

Рідина приймає турбулентний характер руху завдяки встановленим лопатям в трубі 4, де проходить повне очищення рідини від газу. Газ виходить через спеціальні отвори у затрубний простір. Хвостовик видалення газу також виконує функцію піногасника, за рахунок якого піна газорідинної суміші збивається в окремі фазові стани компонентів, тобто окремо в рідину і газ.

Запропонований газопіщаний сепаратор має такі переваги:

- ефективний захист ШГН від впливу газу, що збільшує коефіцієнт його наповнення;
- очищення від газу проходить у 3 ступені, а від піску та абразиву – у 2 ступені;
- ефективно гасіння піни перед попаданням рідини на прийом насоса;
- простота конструкції;
- для виготовлення сепаратора можна використовувати труби НКТ (б/в), оскільки вони несуть невеликі навантаження.

Цей тип сепаратора може застосовуватись на свердловинах з вмістом газу у рідині до 100 м<sup>3</sup>/т та великим вмістом механічних домішок. Він успішно випробуваний на нафтових свердловинах НГВУ „Полтаванафтогаз”.

### Література

- 1 Адонин А.Н. Процессы глубиннонасосной нефтедобычи. – М.: Недра, 1964.
- 2 Жужиков В.А. Фильтрование. – М.: Госхимиздат, 1964.
- 3 Муравьев И.М. Мищенко И.Т. Насосная эксплуатация скважин за рубежом. – М.: Недра, 1967.
- 4 Пирвердян А.М. Защита скважинного насоса от газа и песка. – М.: Недра, 1986.
- 5 Пирвердян А.М. Гидромеханика глубиннонасосной эксплуатации. – М.: Недра, 1965.
- 6 Троицкий В.Ф. Исследование работы газовых якорей в условиях пенообразования // Труды АЗИНТИ ДН, вып. II – М.: Недра, 1964.

УДК 621.532.3

## ТРУБЧАСТО-КОЛОННИ ТЕХНОЛОГІЇ В ПРОЦЕСАХ АБСОРБЦІЙНОГО ОСУШЕННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ

Я.М.Дем'янчук

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42351  
e-mail: [trans@nung.edu.ua](mailto:trans@nung.edu.ua)

*Большой энергетический потенциал продуктов сжигания природного газа на компрессорных станциях газотранспортной системы Украины, может быть использован не только для производства электроэнергии, но и для обеспечения энергией новых технологий осушки природного газа от влаги. Предложенная технология с использованием искусственного холода позволяет значительно уменьшить эксплуатационные затраты связанные с потерями гликолей, утилизировать значительную часть тепла, которая на данное время теряется, и достичь экономии мощности ГПА на перекачивание газа от 0,44 до 2,34 %.*

*The big energy potential of products of burning of natural gas at compressor stations of gas-transport system of Ukraine, can be used not only for manufacture of the electric power, but also for provision of energy of new technologies drain natural gas from a moisture. The suggested technology with use of an artificial cold allows to reduce considerably operational expenses connected with losses of glycols, to utilize a significant part of heat which for given time is lost, and to achieve economy of capacity GPA on pumping of gas from 0,44 up to 2,34 %.*

При транспортуванні природного газу магистральними газопроводами велике значення має жорстке дотримання встановлених стандартом норм вмісту вологи в газовому потоці. Перевищення цих норм може призвести до утворення гідратів у внутрішній порожнині трубопроводів та обладнання, їх корозії, що, в свою чергу, збільшує витрати на транспортування, а в окремих випадках спричиняє аварії. Для відбору пароподібної вологи широко застосовується абсорбційне осушення природного газу за допомогою гліколів.

Існуюче традиційне масообмінне обладнання у своєму розвитку дійшло до межі, яка не дозволяє надалі збільшувати ефективність осу-

шення газу, зменшуючи при цьому енергетичні та матеріальні витрати. Тому постала необхідність розробки та застосування принципово нового типу абсорбційного обладнання, яке дозволяє завдяки проведенню паралельно процесів масо- та теплообміну, згідно вимог другого закону термодинаміки, суттєво зменшити оборотність процесів осушення газу та регенерації гліколю і, як наслідок, зменшити енергетичні та матеріальні витрати до 50% від нині існуючих [1]. Для даної технології запропоновано трубчасту насадку, яка складається з аксіального завихрювача у вигляді смуги з пелюстками для турбулізації газу та спіралі з дроту, яка охоплює завихрювач і розташована на вну-

трішній поверхні труби [2]. Така трубчаста насадка дозволяє поєднати тепломасообмін у внутрішній порожнині вертикально розташованої труби з теплообміном в міжтрубному просторі.

Великий викидний енергетичний потенціал продуктів спалювання природного газу на привідних газових турбінах компресорних станцій газотранспортної системи України, який сьогодні спричиняє теплове забруднення довкілля, може бути використаний не тільки для виробництва електроенергії, але і для забезпечення енергією новітніх технологій осушення природного газу від вологи. Прикладом такої технології є спосіб осушення природного газу за патентом [3], в якому повною мірою використовуються потенційні можливості вище названої трубчастої насадки.

Ефективність, тобто глибина осушення газу, визначається в основному двома факторами: тиском насичених парів води над розчином гліколю та ступенем наближення системи "газ-рідина" до фазової рівноваги. В традиційних технологічних схемах абсорбційного осушення природного газу зменшення тиску насичених парів води забезпечується застосуванням сильно концентрованих розчинів гліколів (більше 98% мас.). А в способі за патентом [3] це досягається за рахунок зниження температури розчину діетиленгліколю і підтриманням такої температури розчину в масообмінній зоні абсорбера. Ступінь ж наближення до фазової рівноваги поліпшується шляхом збільшення числа одиниць переносу, тобто висоти масообмінної зони апарата, або підвищенням питомої витрати свіжого гліколю. Останнє впливає із фізичної суті процесу абсорбційного осушення газу і справедливе для будь-яких варіантів технологічних схем та конструкцій абсорберів.

Для контактування осушувача газу з абсорбентом в зазначеній схемі використовується абсорбер з трубчастою насадкою, в якому попередньо охолоджений до низької температури абсорбент стікає плівкою по внутрішній циліндричній поверхні насадки, а газ рухається за протитечією. Регенований абсорбент перед подачею в абсорбер попередньо охолоджується насиченим абсорбентом в теплообміннику, а потім охолоджується до робочої температури в холодильнику. Хладон, охолоджений холодильною машиною, циркулює через міжтрубний простір абсорбера, підтримуючи незмінно низькою температуру плівки гліколю на стінках труб. Останнє сприяє збереженню високої поглинальної здатності гліколю по всій висоті зони контактування фаз: коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні трубчастої насадки до рідини-хладона значно більший за коефіцієнт тепловіддачі від газу до внутрішньої поверхні труб, по якій стікає гліколь. Тому завдяки великому коефіцієнту теплопровідності металу, температура внутрішньої поверхні труби з плівкою гліколю буде близька до температури хладона в міжтрубному просторі.

Застосування штучного холоду дозволяє здійснювати осушення природного газу до точки роси по волозі ( $-10^{\circ}\text{C}$ ) розчинами діетилен-

гліколю з концентрацією (90–93,5)% мас. при підтриманні його температури від  $0^{\circ}\text{C}$  до  $10^{\circ}\text{C}$  проти (98,5–99,5)% мас. в традиційних схемах. Завдяки зниженій концентрації розчину діетиленгліколю зменшуються його втрати з механічним винесенням, а процес регенерації реалізується при атмосферному тиску з відповідною економією теплової енергії порівняно з регенерацією насиченого діетиленгліколю з концентраціями (96–98)% мас.

Масообмінна зона абсорбера з трубчастою насадкою відносно осушувача природного газу служимим не тільки контактним абсорбційним пристроєм, але і теплообмінним апаратом – холодильником. Від кількості відведеної від газу теплоти залежатиме холодопродуктивність холодильної машини. Нижче наведено розрахунок – оцінку зазначеної кількості теплоти для абсорбера продуктивністю 10 млн.м<sup>3</sup>/добу газу.

Вихідні дані: абсолютний тиск в апараті  $p=5,2$  МПа, температура газу на вході  $t'_2=20^{\circ}\text{C}$ , точка роси газу по волозі на виході  $t_p=-10^{\circ}\text{C}$ , температура регенованого діетиленгліколю на вході  $t_{2л}=3^{\circ}\text{C}$ , температура хладона – води на вході до міжтрубного простору масообмінної зони  $t'_x=3^{\circ}\text{C}$ ; склад газу: метан –  $r_{\text{CH}_4}=98,27$ , етан –  $r_{\text{C}_2\text{H}_4}=0,61$ , пропан –  $r_{\text{C}_3\text{H}_6}=0,18$ , бутан –  $r_{\text{C}_4\text{H}_{10}}=0,07$ , азот –  $r_{\text{N}_2}=0,85$ , діоксид вуглецю –  $r_{\text{CO}_2}=0,03$ .

Насадка трубчаста,  $d=0,025$  м.

Значення теплофізичних властивостей при тиску газу 5,2 МПа і його температурі  $17^{\circ}\text{C}$ , яку маємо як середню розрахункову, визначені за вказаними нижче методиками і складають: масова ізобарна теплоємність  $c_p=2,602$  кДж/(кг·К) – [4]; коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu=11,32\cdot 10^{-6}$  Па·с – [5,6]; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda=80,36\cdot 10^{-3}$  Вт/(м·К) – [5, 6, 7]; густина газу за робочих умов при коефіцієнті стисливості  $z=0,898$  [7] –  $\rho=39,18$  кг/м<sup>3</sup>.

Коефіцієнт тепловіддачі від газу до внутрішньої поверхні труб визначаємо за формулою Нуссельта для випадку турбулентного режиму руху теплоносія:

$$\begin{aligned} Nu &= 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} = \\ &= 0,021 \cdot 31746^{0,8} \cdot 0,3797^{0,43} = 60,164, \end{aligned}$$

де критерій Рейнольдса розраховано за швидкістю підвисяння  $W_n=0,419$  м/с.

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{60,164 \cdot 80,36 \cdot 10^{-3}}{0,025} = 193,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

За даними Щукіна В.К. гвинтовий завихрювач в трубі здатен підвищити коефіцієнт тепловіддачі в  $\sim 1,5$  рази. Оскільки завихрювач запропонованої трубчастої насадки краще турбулізує потік газу порівняно з гвинтовим завихрювачем, то збільшуємо розрахункове значен-

ня коефіцієнта тепловіддачі в 1,75 рази:  $193,4 \cdot 1,75 = 338,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

В теплообмінній апаратурі коефіцієнт теплопередачі завжди менший за меншого коефіцієнта тепловіддачі, а в даному випадку коефіцієнт тепловіддачі хладона – води в міжтрубному просторі буде складати понад 1000  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , то приймаємо значення коефіцієнта теплопередачі на рівні 300  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , що менше за 338,4  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Визначаємо витрату газу за робочих умов: – об'ємну:

$$V = V_0 \frac{p_0 \cdot T}{p \cdot T_0} \cdot z = \frac{10 \cdot 10^6}{24 \cdot 3600} \cdot \frac{0,101325 \cdot 290}{5,2 \cdot 273} \cdot 0,898 = 2,151 \text{ м}^3/\text{с};$$

– масову:

$$G = V \cdot \rho = 2,151 \cdot 39,18 = 84,276 \text{ кг/с.}$$

При висоті масообмінної зони  $h = 1 \text{ м}$  площа поверхні теплообміну  $F$ , віднесена до внутрішнього діаметра трубчастой насадки, складається

$$F = \frac{4 \cdot V \cdot h}{W \cdot d} = \frac{4 \cdot 2,151 \cdot 1}{0,419 \cdot 0,025} = 821,4 \text{ м}^2.$$

Умовний еквівалент газу

$$W_z = c_p \cdot G = 2,602 \cdot 84,276 = 219,287 \text{ кВт/К.}$$

Умовний еквівалент хладона  $W_x$  приймаємо як такий, що дорівнює

$$W_x = \frac{W_z}{1,5} = \frac{219,287}{1,5} = 146,191 \text{ кВт/К.}$$

За методикою [8] визначаємо зміну температури газу  $\delta t_z$  в результаті його охолодження без врахування теплоти абсорбції, яка, поперше, при тиску 5,2 МПа не значна, по-друге, вона відводиться хладоном. Для випадку прямотечії газу і хладона маємо:

$$\delta t_z = (t'_z - t'_x) \cdot \frac{1 - \exp[-(1 + W_z/W_x) \cdot (kF/W_z)]}{1 + W_z/W_x} = (20 - 3) \cdot \frac{1 - \exp\left[-(1 + 1,5) \cdot \left(300 \cdot \frac{821,4}{219,287}\right)\right]}{1 + 1,5} = 6,39^\circ\text{C},$$

де індексом „'” позначені температури газу і хладона на вході до абсорбера.

Температура осушеного газу  $t''_z$  на виході з абсорбера

$$t''_z = t'_z - \delta t_z = 20 - 6,39 = 13,61^\circ\text{C}.$$

Температура хладона на виході з абсорбера  $t''_x$  становить

$$t''_x = t'_x + \delta t_z \frac{W_z}{W_x} = 3 + 6,39 \cdot 1,5 = 12,58^\circ\text{C},$$

що забезпечить температуру гліколю в масообмінній зоні на рівні  $7,8^\circ\text{C}$ . За такої температури розчину діетиленгліколю з концентрацією на вході до абсорбера  $\sim 93\%$  мас. можна осушити газ до температури точки роси по волозі  $-(10-12)^\circ\text{C}$  [9].

Кількість відведеної від газу теплоти

$$Q = c_p \cdot G \cdot \delta t_z = 2,602 \cdot 84,276 \cdot 6,39 = 1401 \text{ кВт} = 1,401 \text{ МВт.}$$

При осушенні, наприклад, 250 млн.м<sup>3</sup> газу за добу в абсорберах із застосуванням штучного холоду потрібно буде відвести від газу 35,025 МВт теплової енергії. Для цього можна використати бромистолітєві (LiBr + H<sub>2</sub>O) холодильні установки. Оскільки в даних машинах хладоном є вода, то такі установки використовуються для отримання холодної води з температурою  $1,7-7^\circ\text{C}$ . Промисловість випускає бромистолітєві холодильні установки холодопродуктивністю до 11,1 МВт.

За оцінкою ТОВ „Трансенергогаз”, на промисловому майданчику Богородчанського ЛВУМГ УМГ „Прикарпаттрансгаз” тепла потужність відхідних газів газотурбінного приводу компресорних станцій КС-21 „Союз” та КС-39 „Уренгой-Помари-Ужгород” досягає взимку 250 МВт, влітку – 160 МВт. Температура відхідних газів знаходиться в межах від  $490$  до  $520^\circ\text{C}$ . При цьому енергетичному балансі у весняно-літній період середня електрична потужність когенераційної установки (парогазовий цикл) оцінена в межах 48 МВт, а в осінньозимовий період – до 67 МВт.

В складі управління на цьому ж майданчику, функціонує найпотужніша в Європі установка підготовки газу з проектною продуктивністю 235 млн.м<sup>3</sup> газу/добу, яка осушує газ перед входом до компресорних станцій. До складу установки входять три технологічні печі ЦС-1 підігріву проміжного теплоносія – реактивного палива Т-1 – до температури  $250^\circ\text{C}$  для потреб регенерації гліколю, одна з яких – резервна. Номінальна потужність кожної печі – 11,63 МВт при коефіцієнті корисної дії брутто 80%. Теплова потужність відхідних газів для двох печей становить 3,66 МВт при температурі газів  $350^\circ\text{C}$ .

Ефективність бромистолітєвої холодильної установки оцінюється коефіцієнтом використання теплоти  $\xi$ , рівним відношенню теплоти, яка відведена від охолоджуваного об'єкту  $Q_2$ , до затраченої на це кількості теплоти  $Q_0$  при температурі вищій від температури навколишнього середовища  $\xi = Q_2/Q_0$ .

Сучасні одноступінчасті бромистолітєві холодильні установки мають значення  $\xi = 0,67 \div 1,25$  [10]. При значенні останнього  $\xi = 0,75$  з рівняння витрата теплоти високого потенціалу  $Q_0$  при осушенні 250 млн.м<sup>3</sup> газу за

$$\text{добу становитиме } Q_0 = \frac{Q_2}{\xi} = \frac{35,025}{0,75} = 46,7 \text{ МВт}$$

при температурі бромистолітєвого розчину в генераторі установки  $90-120^\circ\text{C}$  [10]. При цьому

Таблиця 1 – Результати розрахунку ефективної потужності, затраченої на перекачування однакової кількості газу при різних температурах газу на вході в ГПА

	Витрата газу через ГПА, млн.м <sup>3</sup> /добу					
	80,0	85,0	90,0	95,0	100,0	110,0
Ефективна потужність $N_e$ при $T = 293 \text{ K}$ , кВт	26248,09	28231,85	30404,11	32798,09	35449,43	41662,20
Ефективна потужність $N_e$ при $T = 287 \text{ K}$ , кВт	26132,68	28034,87	30104,88	32372,32	34869,70	40688,83
Економія ефективної потужності $\Delta N_e$ , кВт / %	$\frac{115,41}{0,44}$	$\frac{196,98}{0,69}$	$\frac{299,23}{0,98}$	$\frac{425,77}{1,29}$	$\frac{579,73}{1,63}$	$\frac{973,37}{2,34}$

7,8% або 3,66 МВт цієї теплоти може бути забезпечено відхідними газами двох печей ЦС-1. Решта теплоти високого потенціалу –  $Q'_0 = 43,03$  МВт, постачається когенераційною установкою, яка працюватиме з використанням парогазового циклу в інтервалі температур  $t_1 = 500^\circ\text{C}$  (відхідні гази) –  $t_2 = 120^\circ\text{C}$  (генератор холодильної установки як теплоприймач). При термічному коефіцієнті корисної дії парогазового циклу  $\eta_t = 0,3$ , що відповідає реальним умовам його експлуатації, витрата теплоти  $Q_1$  відхідних газів компресорних станцій при температурі  $500^\circ\text{C}$  становитиме

$$Q_1 = \frac{Q'_0}{1 - \eta_t} = \frac{43,04}{1 - 0,3} = 61,49 \text{ МВт.}$$

Різниця  $Q_1 - Q'_0 = 18,45$  МВт – корисна теплота парогазового циклу, яка використовується для генерації електричної енергії.

Решта теплоти відхідних газів газотранспортних машин споживатиметься парогазовим циклом когенераційної установки в інтервалі температур  $t_1 = 500^\circ\text{C}$  –  $t_2 = 30^\circ\text{C}$ . Навіть у більш напружений весняно-літній період ця кількість теплоти становитиме  $160 - 61,49 = 98,51$  МВт, що в сумі з парогазовим циклом в інтервалі температур  $(500 - 120)^\circ\text{C}$  забезпечить генерацію 48 МВт електроенергії (за прогнозом ТОВ „Трансенергогаз”).

Якщо установка осушення газу функціонує перед компресорними станціями, як це має місце на промисловому майданчику Богородчанського ЛВУМГ, то зменшення температури газу під час осушення позитивно вплине на показники роботи як газоперекачувальних агрегатів (ГПА), так і лінійної частини газопроводів.

Температура газу на вході до відцентрового нагнітача має суттєвий вплив на параметри роботи ГПА, зокрема на споживану потужність. З фізичної точки зору це пояснюється зміною об'єму повної маси газу, яку перекачує агрегат. Із пониженням температури газу масова продуктивність нагнітача залишається незмінною, проте об'єм перекачуваного газу за одиницю часу зменшується, що призводить (при заданому ступені стиску) до зменшення енерговитрат, тобто до зменшення потужності.

З метою оцінки впливу температури газу на вході в нагнітач виконано ряд розрахунків. В

кожному з них задавався однаковий склад газу (відносна густина 0,6), сталі величини тисків на вході (5,2 МПа) і виході (7,0 МПа), що відповідає реальним умовам роботи КС Богородчанського ЛВУМГ. Розглянуто два варіанти: в першому температура газу на вході в нагнітач складала 293 К, в другому – 287 К. В кожному з варіантів завантаження нагнітача регулювалося зміною продуктивності компресорної станції в межах 80 – 110 млн.м<sup>3</sup> газу/добу.

Результати розрахунків зведено до табл. 1.

Аналіз результатів розрахунку показує, що економія потужності на перекачування газу змінюється в межах 0,44–2,34% при зниженні температури газу від  $20^\circ\text{C}$  до  $14^\circ\text{C}$ , причому збільшення продуктивності нагнітача призведе до більш суттєвої економії енерговитрат на компримування газу.

Слід зауважити, що зниження температури газу на вході до відцентрового нагнітача на  $\Delta t = 6^\circ\text{C}$  призведе до зниження температури після компримування приблизно на таку ж величину. Це, в свою чергу, викличе зменшення середньої температури газу в магістральному газопроводі:

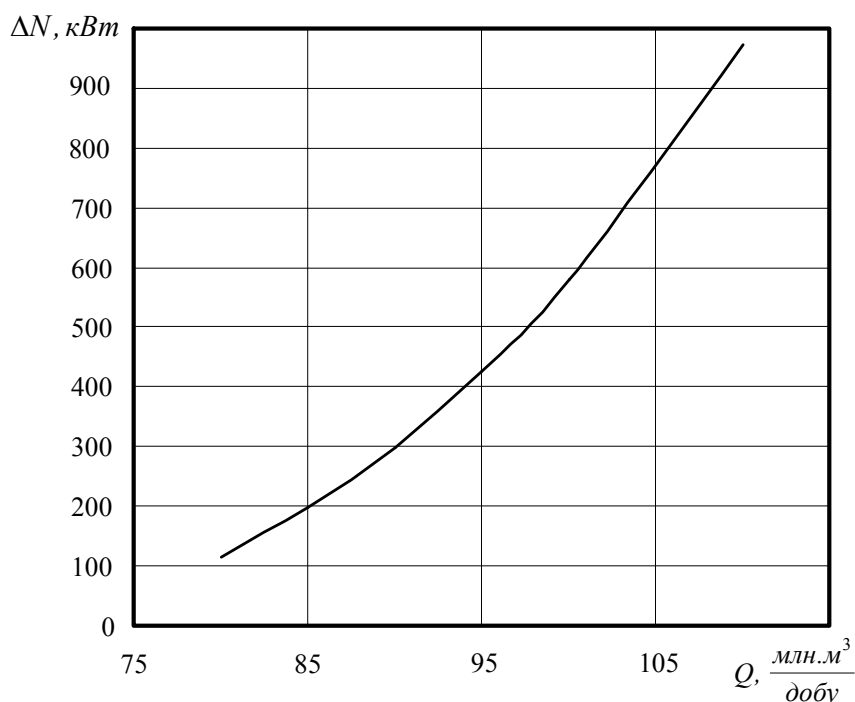
$$\begin{aligned} \Delta T_{cp} &= \Delta T_{cp1} - \Delta T_{cp2} = \\ &= \left[ T_0 + \frac{T_{n1} - T_0}{\alpha L} (1 - e^{-\alpha L}) \right] - \left[ T_0 + \frac{T_{n2} - T_0}{\alpha L} (1 - e^{-\alpha L}) \right] = \\ &= (T_{n1} - T_{n2}) \frac{1 - e^{-\alpha L}}{\alpha L} = \Delta t \frac{1 - e^{-\alpha L}}{\alpha L}. \end{aligned}$$

При сталій продуктивності газопроводу і тиску в кінці ділянки  $P_k$ , зменшення середньої температури газу призведе до зменшення початкового тиску  $P_n$

$$P_n = P_k + \frac{\lambda \cdot \Delta \cdot z \cdot T_{cp} \cdot L \cdot Q^2}{(0,326 \cdot 10^{-6})^2 \cdot d^5}.$$

Тому відповідно зменшиться ступінь стиску нагнітача на КС. Це спричинить додаткову економію енерговитрат на компримування.

Остаточний висновок стосовно впровадження нової технології осушення природного газу від вологи із застосуванням трубочастої насадки та штучного холоду за патентом [3] на тому чи іншому підприємстві газотранспортної системи України слід здійснювати на основі детального аналізу приведених затрат та термі-



**Рисунок 1 – Залежність економії потужності  $\Delta N_e$ , спожитої відцентровим нагнітачем, від його продуктивності  $Q$  в результаті зменшення температури газу на вході до нагнітача з  $20^\circ\text{C}$  до  $14^\circ\text{C}$**

ну окупності. Доцільність застосування запропонованої вище технології існуватиме там, де є джерело, сьогодні ще викидної до довкілля теплової енергії.

### Література

- 1 Берго Б.Г., Мамаев А.В., Пятничко А.И. Ресурсосберегающие технологии фракционирования с применением нового оборудования типа колона-теплообменник. – М., 1998, – 46 с. (Обз. информ./ ВНИИЭгазпром; Сер. Подготовка и переработка газа и газового конденсата. Вып. 1).
- 2 Пат. 30278 А України, МКИ 6 F 28D 1/04. Трубчастий тепломасообмінний елемент / Ф.В.Козак, Я.М.Дем'янчук – №98020798. Заявл. 17.02.1998; Опубл. 15.11.2000, Бюл. №6-П.
- 3 Патент України 25390 А, МКВ F 16C 19/00. Спосіб низькотемпературного осушення природного газу / Козак Ф.В., Дем'янчук Я.М. (Україна); Івано-Франк. держ. техн. ун-т нафти і газу.- № 96031154; Заявл. 23.06.96; Опубл. 25.12.98, Бюл. № 6. – 3 с.
- 4 Козак Ф.В. Расчеты теплоемкостей и характеристик газовых смесей: Учеб. пособие. – К.: УМК ВО, 1989. – 87 с.
- 5 Рид Р., Праусмиц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей: Справочное пособие / Пер. с англ. Под ред. Б.И.Соколова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1982. – 592 с.
- 6 Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Наука, 1972, – 720 с.
- 7 Берлин М.А., Гореченков В.Г., Волков Н.П. Переработка нефтяных и природных газов. – М.: Химия, 1981, – 472 с.
- 8 Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Энергия, 1975, – 488 с.
- 9 Кузнецов А.А., Судаков Е.Н. Расчеты основных процессов и аппаратов переработки углеводородных газов: Справочное пособие. – М.: Химия, 1983. – 224 с.
- 10 Холодильные машины / Под общ. ред. Л.С.Тимофеевского. – СПб: Политехника, 1997, – 992 с.