установки та інших систем. Однак методики, представлені в цих роботах, не враховують специфіки конструкції агрегатів типу ГПА-Ц, а їхні результати прямим чином не можуть бути використані при аналізі ефективності компресорних агрегатів із ГТП.

Значний інтерес у методичному плані представляють роботи¹²³, що встановлюють зв'язок між ексергетичним ККД системи і ККД її елементів. Так у роботі² запропоновано ККД паротурбінної установки визначати на основі залежності

$$\eta_{ex}^{уст} = \eta_{ex}^{КУ} (\eta_{ex}^T - l_{сж}/e_1) \eta_{МГ}, \quad (3.17)$$

де $\eta_{ex}^{уст}$, $\eta_{ex}^{КУ}$, η_{ex}^T – ексергетичні ККД паротурбінної установки, котельної установки, турбіни, відповідно; $l_{сж}$ – ексергія, яка затрачується на роботу насосів і інших споживачів енергії; e_1 – питома ексергія вироблення пари; $\eta_{МГ}$ – ККД, що враховує механічні втрати в системах установки.

Узагальнений вираз ККД різних систем, що поєднує ККД елементів і їхніх коефіцієнтів впливу на ефективність системи, представлено в роботі³

$$\eta_{ex} = \sum_{j=1}^N \eta_{ex_j} \beta_j - \sum_{i=1}^n (1 - \eta_{ex_i}) \beta_i, \quad (3.18)$$

де η_{ex_j} , η_{ex_i} – ексергетичні ККД «головних» і «неголовних» елементів системи, відповідно; β_j , β_i – коефіцієнти впливу елементів.

Необхідність поділу елементів на «головні» і «неголовні» ускладнює використання виразу (3.18). У більш пізній роботі⁴ такий поділ елементів усунутий. Ефективність системи оцінюється на основі залежності

$$\nu_c = 1 - \sum_{i=1}^n (1 - \nu_i) \gamma_i, \quad (3.19)$$

¹ Козак А. М. О методике термодинамического расчета многокорпусных выпарных установок / А. М. Козак, В. А. Соломыкин // Пищевая технология. Известия ВУЗов. – 1969. – №5. – С. 128–133.

² Андрищенко А. И. О применении эксергии для анализа совершенства и оптимизации теплоэнергетических установок / А. И. Андрищенко // Энергетика. Известия ВУЗов. – 1989. - №4. – С. 59–64.

³ Андреев Л. П. Обобщенное уравнение связи КПД энергоиспользующей системы и КПД ее элементов / Л. П. Андреев // Энергетика. Известия ВУЗов. – 1982. – №3. – С. 77–82.

⁴ Андреев Л. П. Обобщенное уравнение связи степени термодинамического совершенства энергоиспользующей системы и ее элементов / Л. П. Андреев, В. Р. Никульшин, А. М. Андрищенко // Труды Одесского политехнического университета. – 2004. Вып. 2 (22). – С.1–5.

де ν_c , ν_i – ступінь термодинамічної досконалості системи, i -го елемента, відповідно; γ_i – коефіцієнт впливу елемента.

Ексергетичний ККД у цій роботі замінений на ступінь термодинамічної досконалості, що не дозволяє використовувати його в єдиній системі аналізу ЕТС на основі поняття ексергетичного ККД. Як показав чисельний аналіз, значення коефіцієнтів впливу елементів стосовно до структури агрегатів типу ГПА-Ц можуть мати від’ємні або позитивні значення і можуть бути більше одиниці. Це не дає можливості об’єктивно визначити частку впливу окремих елементів на ефективність системи.

Широке висвітлення в літературі одержав напрямок, викладений у роботах^{1,2} і розвинений в^{3,4,5}. Відмінною рисою зазначених робіт є те, що при аналізі ефективності увага приділяється не тільки ексергетичному ККД, але й втратам ексергії в окремих елементах. При цьому ексергетичний баланс системи має вигляд⁴

$$E_{F,tot} = E_{P,tot} + E_{D,tot} + E_{L,tot} , \quad (3.20)$$

де $E_{F,tot}$, $E_{P,tot}$, $E_{D,tot}$, $E_{L,tot}$ – потоки «палива», «продукту», деструкції, втрат ексергії в системі, відповідно.

Ексергетичний ККД системи визначається на основі залежності

$$\varepsilon_{tot} = \frac{E_{P,tot}}{E_{F,tot}} \quad (3.21)$$

Відносна деструкція ексергії k -го елемента

¹ Мартыновский В. О. степени термодинамического совершенства теплоэнергетических и холодильных установок / В. О. Мартыновский, Л. Мельцер // Холодильная техника. – 1955 – №1. – С. 42–44.

² Мартыновский В. С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов; под ред. В.М.Бродянского.–М.: Энергия, 1979. – 285 с.

³ Bejan A. Thermal design and optimization / A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran // . – New York: J.Wiley. – 1996. – 530 p.

⁴ Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы; под ред. и пер. с англ. Т.В.Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2002. – 152с.

⁵ Морозюк Т.В. Углубленный эксергетический анализ – современная потребность оптимизации энергопреобразующих систем / Т. В. Морозюк, Д. Тсатсаронис // Промышленная теплотехника. – 2005. – Т. 27, № 2. – С. 88–92.

$$Y_{D,k} = \frac{E_{D,k}}{E_{F,tot}} \quad (3.22)$$

Деструкція ексергії виражається у вигляді суми доданків

$$E_{D,k} = E_{D,k}^{UN} + E_{D,k}^{AV}, \quad (3.23)$$

де $E_{D,k}^{UN}$, $E_{D,k}^{AV}$ – неминуча частина деструкції; частина деструкції, яка може бути усунута, відповідно.

Також деструкція може бути виражена у вигляді:

$$E_{D,k} = E_{D,k}^{EN} + E_{D,k}^{EX}, \quad (3.24)$$

де $E_{D,k}^{EN}$ – частина деструкції, що виникає винятково через необоротність в k-му елементі, $E_{D,k}^{EX}$ – частина деструкції ексергії, яка виникає в k-му елементі через присутність необоротностей в інших елементах.

З використанням залежностей (3.20 – 3.24) у роботах^{1,2,3} проаналізовані різні установки із замкнутим і відкритим робочим контуром. Визначено найбільш енергозатратні елементи, а також виділені у складі деструкції ексергії переборні і неминучі частини, зовнішні і внутрішні. З огляду на інформативність даного методу він може бути корисний при термодинамічному аналізі ТКА.

Перевагами ексергетичного методу є, як відомо, його сумісність із економічним аналізом систем і елементів. Так, у роботах⁴⁵ застосування термoeкономічного методу при аналізі холодильних установок і теплових насосів дозволило визначити низькоефективні елементи, а також доцільність їхнього подальшого вдосконалювання, виходячи з вартісних показників.

¹ Kelly S. Energy Systems Improvement based on Endogenous and Exogenous Exergy Destruction / zur Erlangung des akademischen Grades Doktor der Ingenieurwissenschaften / Berlin. – 2008. – 118 p.

² Memet F. Exergy and environmental analysis of the one stage vapor compression marine refrigerating machine working with ammonia / Feiza Memet, Liviu-Constantin Stan, Nicolae Buzbuchi // Proceedings of the 2nd International Conference on Manufacturing Engineering, Quality and Production Systems. Constanta Maritime University, Romania. – 2010. – P. 53–56.

³ Горобець В. Г. Ексергетичний аналіз ефективності енергетичних систем для комплексного виробництва електричної та теплової енергії з використанням поновлювальних джерел енергії / В. Г. Горобець, Б. Х. Драганов // Відроджування енергетики. – 2010. - №3 (22) – С. 5–12.

⁴ Термoeкономический подход к диагностике холодильных машин и тепловых насосов / Э. Г. Братута, В. А. Тарасова, Д. Х. Харлампиди, А. В. Шерстюк // Холодильна техніка та технологія. – 2013. - №5 (145). – С.39–44.

⁵ Системно-структурный анализ парокомпрессорных термотрансформаторов / Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова. – Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины. – Харьков, 2014. – 269 с.

Баланс вартості для елемента має такий вигляд¹

$$\sum_e C_{e,k} + C_{w,k} = C_{q,k} + \sum_i C_{i,k} + Z_k, \quad (3.25)$$

де $C_{e,k}$ – вартість вихідного потоку робочого середовища; $C_{w,k}$ – вартість потоку потужності; $C_{q,k}$ – вартість потоку робочого середовища при теплообміні; $C_{i,k}$ – вартість вхідного потоку робочого середовища; Z_k – вартість капітальних інвестицій і витрат на обслуговування.

Застосування ексергетичного методу і теорії ексергетичної вартості дозволило авторові роботи² розробити методику ексергетичної оптимізації режимних параметрів експлуатації теплових насосів.

У роботі³ представлено методику вибору ефективного режиму роботи холодильних машин і теплових насосів на основі локальної оптимізації питомої ексергетичної вартості.

Функція оптимізації має такий вигляд

$$C_{\Pi_n} = \min \sum C_{\mathcal{E}_n} k_n + k_{Z_n} \quad (3.26)$$

де $C^{\mathcal{E}_n}$ – питома ексергоекономічна вартість енергоносія, що вводиться в систему; k_n , k_{Z_n} – величини питомого енергоспоживання.

Як показано в роботі³, застосування даної методики може не тільки поліпшити термoeкономічні показники установки в порівнянні зі штатним

¹ Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы; под ред. и пер. с англ. Т.В.Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.

² Кузнецов М. А. Эксерго-экономическое обоснование применения теплонасосных установок в технологических процессах промышленности и коммунальной теплоэнергетики: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: 05.14.06 – техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. – Харьков, 2012. – 20 с.

³ Ломовцев П. Б. Диагностика энергетичної ефективності холодильних і тепло насосних систем: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.05.14. – Холодильна і криогенна техніка, системи кондиціонування. – Одеса, 2003. – 23 с.

режимом, але й забезпечити роботу установки в найбільш раціональному режимі за умови її інтеграції з алгоритмом САУ і Р.

Стосовно до ТКА і його основних елементів термoeкономічний підхід ще не одержав належного поширення, але є досить перспективним напрямком аналізу з метою вдосконалення цього виду устаткування.

Ефективність ТКА як складної ЕТС розглянута в роботі¹. Отримано вираз ексергетичного ККД ТКА із ВК нафтового і природного газу

$$\eta_{ex}^{TKA} = [\lambda_I^{ГТП} \cdot \eta_{ex}^{ГТП} + (1 - \lambda_I^{ГТП})] \cdot (\lambda_{II}^{BK} \cdot \eta_{ex}^{BK} + \lambda_{II}^{УТВГ} \cdot \eta_{ex}^{УТВГ} + \lambda_{II}^{ЕГ} \cdot \eta_{ex}^{ЕГ} + \lambda_{II}^{СП}), \quad (3.27)$$

де $\eta_{ex}^{ГТП}$, η_{ex}^{BK} , $\eta_{ex}^{УТВГ}$, $\eta_{ex}^{ЕГ}$ – ексергетичні ККД ГТП, ВК, УТВГ, електрогенератора відповідно; $\lambda_I^{ГТП}$, λ_{II}^{BK} , $\lambda_{II}^{УТВГ}$, $\lambda_{II}^{ЕГ}$, $\lambda_{II}^{СП}$ – частки витрат ексергії в ГТП, ВК, УТВГ, ЕГ (у випадку, якщо привод генератора здійснюється від СТ) і стиснутого ц.п. у ГТД за рахунок його відборів.

Представлені в роботах¹² підходи дозволяють виконати оцінку ефективності ТКА, укомплектованого одно- і багатокаскадним ВК. Однак, при цьому не аналізувалися конструктивні особливості ВК, зокрема, не розглядалася ефективність ВК із різними конструкціями роторної системи, а також не враховувався вплив роботи допоміжних систем ВК і ГТП на економічність роботи агрегата.

¹ Парафейник В.П. Научные основы совершенствования турбокомпрессорных установок с газотурбинным приводом: автореф. дис. на соискание учен. степени д-ра техн. наук: 05.05.16.– Харьков, 2009.- 41 с.

² Метод оценки термодинамического совершенства рабочего процесса многокаскадного центробежного компрессора нефтяного газа / В. П. Парафейник, Ю. С. Бухолдин, И. И. Петухов, Ю. В. Шахов, А. В. Минячихин // Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: труды тринадцатого Междунар. науч.-техн. конф. по компрессоростроению. –Сумы: СумГУ, 2004. –Т.1. – С.201-211.

ДОДАТОК І

Результати термометрування корпусів ВК для дотискувального ТКА

Результати термометрування одержані в процесі випробувань агрегата ТКА-Ц-16,0Д/3,2-8,1М з компресорами 194ГЦ1-115/10-30М12356 і 185ГЦ2-42/29-82М1345.

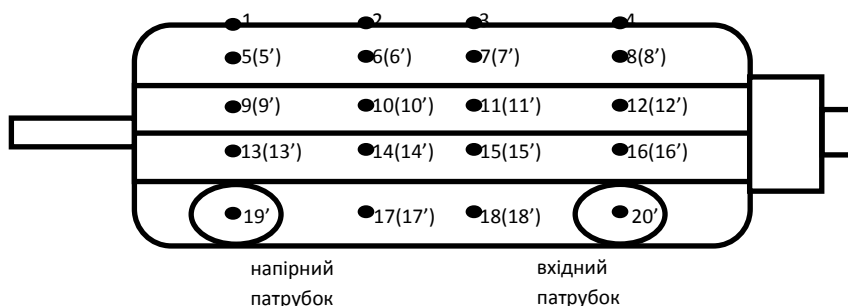


Рис. І.1. Схема розташування точок виміру температури корпусу компресора 194ГЦ1-115/10-30М12356 низького тиску для ДКС «Північний Нішан»

Найменування параметрів (номера точок виміру)	Режим					
	1	2	3	4	5	6
Температура на вході в компресор, °С	13.2	13.8	14.0	14.3	14.6	14.8
Температура на виході із компресора, °С	63.0	90.0	105.0	116.0	125.0	132.0
Відношення тисків	2.344	2.901	3.163	3.383	3.598	3.734
1	36.4	45.4	57.3	68.0	73.2	78.0
2	23.4	27.0	30.1	31.8	33.0	38.3
3	19.7	22.6	24.3	27.8	28.7	30.5
4	17.2	14.8	15.8	15.8	16.9	17.2
5	32.4	44.3	54.3	65.0	72.0	79.7
6	20.9	24.2	29.6	34.9	35.1	43.1
7	20.6	22.8	26.1	26.8	27.2	30.4
8	15.6	15.2	15.2	15.2	15.2	15.4
9	18.5	22.0	26.8	36.0	36.5	38.0
10	17.0	18.5	20.0	22.5	23.1	24.0
11	16.8	18.2	18.7	19.7	19.8	23.8
12	15.8	15.5	14.6	15.3	15.0	15.0
13	19.9	23.9	28.7	34.0	36.6	42.3
14	17.4	18.2	19.5	23.0	24.1	25.7
15	17.3	17.8	18.2	19.3	21.4	22.2
16	16.2	14.6	14.5	14.6	14.1	14.3
17	31.3	44.7	54.5	57.3	66.5	70.3
18	22.0	29.0	33.3	39.0	40.3	44.1
5'	38.3	48.5	57.6	67.4	71.9	77.5
6'	20.7	25.5	26.9	33.5	37.8	42.9
7'	18.9	23.5	24.2	27.9	28.2	35.1
8'	14.8	14.1	14.8	15.1	15.5	15.4
9'	22.2	24.7	27.3	36.2	39.6	42.3
10'	16.6	18.1	19.0	21.2	21.6	27.3
11'	15.8	16.2	17.4	19.4	20.0	22.6
12'	15.0	13.8	14.6	14.5	15.3	15.5
13'	22.8	28.1	32.1	39.8	42.2	46.1
14'	17.0	18.6	20.6	22.4	25.8	30.1
15'	16.0	16.1	18.0	19.9	20.8	23.9
16'	15.0	14.0	14.6	14.4	14.8	15.3
17'	28.2	32.3	32.5	36.3	40.1	44.6
18'	20.9	25.2	27.5	32.8	34.2	36.5
19'	46.5	60.2	68.4	76.8	79.7	83.8
20'	15.6	19.1	16.5	16.4	17.3	19.8

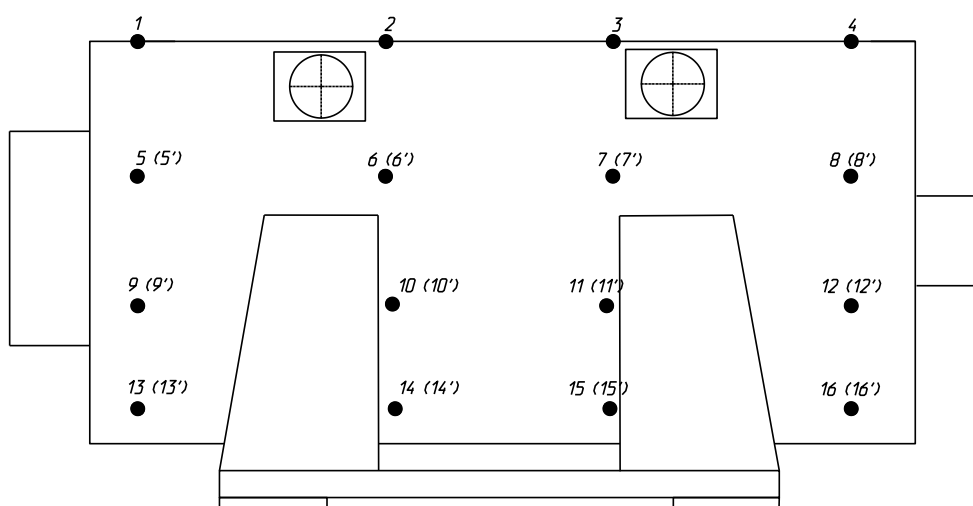


Рис. І.2. Схема розташування точок виміру температури корпусу компресора 185ГЦ2-42/29-82М1345 високого тиску для ДКС «Північний Нішан»

Найменування параметрів (номера точок виміру)	Режим			
	1	2	3	4
Температура на вході в компресор, °C	13.0	13.5	13.7	14.0
Температура на виході із компресора, °C	61.4	98.0	116.9	133.5
1	27.3	38.9	41.3	48.2
2	35.5	59.4	61.5	66.8
3	24.0	38.2	42.3	46.9
4	17.2	27.4	30.2	36.5
5	24.6	38.7	43.2	47.8
6	34.8	52.6	60.8	66.0
7	26.1	36.5	39.6	48.4
8	18.3	28.3	32.6	35.7
9	24.9	37.4	44.9	47.7
10	31.5	55.7	59.6	65.7
11	24.4	35.5	40.5	44.7
12	14.8	25.2	31.5	36.9
13	25.5	36.6	44.5	48.8
14	32.9	55.4	60.1	65.8
15	24.6	35.6	43.5	44.2
16	15.4	26.4	31.9	37.4
5'	27.6	38.5	43.3	48.6
6'	37.5	51.7	61.7	66.4
7'	26.1	37.6	44.9	49.3
8'	15.2	27.5	31.5	38.4
9'	24.4	36.7	45.1	49.6
10'	35.2	52.3	59.9	65.8
11'	23.1	35.7	44.9	47.3
12'	16.6	26.4	30.9	35.2
13'	26.0	35.9	43.9	46.3
14'	35.9	53.0	58.8	65.6
15'	26.1	36.0	44.5	47.2
16'	15.5	27.1	31.5	34.1

ДОДАТОК К

Визначення газодинамічних характеристик ВК в процесі випробувань

Таблиця К.1

Параметри робочого процесу засоби вимірювань, що використовуються при визначенні характеристик ВК

Найменування параметра	Найменування і засіб вимірювань	Клас точності, похибка або ціна поділу	Діапазон вимірів приладу	Кіл-сть приладів
Барометричний тиск мм рт. ст.		$\pm 0,2\%$	720 – 780	За даними метеостанції
Температура газу на вході в компресор, К	Термометр лабораторний ТЛ-4-Б1; ТЛ-4-Б2 ГОСТ 28498-90	$\pm 0,2$ К	243 – 293	2
			273 – 325	2
Температура газу на виході з компресора, К	Термометр лабораторний ТЛ-4-Б3; ТЛ-4-Б4 ГОСТ 28498-90	$\pm 0,2$ К	323 – 378	2
		$\pm 0,4$ К	373 – 428	2
Тиск газу на вході в компресор, МПа	Манометр зразковий ГОСТ 6521-72	кл.0,4	0 – 6,0	2
Тиск газу на виході з компресора, МПа	Манометр зразковий ГОСТ 6521-72	кл.0,4	0 – 10,0	2
Температура газу перед діафрагмою, К	Термометр лабораторний ТЛ-4-Б1; ТЛ-4-Б2 ГОСТ 28498-90	$\pm 0,3$ К	253 – 293	2
		$\pm 0,2$ К	273 – 328	2
Тиск газу перед діафрагмою, МПа	Манометр зразковий ГОСТ 6521-72	кл.0,4	0 – 6,0	2
Частота обертання ротора ВК, об ⁻¹	Комплект 3300 «Bently Nevada»	± 1 об/хв	0 – 10000	1

Методика обробки результатів випробувань

Обробка результатів випробувань виконувалася з урахуванням практики проведення газодинамічних випробувань у СМНВО і методичних вказівок¹.

Газодинамічні характеристики ВК визначалися на основі наступних критеріїв:

– відношення тисків

$$\pi_K = P_K / P_H ; \quad (K. 1)$$

– ступінь зміни об'єму

$$\varepsilon_v = \rho_K / \rho_H ; \quad (K. 2)$$

– об'ємний показник політропи

$$n_v = \lg \pi_K / \lg \varepsilon_v ; \quad (K. 3)$$

– політропний напір

$$H_\Pi = \left[\frac{n_v}{n_v - 1} \right] \cdot Z_H \cdot R \cdot T_H \cdot \left(\pi_K^{\frac{n_v - 1}{n_v}} - 1 \right) ; \quad (K. 4)$$

– політропний ККД

$$\eta_\Pi = \frac{H_\Pi}{(i_K - i_H)} ; \quad (K. 5)$$

– колова швидкість РК

$$u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n / 60 ; \quad (K. 6)$$

– умовний коефіцієнт витрат

$$\Phi_0 = \frac{4 \cdot V_H}{\pi \cdot D_2^2 \cdot u_2 \cdot 60} ; \quad (K. 7)$$

– коефіцієнт політропного напору

$$\psi_\Pi = 1000 \cdot H_\Pi / u_2^2 ; \quad (K. 8)$$

– коефіцієнт внутрішнього напору

$$\psi_i = \psi_\Pi / \eta_\Pi ; \quad (K. 9)$$

– об'ємна витрата за умовами всмоктування

$$V_H = m_{cp} / \rho_H ; \quad (K. 10)$$

¹ Методические указания по проведению теплотехнических и газодинамических расчетов при испытаниях газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. ВНИИГАЗ, 1999. – 50 с.

– число Маха в i -тому перетині

$$M_i = c_{\text{ср } i} / \sqrt{k \cdot R \cdot T_i \cdot Z_i} ; \quad (\text{К. 11})$$

– масова витрата визначається з використанням витратомірної діафрагми

$$m_{\text{ср}} = (\pi d_{\text{д}}^2 / 4) \cdot E C_{\text{д}} \varepsilon \sqrt{2 \rho_{\text{д}} \Delta P_{\text{д}}} , \quad (\text{К. 12})$$

де $d_{\text{д}}$ – внутрішній діаметр діафрагми; $C_{\text{д}}$ – коефіцієнт витікання діафрагми.

– коефіцієнт швидкості входу

$$E = 1 / \sqrt{1 - \beta^4} ; \quad (\text{К. 13})$$

– коефіцієнт розширення діафрагми

$$= 1 - (0,351 + 0,256 \beta^4 + 0,930 \beta^8) \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{\Delta P_{\text{д}}}{P_{\text{д}}} \right)^{1/k} \right] ; \quad (\text{К. 14})$$

– відносний діаметр отвору діафрагми

$$\beta = d_{\text{д}} / D_{\text{д}} , \quad (\text{К. 15})$$

де $D_{\text{д}}$ – зовнішній діаметр діафрагми.

– густина перед діафрагмою при статичних параметрах

$$\rho_{\text{д}} = P_{\text{д}} / R \cdot T_{\text{д}} \cdot Z_{\text{д}} . \quad (\text{К. 16})$$

Таблиця К.2

Оцінка абсолютних і відносних похибок визначення газодинамічних характеристик ПЧ компресора

Параметр	Формула для визначення абсолютних похибок	$\pm\delta y$	$\pm\Delta y, \%$
$P_H, \text{Па}$	$\delta P_H = \delta P_{Hи} + \delta P_{бар}$	24207	0,674
$P_K, \text{Па}$	$\delta P_K = \delta P_{Kи} + \delta P_{бар}$	40207	0,766
π_K	$\delta \pi_K = \frac{\delta P_K}{P_H} + \frac{P_K}{P_H^2} \delta P_H$	0,021	1,44
$T_H, \text{К}$	δT_H	0,2	0,064
$T_K, \text{К}$	δT_K	0,2	0,058
$\eta_{пол}, \%$	$\eta_{пол} = \frac{k-1}{k \ln\left(\frac{T_K}{T_H}\right)} \left(\frac{\delta \pi_K}{\pi_K} + \frac{\ln \pi_K \delta T_K}{\ln\left(\frac{T_K}{T_H}\right) T_K} + \frac{\ln \pi_K \delta T_H}{\ln\left(\frac{T_K}{T_H}\right) T_H} \right)$	0,0429	2,17
$\rho_H, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\delta \rho_H = \frac{1}{R} \left(\frac{\delta P_H}{T_H} + \frac{P_H}{T_H^2} \delta T_H \right)$	0,168	0,733
$P_D, \text{Па}$	$\delta P_D = \delta P_{Dи} + \delta P_{бар}$	24207	0,67
$T_D, \text{К}$	δT_D	0,2	0,064
$\rho_D, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\delta \rho_D = \frac{1}{R} \left(\frac{\delta P_D}{T_D} + \frac{P_D}{T_D^2} \delta T_D \right)$	0,169	0,719
ε	$\delta \varepsilon = 0,354 \left(\frac{\left(1 - \frac{\Delta P_D}{P_D}\right)^{\frac{1}{k}}}{k \cdot P_D \cdot \left(1 - \frac{\Delta P_D}{P_D}\right)} \cdot \delta P_D + \frac{\left(1 - \frac{\Delta P_D}{P_D}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot \Delta P_D}{k \cdot P_D^2 \cdot \left(1 - \frac{\Delta P_D}{P_D}\right)} \cdot \delta P_D \right)$	0,00185	0,911

$\bar{m}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$\delta \bar{m} = \frac{\sqrt{2} \cdot \pi \cdot d_{\text{д}}^2 \cdot E \cdot C_{\text{д}}}{4} \cdot \left(\delta \varepsilon \sqrt{\rho \cdot \Delta P_{\text{д}}} + \frac{\delta \rho_{\text{д}} \varepsilon \Delta P_{\text{д}}}{2 \sqrt{\rho \Delta P_{\text{д}}}} + \frac{\delta P_{\text{д}} \varepsilon \rho_{\text{д}}}{2 \sqrt{\rho \Delta P_{\text{д}}}} \right)$	3,84	2,52
$V_{\text{н}}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	$\delta V = \frac{\delta \bar{m}}{\rho_{\text{н}}} + \frac{\bar{m}}{\rho_{\text{н}}^2} \delta \rho_{\text{н}}$	0,194	3,54
$U_2, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	$\delta u_2 = \frac{\pi D_2}{60} \delta n$	0,029	0,00035
M_{U_2}	$\delta M_{u_2} = \frac{1}{\sqrt{k R T_{\text{н}}}} \left(\delta u_2 + \frac{\delta T_{\text{н}} u_2}{2 T_{\text{н}}} \right)$	0,000232	0,0464
σ	$\delta \sigma = \frac{k}{k-1} \delta \eta_{\text{пол}}$	0,186	1,01
$h_{\text{пол}}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$	$\delta h_{\text{пол}} = R \sigma \left(\pi_{\text{к}}^{\frac{1}{\sigma}} - 1 \right) \delta T_{\text{н}} + \frac{R T_{\text{н}} \pi_{\text{к}}^{\frac{1}{\sigma}}}{\pi_{\text{к}}} \delta \pi_{\text{к}} + R T_{\text{н}} \left \pi_{\text{к}}^{\frac{1}{\sigma}} - 1 - \frac{\pi_{\text{к}}^{\frac{1}{\sigma}} \ln \pi_{\text{к}}}{\sigma} \right \delta \sigma$	2704	2,52
$\psi_{\text{пол}}$	$\psi_{\text{пол}} = \frac{\delta h_{\text{пол}}}{u_2^2} + 2 \frac{h_{\text{пол}}}{u_2^3} \delta u_2$	0,0487	2,54
Φ_0	$\delta \Phi_0 = \frac{4}{\pi D_2^2} \left(\frac{\delta V_{\text{н}}}{u_2} + \frac{V_{\text{н}}}{u_2^2} \delta u_2 \right)$	0,00347	3,51

ДОДАТОК Л

Основні характеристики засобів вимірювань, що використовуються при визначенні характеристик ГТД

Найменування параметра	Найменування і засоби вимірювань	Діапазон вимірів	Відносна похибка або клас точності
Частота обертання ротора ВТ ГТД, об/хв	ДТА-10	0 – 14500	±0,5%
Частота обертання ротора НТ, об/хв	ДТА-10	0 – 11200	±0,5%
Частота обертання ротора СТ, об/хв	ДТА-10	0 – 10000	±0,5%
Витрата паливного газу, кг/год	ФЛОУТЕК-ТМ (ГОСТ 8.586.1-2005)	0 – 2600	±1,0%
Температура повітря на вході в ГТД, °С	ТС-1288Е/7	213 – 373	±0,8%
Тиск в ВКМ редуктора ¹ , кгс/см ²	Элемер-100 Вн-Ди	0 – 6,0	±0,5%
Тиск мастила на вході у двигун, МПа	Элемер-100 Вн-Ди	0 – 0,5	±0,5%
Температура мастила на вході в ГТД, К	П-109	243 – 373	±0,85%
Температура мастила на виході із ГТД, К	П-109	243 – 423	±0,73%
Тиск повітря за КВТ, МПа	Элемер-100 Вн-Ди	0,5 – 2,0	±0,8%
Температура газу за ТНТ, К	Т 80-Т	473 – 1133	±0,9%

¹ Враховується, що крутний момент при випробуванні ГТД визначається з використанням залежності, де вживається розмірність тиску кгс/см² (дані ДП «Івченко-Прогрес» [8])

ДОДАТОК М

Температурні режими навколишнього середовища ТКА і технологічного газу на вході у ВК

Відомо¹, що ТКА експлуатуються в різних кліматичних умовах, які впливають на конструктивне виконання і параметри роботи устаткування. Зміна температури навколишнього середовища впливає на температуру ц.п. і технологічного газу на вході в ГТД і ВК, відповідно. Так як зміною температури ц.п. у КПОП при роботі в проектному режимі на МГ можна зневажити, то температуру ц.п. на вході в ГТД можна прийняти рівній температурі навколишнього середовища. Вплив температури повітря на зміну температури технологічного газу має інший характер. На рис. М.1 представлені дані вимірів температур технологічного газу на вході в ВК агрегата типу ГПА-Ц-25 і повітря для КС «Тольятті» АТ «Самаратрансгаз»², а також середньомісячні температури повітря м. Тольятті³.

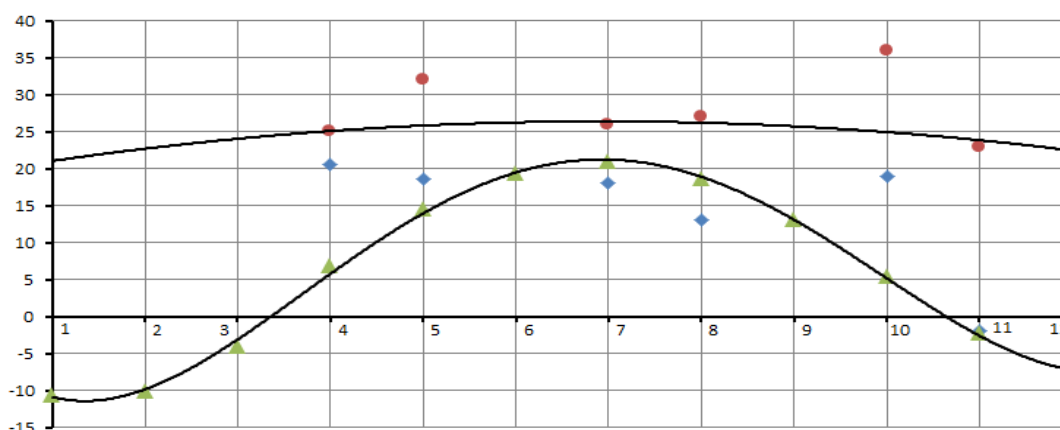


Рис. М.1. Середньомісячні дані температур повітря і технологічного газу на вході в ГТД і ВК агрегата типу ГПА-Ц-25: ● – технологічного газу на вході в ЦК²; ◆ – повітря на КС²; ▲ – середньомісячні температури повітря³

¹ ГОСТ 15150-69 Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды (с Изменениями N 1, 2, 3, 4, 5). М.: Стандартинформ, 2006. – 72 с.

² Парафейник В. П. Научные основы совершенствования турбокомпрессорных установок с газотурбинным приводом: автореф. дис. на соискание учен. степени д-ра техн. наук: 05.05.16. – Харьков, 2009.- 41с.

³ <http://www.pogoda-sv.ru> – Федеральное государственное бюджетное учреждение «Приволжское управление по гидрометеорологии и мониторингу окружающей среды». Календарь Приволжского УГМС – 2009.

Значення температур технологічного газу осереднено поліноміальною кривою 2-го ступеня, а в зв'язку з відмінністю в значеннях середньомісячних температур повітря осереднення виконано поліноміальною кривою 4-го ступеня. Слід зазначити, що дані вимірів температур повітря і технологічного газу в жовтні значно відрізняються від осереднених поліноміальних кривих. Це може бути пов'язане з недостатньою кількістю виконаних замірів для розрахунку середньомісячних температур.

Таблиця М.1

Значення температури робочого середовища ГТД і ВК при різних кліматичних умовах

Параметр	$T_a, K (^{\circ}C)$					
	263 (-10)	268 (-5)	273 (0)	283 (10)	288 (15)	298 (25)
$T_{ц.п.}, K (^{\circ}C)$	263 (-10)	268 (-5)	273 (0)	283 (10)	288 (15)	298 (25)
$T_{кг}, K (^{\circ}C)$	294,9 (21,9)	296,5 (23,5)	297,3 (24,3)	298,5 (25,5)	288 (15)	299,4 (26,4)

Із рис. М.1 видно, що найбільш високій температурі повітря відповідає найбільш висока температура газу, яка незначно перевищує 298 К (25 $^{\circ}C$). При від'ємних температурах повітря навколишнього середовища поліноміальна крива температури технологічного газу прагне до 293 К (20 $^{\circ}C$). Таким чином, для проведення аналізу впливу температури навколишнього середовища на параметри роботи ТКА можна прийняти, що температурі повітря рівній 25 $^{\circ}C$ відповідає температура газу 298 К (25 $^{\circ}C$), а при температурі повітря рівній 268 К (-5 $^{\circ}C$) температура газу дорівнює 23,5 $^{\circ}C$ (296,5 К). У нормативних документах^{1,2} для розрахункових режимів роботи основних систем ТКА приймаються температури ц.п. і технологічного газу рівні 288 К (15 $^{\circ}C$).

¹ Типові технічні вимоги до газотурбінних газоперекачувальних агрегатів та їх систем / ПАТ «УКРТРАНСГАЗ». – К., 2014. – 90 с.

² Типовые технические требования к газотурбинным ГПА и их системам / СТО Газпром 2-3.5-138-2007// ООО «ВНИИгаз». ОАО «Газпром», М., 2007. – 63с.

ДОДАДОК Н

Розрахунок вартості життєвого циклу агрегата ТКА-Ц-6,3А/77-4,37

1 Основні положення методики розрахунку вартості життєвого циклу (ВЖЦ)

Основними нормативними документами по оцінці ВЖЦ, які використовувалися в даній роботі, є міжнародні стандарти ISO^{1,2}, а також створені на їхній основі галузеві стандарти^{3,4}.

Як відзначалось раніше, до особливостей КС газової промисловості варто віднести те, що агрегати та інше устаткування станцій не створюють товарну продукцію, а є елементом технологічного комплексу (МГ), у процесі роботи якого створюється кінцева товарна продукція. У зв'язку із цим метод ВЖЦ полягає в розрахунку загальної вартості використання ТКА протягом його життєвого циклу. ВЖЦ являє собою суму ціни пропозиції (капітальних витрат) і наступних витрат замовника при експлуатації ТКА³.

Розрахунок ВЖЦ двох модифікацій дотискувального агрегата ТКА-Ц-6,3А/77-4,37 виконується на основі методики, наведеної в роботі³, а також з використанням результатів робіт^{5,6}.

ВЖЦ агрегата визначається по формулі (тис. \$)

$$Z_{\text{ВЖЦ}} = K + \sum_{t=1}^T \alpha_t \cdot Z \cdot I^t, \quad (\text{Н. 1})$$

де K – капітальні витрати, тис. \$; T – період життєвого циклу, років (визначається зі співвідношення призначеного ресурсу ($T_{\text{П}}$) роботи ТКА до

¹ International Standard ISO 15663-1:2000. Petroleum and natural gas industries. Life-cycle-costing. Part 1: Methodology. – 17 p.

² International Standard ISO 15663-2:2001(E) . Petroleum and natural gas industries. Life-cycle-costing. Part 2: Guidance on application of methodology and calculation methods. – 29 p.

³ Р Газпром 2-3.5-281-2008 «Рекомендации по выбору основного технологического оборудования для транспорта газа». – Москва: Издание ОАО «Газпром, 2009 – 67 с.

⁴ ДСТУ ISO 14040:2013. Екологічне керування. Оцінювання життєвого циклу. Принципи та структура: офіц. вид. – К.: Держспоживстандарт України, 2013.

⁵ Загоринский Э. Е. Стоимость жизненного цикла ГПА «Балтика-25» с учетом стоимости затрат на ремонтно-техническое и сервисное обслуживание / Э. Е. Загоринский // Газотурбинные технологии, февраль-март. – 2011. – С. 8–11.

⁶ Бандалетов В. Ф. Сравнительная эффективность применения на КС ОАО «Газпром» ГПА «Балтика-32» и ГПА-32 «Ладога» / В. Ф. Бандалетов, Е. Б. Белова, Э. Е. Загоринский // Газовая промышленность. Специальный выпуск. – 2014. – №1. – С. 50–52.

річного часу роботи агрегата (T_p); t – розрахунковий крок, років; Z – річні експлуатаційні витрати, тис. \$; α_t – коефіцієнт дисконтування, визначається по формулі

$$\alpha_t = \frac{1}{(1 + E)^t} , \quad (\text{Н. 2})$$

де E – норма дисконту, приймається рівною 0,08 – 0,12; I – коефіцієнт інфляції, приймається рівним 1,05.

Капітальні витрати K (тис. \$)

$$K = C_{\text{ТКА}} + C_{\text{ПДВ}} + C_{\text{Т}} + C_{\text{ТР}} + C_{\text{БМР}} + C_{\text{П}} , \quad (\text{Н. 3})$$

де $C_{\text{ТКА}}$ – договірна ціна ТКА (в обсязі поставки) без ПДВ, тис. \$; $C_{\text{ПДВ}}$ – ПДВ (18 % $C_{\text{ТКА}}$), тис. \$; $C_{\text{Т}}$ – митні витрати (0,215 % $C_{\text{ТКА}}$), тис. \$; $C_{\text{ТР}}$ – транспортні витрати із страхуванням (10 % від $C_{\text{ТКА}}$), тис. \$; $C_{\text{БМР}}$ – вартість будівельно-монтажних робіт (30 % від $C_{\text{ТКА}}$), тис. \$; $C_{\text{П}}$ – вартість пусконаладжувальних робіт (30 % від $C_{\text{БМР}}$), тис. \$¹.

Річні експлуатаційні витрати (тис. \$)

$$Z = Z_{\text{пг}} + Z_{\text{ТОР}} + Z_{\text{М}} + Z_{\text{Е}} + Z_{\text{ЗР}} , \quad (\text{Н. 4})$$

де $Z_{\text{пг}}$ – річні витрати на паливний газ, тис. \$; $Z_{\text{ТОР}}$ – середньорічні витрати на технічне обслуговування і ремонт, тис. \$; $Z_{\text{М}}$ – річні витрати на споживання мастила, тис. \$; $Z_{\text{Е}}$ – річні витрати на споживання електроенергії, тис. \$; $Z_{\text{ЗР}}$ – плата за викиди забруднюючих речовин із продуктом згоряння в рік, тис. \$.

Визначення витрат на паливний газ (тис. \$)

$$Z_{\text{пг}} = Q_{\text{пг}} \cdot C_{\text{пг}} , \quad (\text{Н. 5})$$

де $Q_{\text{пг}}$ – річна витрата п.г., тис. м³/рік; $C_{\text{пг}}$ – ціна паливного газу, \$/тис.м³.

¹ Загоринский Э.Е. Стоимость жизненного цикла ГПА «Балтика-25» с учетом стоимости затрат на ремонтно-техническое и сервисное обслуживание / Э.Е. Загоринский // Газотурбинные технологии, февраль-март. – 2011. – С. 8–11.

Розрахунок витрати п.г. (м³/рік)

$$Q_{\text{тг}} = \frac{3600 \cdot N_e \cdot K_{\text{заг}} \cdot T_p}{Q_p^H \cdot \eta_e \cdot K_H}, \quad (\text{Н. 6})$$

де N_e – потужність, що споживається ТКА, кВт; $K_{\text{заг}} = 0,9$ – статистичний коефіцієнт, що враховує технічний стан ГТП; Q_p^H – нижча теплота згоряння палива, кДж/м³ (при 293,15 К і 0,1013 МПа).

У випадку відсутності даних про компонентний состав п.г. величину Q_p^H приймають рівною 33500 кДж/м³; η_e – ефективний ККД ГТП.

Річний час роботи ТКА (год)

$$T_p = 8760 \frac{n_{\text{раб}}}{n_{\text{уст}}}, \quad (\text{Н. 7})$$

де $n_{\text{раб}}$ – кількість працюючих агрегатів у компресорному цеху, шт; $n_{\text{уст}}$ – кількість установлених агрегатів у компресорному цеху, шт.

Коефіцієнт, який враховує відхилення ККД ВК від базового значення

$$K_H = \frac{\eta_H}{\eta_{H0}}, \quad (\text{Н. 8})$$

де η_H , η_{H0} – політропний ККД ВК, який відповідає даному і базовому значенню, відповідно; у якості базового приймається варіант із найбільш низьким ККД.

Середньорічні витрати на технічне обслуговування та ремонт (тис. \$)

$$Z_{\text{ТОР}} = \frac{K_a}{T} \sum_{i=0}^T (Z_{\text{КР}} + Z_{\text{СР}} + Z_{\text{ПР}}), \quad (\text{Н. 9})$$

де K_a – коефіцієнт, який враховує позапланові (змушені, аварійні) ремонти, приймається рівним 1,05; $Z_{\text{КР}}$ – витрати на капітальний ремонт (15 % $C_{\text{ТКА}}$), тис. \$; $Z_{\text{СР}}$ – витрати на середній ремонт (25 % від $Z_{\text{КР}}$), тис. \$; $Z_{\text{ПР}}$ – витрати на поточний ремонт (20 % від $Z_{\text{СР}}$), тис. \$¹.

¹ Бандалетов В.Ф. Сравнительная эффективность применения на КС ОАО «Газпром» ГПА «Балтика-32» и ГПА-32 «Ладога» / В.Ф.Бандалетов, Е.Б.Белова, Э.Е.Загоринский // Газовая промышленность. Специальный выпуск. – 2014. – №1. – С.50–52.

Розрахунок витрат на електроенергію (тис. \$)

$$З_E = N_E \cdot K_{\text{заг}} \cdot T_p \cdot \text{Ц}_E \cdot 10^{-3}, \quad (\text{Н. 10})$$

де N_E – робоча потужність споживачів електроенергії ТКА, кВт; Ц_E – середній тариф за електроенергію, \$/кВт ч.

Розрахунок витрат на мастила (тис. \$)

$$З_M = G_M^{\text{ГТД}} \cdot \text{Ц}_M^{\text{ГТД}} + G_M^{\text{ВК}} \cdot \text{Ц}_M^{\text{ВК}}, \quad (\text{Н. 11})$$

де $G_M^{\text{ГТД}}$, $G_M^{\text{ВК}}$ – безповоротні втрати мастила в системах змащення ГТД і ВК, відповідно, кг/рік; $\text{Ц}_M^{\text{ГТД}}$, $\text{Ц}_M^{\text{ВК}}$ – ціна мастила, яке використане в системах змащення ГТД і ВК, відповідно, \$/т;

$$G_M^{\text{ГТД,ВК}} = G'_M \cdot T_p \cdot 10^{-3}, \quad (\text{Н. 12})$$

де G'_M – безповоротні втрати мастила, кг/ч.

Розрахунок плати за викиди забруднюючих речовин в атмосферу (тис. \$)

$$З_{ЗР} = \sum C_{Hi} \cdot M_i, \quad (\text{Н. 13})$$

де C_{Hi} – ставка плати за викид однієї тонни і-го забруднюючої речовини, \$/т; M_i – величина річного викиду забруднюючої речовини на один агрегат, т.

$$C_{Hi} = H_{\text{б}Hi} \cdot K_{\text{інд}}, \quad (\text{Н. 14})$$

де $H_{\text{б}Hi}$ – базовий норматив плати за викид однієї тонни забруднюючої речовини, \$/т; $K_{\text{інд}}$ – коефіцієнт індексації плати.

$$M_i = 3,6 \cdot m_i \cdot T_p \cdot 10^{-3}, \quad (\text{Н. 15})$$

де m_i – потужність викиду забруднюючої речовини, г/с.

$$m_i = 0,832 \cdot 10^{-6} \frac{N_e}{\eta_e} \cdot C_i, \quad (\text{Н. 16})$$

де C_i – наведена концентрація забруднюючої речовини, мг/м³.

2 Аналіз вартості життєвого циклу агрегатів ТКА-Ц-6,3А/77-4,37 з одно- і двокаскадним ВК

Порівняльний аналіз ВЖЦ виконується для двох модифікацій агрегату типу ТКА-Ц-6,3А, термодинамічний аналіз ефективності роботи якого розглянутий у розділі 4.

У складі першої модифікації ТКА, що розглядається, застосовується однокаскадний ВК із шестиступеневою ПЧ (зовнішній діаметр робочих коліс 445 мм), комбінованим типом опор і ущільнень роторної системи (ТГДУ і мастильні підшипники ковзання), кінцевий АПО. На одному валопроводі маємо СТ, мультиплікатор з відношенням обертів по виходу і входу 1,6 і ВК. Конструктивно трубчаторебристий АПО виконаний з 2 секцій з камерами рециркуляції. В ньому використовується 4 електроventильатора із зовнішнім діаметром лопаток 2700 мм і потужністю електродвигунів по 13 кВт кожний.

У двокаскадній схемі ТКА привод ВК здійснюється без мультиплікатора, тобто безпосередньо від ГТД. У складі першого каскаду використовується секція стиснення з п'ятиступеневою ПЧ (зовнішній діаметр робочих коліс 550 мм), комбінованим типом опор і ущільнень роторної системи, проміжний АПО і С. Проміжний АПО виконаний з 2 секцій з камерою рециркуляції. Застосовується 4 електроventильатора із зовнішнім діаметром лопаток 2700 мм і потужністю електродвигунів по 13 кВт кожний. У складі другого каскаду стиснення використовується секція стиснення з п'ятиступеневою ПЧ (зовнішній діаметр робочих коліс 495 мм), комбінованим типом опор і ущільнень роторної системи, кінцевий АПО. Кінцевий АПО складається з 1 секції і камери рециркуляції. Застосовується 2 електроventильатора із зовнішнім діаметром лопаток 2700 мм і потужністю електродвигунів по 13 кВт кожний.

Розрахунок вартості основного устаткування виконувався на основі результатів передпроектних робіт з аналізу двох схем агрегата з урахуванням масогабаритних показників устаткування. Вихідні дані й результати розрахунку ВЖЦ представлені в табл.Н.1 і Н.2.

Таблиця Н.1

Основні вихідні дані для розрахунку вартості життєвого циклу

Найменування	Параметр	ТКА з однокаскадним ВК	ТКА із двокаскадним ВК
Договірна ціна ТКА (в обсязі поставки) без ПДВ, тис. \$	C_{TKA}	6274	8307
Призначений ресурс роботи ТКА, тис. год	T_H	100	100
Річний час роботи ТКА, год/рік	T_p	5840	5840
Термін життєвого циклу, років	T	17	17
Потужність, що споживається ВК, кВт	N_e	5280	4560
Ефективний ККД ГТП, %	η_e	28,3	27,1
Ціна паливного газу, \$/тис.м ³	$C_{пг}$	150	150
Робоча потужність споживачів електроенергії ТКА, кВт	N_E	130	150
Середній тариф за електроенергію, \$/кВт·год	C_E	0,12	0,12
Безповоротні втрати мастила в системах змащення ГТД, кг/год	$G_M^{ГТД}$	0,3	0,3
Безповоротні втрати мастила в системах змащення ВК, кг/год	$G_M^{ВК}$	0,5	0,6
Ціна мастила, \$/т	$C_M^{ГТД,ВК}$	1200	1200
Приведена концентрація NO _x , мг/м ³	C_{NOx}	150	150
Приведена концентрація CO, мг/м ³	C_{CO}	300	300
Базовий норматив плати за викид однієї тони NO _x , \$/т	$H_{6H_{NOx}}$	1,09	1,09
Базовий норматив плати за викид однієї тони CO, \$/т	$H_{6H_{CO}}$	0,019	0,019

Таблиця Н.2

Результати розрахунку вартості життєвого циклу

Найменування	Параметр	ТКА з однокаскадним ВК		ТКА із двокаскадним ВК	
		тис. \$	% від $З_{ВЖЦ}$	тис. \$	% від $З_{ВЖЦ}$
Капітальні витрати	K	10114,6	33,57	13392,1	41,78
Річні витрати на паливний газ	$З_{пг}$	1580,7	5,25	1425,6	4,45
Середньорічні витрати на технічне обслуговування і ремонт	$З_{ТОР}$	75,02	0,25	99,33	0,31
Середньорічні витрати на електроенергію	$З_E$	81,99	0,27	94,61	0,30
Середньорічні витрати на мастила	$З_M$	6,31	0,02	6,31	0,02
Середньорічна плата за викиди забруднюючих речовин в атмосферу	$З_{ЗР}$	0,06	0,00018	0,05	0,00016
Річні експлуатаційні витрати	$З$	1744,09	5,79	1625,90	5,07
Експлуатаційні витрати за весь життєвий цикл ТКА	—	20017,33	66,43	18660,91	58,22
Вартість життєвого циклу ТКА	$З_{ВЖЦ}$	30131,96	100	32053,04	100

Як видно із табл. Н.2, капітальні витрати для ТКА з однокаскадним ВК становлять 10114,6 тис. \$, що менше ніж у ТКА із двокаскадним ВК на 3277,5 тис. \$ (24,5 %). Це пояснюється використанням меншої кількості устаткування. При цьому експлуатаційні витрати за весь життєвий цикл ТКА з однокаскадним ВК вищі на 1356,42 тис. \$ (6,8 %). Однак основною складовою експлуатаційних витрат є вартість п.г. Таким чином, при ціні п.г. в 150 \$/тис.м³ і менше ВЖЦ агрегата з однокаскадним ВК буде нижче ніж при двокаскадному ВК. При ціні п.г. в 300 \$/тис.м³ агрегати будуть рівноекономічні, а при підвищенні ціни вище 300 \$/тис.м³ доцільним буде застосування ТКА із двокаскадним ВК.

Результати виконаного дослідження показують, що застосування результатів термодинамічного аналізу ефективності і оцінки ВЖЦ агрегата надає вичерпну інформацію для вибору найбільш доцільної схеми, а також можливих напрямків удосконалення агрегата і його систем. Зокрема, стосовно агрегата ТКА-Ц-6,3А/77-4,37 техніко-економічний аналіз дозволив зробити вибір однокаскадної схеми стиснення ТКА з урахуванням рівня ціни природного газу, яка склалася на ринку країни підприємства-замовника (РФ).