

УДК 622.691.4

DOI: 10.31471/2304-7399-2025-20(76)-289-309

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ТРУБОПРОВОДІВ ДЛЯ СИСТЕМ ВИРОБНИЦТВА БІОГАЗУ

С. Я. Григорський, В. Б. Запихляк, Ф. О. Пасічник

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;

76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;

тел. +38 (0342) 72-71-38; e-mail: stanislav.hryhorskyi@nung.edu.ua

Досліджено гідравлічні та теплові процеси трубопровідного транспорту в системах продукування біогазу. Розроблено алгоритм теплогідравлічного розрахунку для бардопроводів і каналізаційних трубопроводів, що враховує змінні фізико-хімічні властивості, теплообмін з ґрунтом та гідравлічні опори. Це дозволяє прогнозувати температуру транспортованого середовища по довжині трубопроводу, а також загальні втрати напору та тиску в системі за заданої продуктивності. Для біогазопроводів, де рух вважається ізотермічним, алгоритм передбачає ітераційний підбір оптимального діаметра для забезпечення заданої продуктивності та кінцевого тиску. На основі розрахунків бардопроводу довжиною 7,45 км встановлено, що кінцева температура продукту при початковій 40 °С та температурі ґрунту 0 °С становитиме 14–22 °С, а режим руху буде ламінарним при продуктивності до 45 м³/год і вмісті сухих речовин понад 7 %. Проектний розрахунок газопроводу для біогазу показав, що для забезпечення продуктивності 1600 м³/год на відстань 7,55 км економічно доцільним є використання поліетиленового трубопроводу діаметром 250×14,2 мм, який забезпечує швидкість руху газу 8,1 м/с. За результатами розрахунків здійснено обґрунтований вибір насосного обладнання: для бардопроводу рекомендовано насос GEA Hilge, а для каналізаційних трубопроводів – KSB Sewates як більш енергоефективний варіант. Встановлено, що гідравлічні характеристики бардопроводу суттєво залежать від масового вмісту сухих речовин, середньої температури перекачування та режиму руху енергоносія.

Ключові слова: *біогаз, зернова барда, теплогідравлічний розрахунок, трубопровідний транспорт, коефіцієнт гідравлічного опору; пропускна здатність.*

Вступ

Зернова барда, значний побічний продукт виробництва етанолу, яке має важливе значення для паливної та інших галузей в Україні, є доступною та численною сировиною для виробництва біогазу. В Україні обсяги виробництва барди є значними [1], і пошук стійких та еконо-

мічно вигідних способів її утилізації є важливим завданням, оскільки традиційні методи утилізації можуть завдати шкоди навколишньому середовищу. Трубопровідний транспорт є потенційно ефективним методом переміщення великих обсягів барди від спиртових заводів до розташованих поблизу біогазових установок [2], що дозволяє зменшити транспортні витрати та екологічне навантаження порівняно з автомобільним транспортом.

Термогідравлічний аналіз транспортування барди трубопроводами є необхідним через її складні властивості, зокрема, поведінку неньютонівської рідини [3], наявність твердих частинок та чутливість до температури, що може впливати на проектування трубопроводів, вимоги до насосного обладнання та ризик засмічення або втрати тепла. Аналогічно, ефективне транспортування виробленого біогазу вимагає розуміння його характеристик потоку, потенційних втрат тиску, втрат тепла та необхідності запобігання корозії та забезпечення безпеки. Оптимізація цих транспортних процесів безпосередньо впливатиме на загальний енергетичний баланс, економічну доцільність та екологічну стійкість системи виробництва біогазу. Різні фізичні характеристики зернової барди (як суспензії) та біогазу (як реального газу) зумовлюють необхідність окремого, але взаємопов'язаного термогідравлічного аналізу для ефективного проектування системи [4].

Розвиток ефективних систем виробництва біогазу з відходів сільськогосподарства відповідає національним цілям України у сфері енергетичної безпеки шляхом зменшення залежності від імпортованих викопних палив. Використання зернової барди для виробництва біогазу сприяє впровадженню моделі циркулярної економіки шляхом перетворення відходу на цінний енергетичний ресурс та потенційного виробництва цінного дігестату як добрива.

Постановка задач дослідження

Метою роботи є проведення комплексного дослідження процесів трубопровідного транспорту енергоносіїв (зокрема, зернової барди як сировини та виробленого біогазу) в системі продукування біогазу. Це дослідження спрямоване на підвищення ефективності, надійності та екологічної безпеки функціонування трубопровідних мереж шляхом оптимізації їх проектних та експлуатаційних параметрів, що зрештою сприятиме покращенню загальної продуктивності біогазових установок.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- розробити детальний алгоритм і методику комплексного теплогідравлічного розрахунку трубопроводів для транспортування зернової барди, біогазу та відповідних промислових стоків у системі продукування біогазу, враховуючи зміну фізико-хімічних властивостей середовищ, теплові втрати та гідравлічні опори;

- провести апробацію запропонованого алгоритму на прикладі одного із підприємств по продукуванню зернової барди та біогазу.

На першому етапі теплогідравлічного розрахунку трубопроводу визначається розподіл температури транспортованого продукту по довжині лінійної ділянки трубопроводу. Далі виконується гідравлічний розрахунок, мета якого полягає у визначенні загальних втрат напору (тиску) в трубопроводі за заданого значення продуктивності перекачування із урахуванням динаміки зміни фізичних властивостей (особливо в'язкості) та профілю траси.

Алгоритм теплогідравлічного розрахунку трубопроводів для транспортування зернової барди та промислових стоків

Вихідними даними для проведення розрахунків є такий комплекс фізичних величин:

- математичні моделі фізичних властивостей транспортованого середовища від температури t : густина ρ ; абсолютна в'язкість η ; ізобарна теплоємність c_p ; коефіцієнт теплопровідності λ ;
- геометричні характеристики трубопроводу: зовнішній D_s ; внутрішній діаметр d ; товщина стінки δ ; геометрична довжина ділянки L ; різниця геодезичних позначок кінця та початку ділянки Δz ;
- температура продукту на початку трубопроводу t_n ;
- температура ґрунту на глибині залягання осі трубопроводу t_{zp} ;
- середній коефіцієнт теплопровідності ґрунту λ_{zp} ;
- коефіцієнт теплопровідності матеріалу трубопроводу λ_{mp} ;
- необхідний напір продукту в кінці трубопроводу h_k ;
- середня глибина залягання осі трубопроводу h_o ;
- абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішніх стінок трубопроводу k_e ;
- об'ємна годинна витрата продукту на вході в трубопровід Q_{zod} .

Фізичні величини, що входять у наведені нижче формули підставляються в SI.

Спочатку визначається густина транспортованої рідини за початкової температури ρ_n із використанням відповідної математичної моделі. Далі обчислюється секундна об'ємна витрата рідини на початку ділянки

$$Q_n = \frac{Q_{zod}}{3600}, \frac{m^3}{c}, \quad (1)$$

та за рівнянням нерозривності потоку масова витрата

$$M = \rho_n \cdot Q_n, \frac{\kappa \mathcal{Z}}{c}. \quad (2)$$

За формулою Форхгеймера визначається зовнішній коефіцієнт тепловіддачі від ґрунту в навколишнє середовище

$$\alpha_2 = \frac{2 \cdot \lambda_{zp}}{D_3} \cdot \left\{ \ln \left[\frac{2 \cdot h_o}{D_3} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot h_o}{D_3} \right)^2 - 1} \right] \right\}^{-1}, \frac{Bm}{M^2 \cdot ^\circ C}. \quad (3)$$

Повний коефіцієнт теплопередачі в першому наближенні обчислюється за формулою

$$K_{cp} = \left\{ d \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot \lambda_{mp}} \cdot \ln \left(\frac{D_3}{d} \right) + \frac{1}{D_3 \cdot \alpha_2} \right] \right\}^{-1}, \frac{Bm}{M^2 \cdot ^\circ C}. \quad (4)$$

Також для першого наближення приймається температура рідини на виході з трубопроводу (в кінцевому перерізі) t_κ . Тоді визначається середня температура рідини вздовж трубопроводу

$$t_{cp} = t_{zp} + (t_n - t_\kappa) \cdot \left[\ln \left(\frac{t_n - t_{zp}}{t_\kappa - t_{zp}} \right) \right]^{-1}, ^\circ C, \quad (5)$$

та за відповідною математичною моделлю обчислюється ізобарна масова теплоємність продукту $c_{p_{cp}}$ за середньої температури t_{cp} .

Уточнене значення кінцевої температури потоку рідини в трубопроводі

$$t_{\kappa_y} = t_{zp} + (t_n - t_{zp}) \cdot \exp(-a \cdot L), ^\circ C, \quad (6)$$

де a – параметр Шухова

$$a = \frac{\pi \cdot K_{cp} \cdot d}{c_{p_{cp}} \cdot M}, M^{-1}. \quad (7)$$

Перевіряється на виконання умова

$$|t_{\kappa_y} - t_\kappa| \leq 0,01 ^\circ C, \quad (8)$$

Якщо умова (8) не виконується, то приймаємо $t_\kappa = t_{\kappa_y}$ та виконуємо розрахунки розпочинаючи із формули (5) до тих пір, коли умова (8) буде виконана.

Виходячи із рівняння теплового балансу, обчислюється середня температура стінки

$$t_{cm} = t_{cp} - \frac{K_{cp}}{\alpha_1} \cdot (t_{cp} - t_{zp}), ^\circ C, \quad (9)$$

де α_1 – внутрішній коефіцієнт тепловіддачі від потоку продукту до стінок трубопроводу (для першого наближення приймаємо $\alpha_1 = K_{cp}$), Вт/(м²·°C).

Далі виконується розрахунок ізобарної теплоємності $c_{p_{cp}}$, $c_{p_{cm}}$, коефіцієнта теплопровідності λ_{cp} , λ_{cm} та коефіцієнта динамічної в'язкості продукту η_{cp} , η_{cm} відповідно за середньої температури потоку t_{cp} та стінки t_{cm} .

Обчислюється число Рейнольдса за середньої температури продукту

$$Re_{cp} = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot d \cdot \eta_{cp}}. \quad (10)$$

Далі залежно від значення числа Рейнольдса вибирається відповідна формула для розрахунку числа Нуссельта Nu :

- якщо $Re_{cp} \leq 2000$, то використовується залежність для ламінарного режиму

$$Nu_{\lambda} = 0,17 \cdot Re_{cp}^{0,33} \cdot Pr_{cp}^{0,43} \cdot Gr_{yc}^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_{cp}}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}; \quad (11)$$

- якщо $Re_{cp} > 10000$, то використовується залежність для турбулентного режиму

$$Nu_m = 0,021 \cdot Re_{cp}^{0,80} \cdot Pr_{cp}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{cp}}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}; \quad (12)$$

- якщо $2000 < Re_{cp} \leq 10000$, то використовується інтерполяційна залежність для перехідного режиму

$$Nu_n = Nu_{\lambda} + 0,25 \cdot (5 \cdot 10^{-4} \cdot Re_{cp} - 1) \cdot (Nu_m - Nu_{\lambda}), \quad (13)$$

де Pr_{cp} , Pr_{cm} – число Прандтля для середньої температури потоку та стінки трубопроводу відповідно

$$Pr_{cp} = \frac{\eta_{cp} \cdot c_{p_{cp}}}{\lambda_{cp}}, \quad Pr_{cm} = \frac{\eta_{cm} \cdot c_{p_{cm}}}{\lambda_{cm}}, \quad (14)$$

Gr_{yc} – число Грасгофа для усередненої температури потоку та стінки трубопроводу t_{yc}

$$t_{yc} = 0,5 \cdot (t_{cp} + t_{cm}), \quad ^\circ C, \quad (15)$$

$$Gr_{yc} = \frac{d^3 \cdot g \cdot \beta_{yc} \cdot \rho_{yc}^2}{\eta_{yc}^2} \cdot (t_{cp} - t_{cm}), \quad (16)$$

β_{yc} , ρ_{yc} , η_{yc} – відповідно коефіцієнт об'ємного розширення, густина та абсолютна в'язкість продукту за усередненої температури t_{yc} ; g – прискорення сили земного тяжіння, м/с^2 .

Уточнене значення внутрішнього коефіцієнта тепловіддачі

$$\alpha_{1y} = \frac{Nu \cdot \lambda_{cp}}{d}, \frac{Bm}{M^2 \cdot ^\circ C}. \quad (17)$$

та повного коефіцієнта теплопередачі

$$K_{c_{py}} = \left\{ d \cdot \left[\frac{1}{d \cdot \alpha_{1y}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{mp}} \cdot \ln \left(\frac{D_3}{d} \right) + \frac{1}{D_3 \cdot \alpha_2} \right] \right\}^{-1}, \frac{Bm}{M^2 \cdot ^\circ C}. \quad (18)$$

Перевіряємо чи отримане значення повного коефіцієнта теплопередачі $K_{c_{py}}$ визначене із необхідною точністю за умовою

$$\left| K_{c_{py}} - K_{cp} \right| \leq 0,001 \frac{Bm}{M^2 \cdot ^\circ C}. \quad (19)$$

У разі невиконання умови (19) приймаємо $K_{cp} = K_{c_{py}}$ та виконуємо послідовно розрахунки розпочинаючи із формули (5) до тих пір, коли умова нерівності (19) буде виконана. На цьому тепловий розрахунок трубопроводу завершено.

Для обчислення загальних втрат напору використовується формула, що отримується шляхом інтегрування рівняння руху нестисливої реальної рідини (рівняння Бернуллі)

$$H_{заг} = (1 + \varphi) \cdot h_{мер} + \Delta z + h_{\kappa}, \text{ м}, \quad (20)$$

де φ – числовий коефіцієнт, що дорівнює відношенню сумарних втрат напору в місцевих опорах $h_{м.о.}$ до втрат напору від тертя $h_{мер}$ по довжині ділянки трубопроводу.

Для обчислення втрат напору від тертя використовується класична залежність Дарсі-Вейсбаха

$$h_{мер} = \lambda_{мер} \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g}, \text{ м}, \quad (21)$$

де $\lambda_{мер}$ – коефіцієнт гідравлічного опору тертя, визначається із урахуванням режиму руху рідини та стану внутрішньої порожнини трубопроводу; w – середня швидкість руху продукту в трубопроводі

$$w = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot \rho \cdot d^2}, \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (22)$$

З урахуванням виразу (22) формула (21) набуває вигляду

$$h_{мер} = \psi \cdot M^2 \cdot \frac{\lambda_{мер}}{\rho^2} \cdot L, \text{ м}, \quad (23)$$

де ψ – розрахунковий параметр

$$\psi = \frac{8}{\pi^2 \cdot g \cdot d^5} \cdot \frac{c^2}{m^6}. \quad (24)$$

Формула (23) справедлива тільки для ізотермічного трубопроводу. При врахуванні зміни температури продукту по довжині трубопроводу та величин, що входять у залежність (23) записують вираз для елементарних втрат напору $dh_{мер}$ на ділянці довжиною dx , для якої величини $\lambda_{мер}$ та ρ можна вважати незмінними

$$dh_{мер} = \Delta_r \cdot \psi \cdot M^2 \cdot \frac{\lambda_{мер}}{\rho^2} \cdot dx, \quad (25)$$

де Δ_r – поправка на неізотермічність по всій площі живого перерізу потоку (в середньому можна приймати $\Delta_r = 1,05$).

Загальна величина втрат напору від тертя для неізотермічного трубопроводу визначається шляхом інтегрування залежності (25) по всій довжині трубопроводу

$$h_{мер} = \Delta_r \cdot \psi \cdot M^2 \cdot J, \text{ м}, \quad (26)$$

де J – параметр, що обчислюється за таким інтегралом

$$J = \int_0^L \frac{\lambda_{мер}(x)}{\rho^2(x)} \cdot dx, \frac{m^7}{kg^2}. \quad (27)$$

При обчисленні інтегралу (27) необхідно враховувати, що коефіцієнт гідравлічного опору $\lambda_{мер}(x)$ та густина продукту $\rho(x)$ залежать від температури $t(x)$, яка в свою чергу, є функцією від лінійної координати x (геометричної довжини ділянки, що знаходиться між перерізом із координатою x та початковим перерізом) і визначається за формулою

$$t(x) = t_{сп} + (t_n - t_{сп}) \cdot \exp(-a \cdot x), \text{ } ^\circ C. \quad (28)$$

Інтеграл (27) можна обчислити за допомогою чисельних методів інтегрування, наприклад, методом Сімпсона.

Коефіцієнт гідравлічного опору трубопроводу визначається за такими формулами залежно від значення числа Рейнольдса Re :

- якщо $Re \leq 2000$, то використовується формула Стокса для ламінарного режиму руху

$$\lambda_{мер} = \frac{64}{Re}; \quad (29)$$

- якщо $2000 < Re \leq 2800$, то використовується інтерполяційна формула для перехідного режиму руху

$$\lambda_{мер} = (0,1437 \cdot Re + 32,606) \cdot 10^{-4}; \quad (30)$$

- якщо $Re > 2800$, то використовуються формула Блазіуса (31) для турбулентного режиму руху в зоні гідравлічно гладких труб та формула Колбрука-Уайта (32) для всіх зон турбулентного режиму руху рідини

$$\lambda_{тер} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \quad (31)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{тер}}} = -2 \cdot \lg \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda_{тер}}} + \frac{k_e}{3,71 \cdot d} \right). \quad (32)$$

При цьому остаточне значення коефіцієнта гідравлічного опору для турбулентного режиму руху вибирається більше з двох значень, що отримані за формулами (31) та (32).

Алгоритм теплогідравлічного розрахунку газопроводу для транспортування біогазу

При моделюванні та розрахунку транспортування біогазу газопроводами приймають, що рух є усталеним. Це означає, що масова пропускна здатність трубопроводу залишається постійною в будь-якому йогоперерізі та в кожен момент часу (за відсутності відборів та підкачувань).

З достатньою точністю процес зміни стану газу можна вважати ізотермічним. Це пояснюється тим, що в результаті інтенсивного теплообміну між газом і навколишнім середовищем (грунтом, в який закладено трубопровід) відбувається вирівнювання температури. Таким чином, температура газу в трубопроводі стає рівною температурі ґрунту.

Для виконання проектного розрахунку газопроводу необхідна така інформація:

- фізичні властивості газу за нормальних умов: густина $\rho_n, \text{кг/м}^3$;
- кінематична в'язкість $\nu_n, \text{м}^2/\text{с}$;
- номінальна витрата газу в трубопроводі за нормальних умов $Q_n, \text{м}^3/\text{год}$;
- номінальний надлишковий тиск газу на початку ділянки $p_n^H, \text{кПа}$;
- мінімально необхідний надлишковий тиск газу в кінці ділянки $p_k^H, \text{кПа}$;
- атмосферний тиск $p_{am}, \text{кПа}$;
- абсолютна шорсткість внутрішніх стінок трубопроводу $k_e, \text{см}$;
- геометрична довжина трубопроводу $L, \text{м}$;
- відсоток, який складають втрати напору в місцевих опорах від втрат напору від тертя $\delta_{м.о.}, \%$.

Наведений нижче алгоритм розрахунку справедливий для газопроводів біогазу, що працюють з робочим тиском більше 5 кПа.

Спочатку виконується розрахунок таких величин:

- абсолютного тиску газу на початку та в кінці ділянки газопроводу

$$p_n = (p_n'' + p_{am}) \cdot 10^{-3}, \text{ МПа}, \quad (33)$$

$$p_k = (p_k'' + p_{am}) \cdot 10^{-3}, \text{ МПа}; \quad (34)$$

- розрахункової довжини газопроводу, яка враховує додаткове падіння тиску в місцевих опорах ділянки

$$L_p = (1 + 0,01 \cdot \delta_{m.o.}) \cdot L, \text{ м}; \quad (35)$$

- розрахункового значення енергетичного параметра, що характеризує газодинамічну енерговитратність трубопроводу[5]

$$A_p = \frac{p_n^2 - p_k^2}{L_p}, \frac{\text{МПа}^2}{\text{м}}. \quad (36)$$

Тоді із стандартного сортаменту труб[6], розпочинаючи із найменшого значення внутрішнього діаметра d , см, обчислюється фактичне значення розрахункового параметра за формулою

$$A_\phi = \frac{3,2 \cdot 10^{-5}}{\lg^2 \left[\frac{4,518}{\text{Re}_n} \cdot \lg \left(\frac{\text{Re}_n}{7} \right) + \frac{k_e}{3,71 \cdot d} \right]} \cdot \frac{\rho_n \cdot Q_n^2}{d^5}, \frac{\text{МПа}^2}{\text{м}}, \quad (37)$$

де Re_n – число Рейнольдса для газового потоку, що обчислюється за нормальних фізичних умов за такою формулою

$$\text{Re}_n = 0,0354 \cdot \frac{Q_n}{d \cdot \nu_n}, \quad (38)$$

Далі перевіряється на виконання нерівність

$$A_\phi > A_p. \quad (39)$$

Якщо умова (39) виконується, то приймаємо наступне більше стандартне значення внутрішнього діаметра d із сортаменту труб, та обчислюємо нове значення параметра A_ϕ за виразом (37). Найменше значення стандартного внутрішнього діаметра d , за якого відбудеться зміна знаку нерівності (39) і буде необхідним діаметром газопроводу, що забезпечить задану подачу газу Q_n із робочим тиском в кінці ділянки трубопроводу, що буде не нижчим за мінімально допустиме значення p_k'' .

Фактичне значення абсолютного тиску в кінці ділянки газопроводу за отриманого діаметра d визначається за формулою

$$p_{k_\phi} = \sqrt{p_n^2 - A_\phi \cdot L_p}, \text{ МПа}. \quad (40)$$

Фактичний робочий (надлишковий) тиск газу в кінцевому перерізі трубопроводу

$$p_{\kappa\phi}^n = p_{\kappa\phi} \cdot 10^3 - p_{at}, \text{кПа}. \quad (41)$$

Для розрахунку фактичної середньої швидкості руху газу в трубопроводі використовується термічне рівняння стану та рівняння нерозривності усталеного потоку газу.

Спочатку визначається масова витрата газу в трубопроводі

$$M_z = \frac{\rho_n \cdot Q_n}{3600}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (42)$$

Далі обчислюється середня густина газу за робочих умов в трубопроводі

$$\rho_{cp} = \frac{p_{cp} \cdot 10^6}{R \cdot T_{cp}}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (43)$$

де p_{cp} – середній абсолютний тиск газу на ділянці газопроводу

$$p_{cp} = \frac{2}{3} \cdot \left(p_n + \frac{p_{\kappa}^2}{p_n + p_{\kappa}} \right), \text{МПа}; \quad (44)$$

R – питома масова газова стала газу

$$R = \frac{8314,5}{M}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad (45)$$

$8314,5 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$ – універсальна газова стала; M – молярна маса біогазу, що розраховується за його компонентним складом, $\text{кг}/\text{кмоль}$; T_{cp} – середня абсолютна температура газу на ділянці газопроводу (дорівнює температурі ґрунту), К .

Далі визначається годинна об'ємна витрата газу за робочих умов

$$Q_p = \frac{3600 \cdot M_z}{\rho_{cp}}, \frac{\text{м}^3}{\text{год}}. \quad (46)$$

Швидкість руху газу в трубопроводі за робочих умов обчислюється за формулою

$$w_p = \frac{3,54 \cdot Q_p}{d^2}, \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (47)$$

Вихідні дані та результати розрахунків для трубопроводу, призначеного для транспортування зернової барди

Увесь необхідний комплекс вихідних даних для виконання теплового і гідравлічного розрахунку бардопроводу наведено в табл. 1. Обчислення здійснювались для найнижчої середньомісячної температури ґрунту на глибині залягання трубопроводу.

Таблиця 1. Вихідні дані для виконання тепло гідравлічного розрахунку бардо проводу

Найменування параметра	Значення параметра
Діапазон продуктивності трубопроводу за нормальної роботи Q_p , м ³ /год	25÷35
Номінальна продуктивність трубопроводу $Q_{ном}$, м ³ /год	50
Коефіцієнт теплопровідності ґрунту λ_{gp} , Вт/(м·°С)	2,50
Зовнішній діаметр трубопроводу D_3 , мм	225
Товщина стінки трубопроводу δ , мм	13,4
Коефіцієнт теплопровідності матеріалу трубопроводу λ_{mp} , Вт/(м·°С)	0,38
Геометрична довжина трубопроводу L , м	7450
Різниця геодезичних позначок кінця і початку трубопроводу Δz , м	24,4
Відношення втрат напору в місцевих опорах до втрат напору від тертя	0,02
Абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішніх стінок трубопроводу k_e , мм	0,005
Температура барди на початку трубопроводу t_n , °С	40
Середня температура ґрунту на глибині залягання осі трубопроводу t_{gp} , °С	0

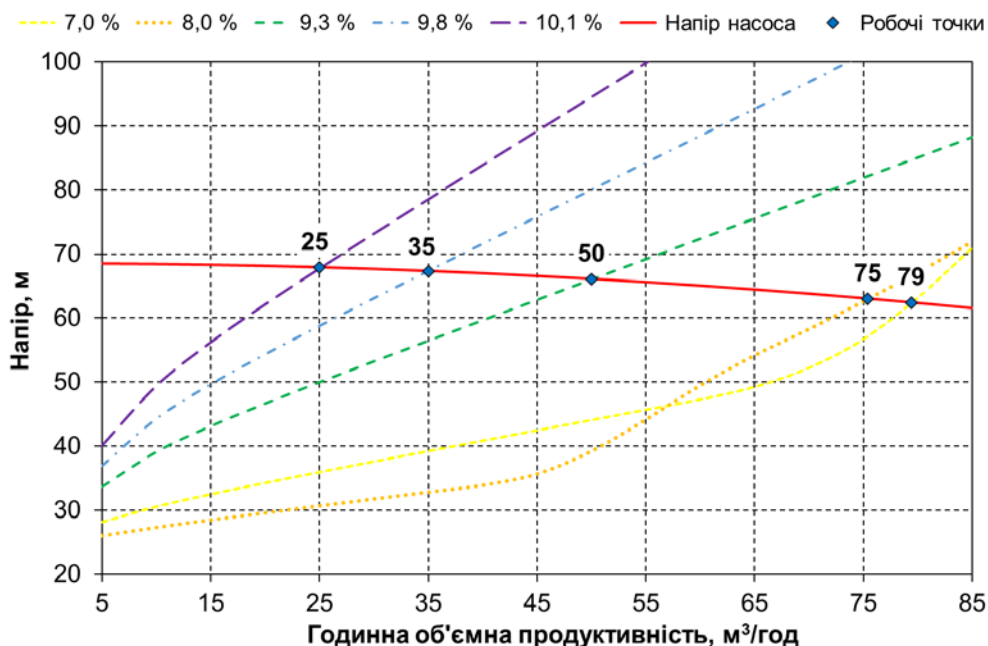


Рис. 1. Суміщена характеристика бардо проводу та відцентрового насоса GEA Hilge

Теплогідравлічний розрахунок бардопроводу виконано для різного масового вмісту сухих речовин в барді. Для забезпечення пікової (номінальної) продуктивності трубопроводу із урахуванням відповідного необхідного напору (загальних втрат напору) вибрано два відцентрові насоси:

- GEA Hilge MAXA 065-250 ADY 80/65/18.5 kW/2 (DN 80/65 PN 16);
- FLOWSERVE 2K100-65-200A-OP.

За результатами проведених розрахунків на одному графіку (рис. 1) побудовано суміщену характеристику трубопроводу із врахуванням масового вмісту сухих речовин в барді та напірну характеристику насоса GEA Hilge MAXA.

З рис. 1 робимо висновок, що при зміні масової концентрації сухих речовин в діапазоні від 9,8 % до 10,1 % забезпечуватиметься номінальна об'ємна продуктивність системи від 35 м³/год до 25 м³/год (зміна напору насоса від 67 м до 68 м). Пікова продуктивність трубопроводу в 50 м³/год забезпечуватиметься для вмісту сухих речовин 9,3 % за напору насоса 66 м. Для мінімального вмісту сухих речовин на рівні 7 % пропускна здатність становить 79 м³/год за напору, що розвиває насос 62 м.

Аналогічно за результатами проведених розрахунків на одному графіку (рис. 2) будуємо суміщену характеристику трубопроводу із врахуванням масового вмісту сухих речовин в барді та напірну характеристику насоса FLOWSERVE.

Аналіз рис. 2 показує, що номінальна продуктивність системи в межах від 35 м³/год до 25 м³/год буде при зміні масового вмісту сухих речовин у зерновій барді в діапазоні від 9,6 % до 10,0 % за напору насоса 63 м.

Пікова продуктивність трубопроводу в 50 м³/год забезпечується при вмісті сухих речовин 9,2 % та напору насоса 62 м. При мінімальному вмісті сухих речовин у 7%, пропускна здатність трубопроводу становить 79 м³/год, а напір насоса – 60 м.

Проте перший насос фірми GEA працює більш ефективно в порівнянні із насосом фірми Flowserve, оскільки для всього дослідного діапазону подач розвиває більший напір та має вищий коефіцієнт корисної дії.

Також з рис. 1 та 2 робимо висновок, що гідравлічна характеристика бардопроводу суттєво залежить від масової концентрації сухих речовин в барді. Відповідні криві загальних втрат напору в системі від годинної об'ємної продуктивності, зміщуються вгору та стають крутішими зі зростанням концентрації сухих речовин, а також змінюють напрям опуклості.

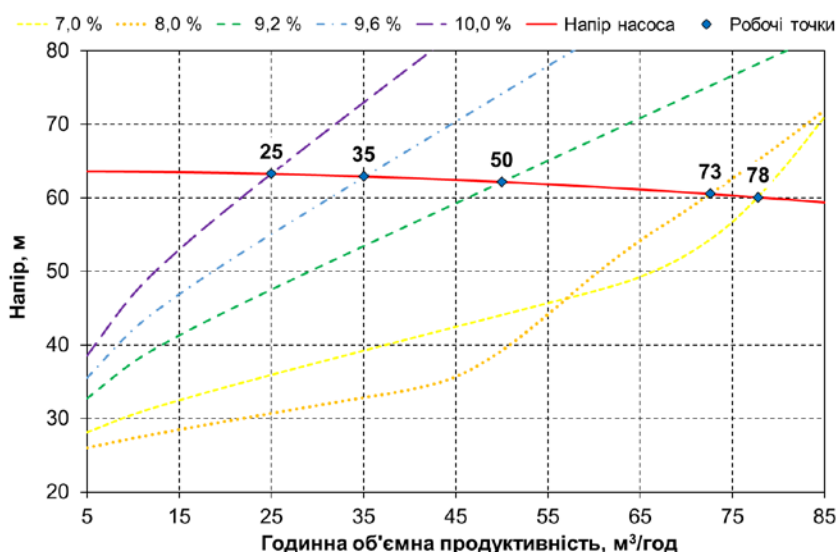


Рис. 2. Суміщена характеристика бардопроводу та відцентрового насоса FLOWERVE

Аналогічно за результатами проведених теплогідравлічних розрахунків побудовано графічні залежності, що відображають динаміку зміни кінцевої температури та усередненого числа Рейнольдса від годинної продуктивності трубопроводу та масового вмісту сухих речовин в барді (рис. 3, 4).

З рис. 3 робимо висновок, що за робочого режиму роботи, який відповідає продуктивностям (25÷35) м³/год, температура продукту в кінці трубопроводу змінюватиметься від 14 °С до 22 °С за вмісту сухих речовин у барді 13 % та 7 % відповідно. Для пікової витрати в 55 м³/год температура в кінці трубопроводу буде становити (25÷27) °С за початкової температури в 40 °С.

Також в результаті проведених багатоваріантних розрахунків бардопроводу встановлено, що за продуктивності менше 45 м³/год буде реалізуватись ламінарний режим перекачування для вмісту сухих речовин у барді від 7 % та більше.

Вихідні дані та результати розрахунків для трубопроводів, призначених для транспортування промислових стоків

У табл. 2 наведено необхідний комплекс вихідних даних для проведення теплового і гідравлічного розрахунку напірної об'єднаної господарсько-побутової та технологічної каналізації відповідно.

Для забезпечення пікової продуктивності каналізаційних трубопроводів із урахуванням відповідного необхідного напору вибрано два відцентрові насоси:

- Grundfos S1.80.125.500.4.62H.S.398.G.N.D.511 (DN 125 PN 16);
- KSB Sewatec K 80-315GC 3EN 200L 02P.

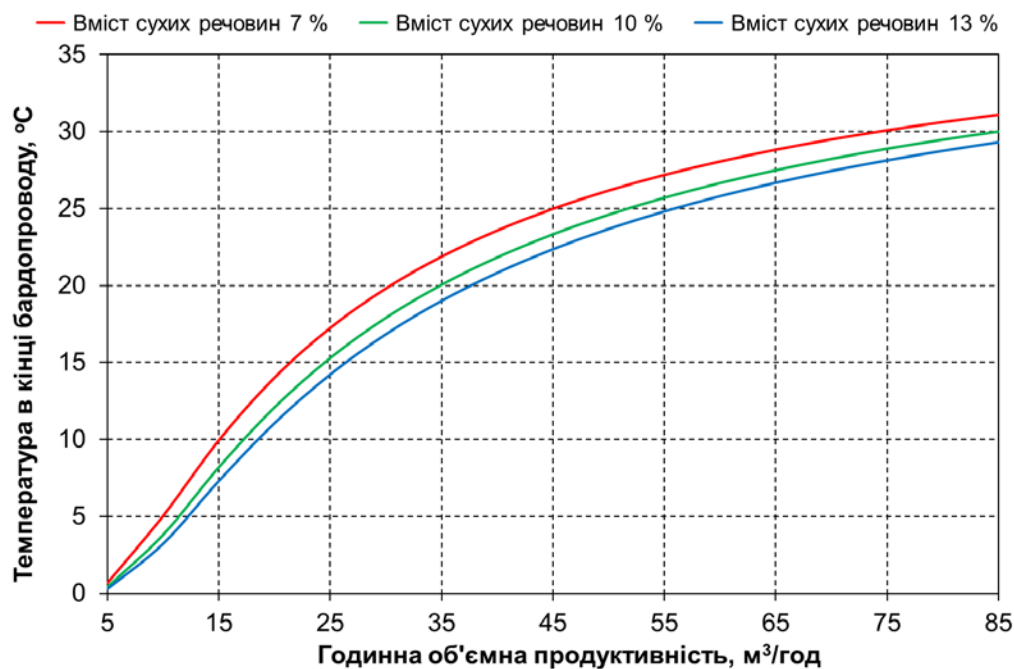


Рис. 3. Графік зміни температури у кінці трубопроводу від продуктивності та вмісту сухих речовин у барді

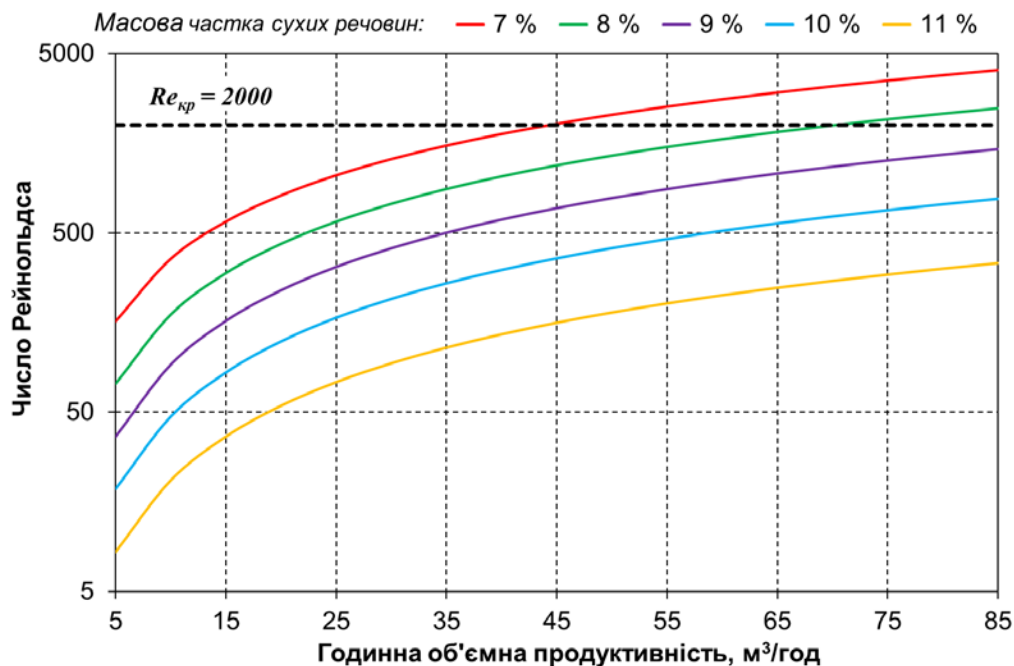


Рис. 4. Графік зміни числа Рейнольдса за середньої температури перекачування від продуктивності та вмісту сухих речовин у барді

Таблиця 2. Вихідні дані для виконання тепло гідравлічного розрахунку напірних трубопроводів промислових стоків

Найменування параметра	Значення параметра	
Номінальна продуктивність $Q_{ном}$, м ³ /год	85	185
Зовнішній діаметр трубопроводу D_3 , мм	225	315
Товщина стінки трубопроводу δ , мм	13,4	17,9
Коефіцієнт теплопровідності ґрунту $\lambda_{гр}$, Вт/(м·°С)	2,50	
Коефіцієнт теплопровідності матеріалу трубопроводу $\lambda_{тр}$, Вт/(м·°С)	0,38	
Геометрична довжина трубопроводу L , м	7407	7550
Різниця геодезичних позначок кінця і початку трубопроводу Δz , м	24,6	21,8
Відношення втрат напору в місцевих опорах до втрат напору від тертя	0,02	
Абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішніх стінок трубопроводу k_e , мм	0,05	
Температура барди на початку трубопроводу t_n , °С	40	
Середня температура ґрунту на глибині залягання осі трубопроводу t_{cp} , °С	0	

На основі результатів теплогідравлічних розрахунків побудовано спільну характеристику каналізаційних трубопроводів та напірну характеристику відцентрового насоса Grundfos, що наведена на рисунку 5.

Робоча точка системи у випадку використання напірної об'єднаної господарсько-побутової каналізації діаметром 225×13,4 мм становить 112 м³/год за напору насоса 57 м. У свою чергу для напірної технологічної каналізації діаметром 315×17,9 мм система працюватиме з продуктивністю 235 м³/год, а відцентровий насос створюватиме напір 46 м.

Аналогічно на рисунку 6 зображено суміщену характеристику каналізаційних трубопроводів та напору відцентрового насоса марки KSB Sewatec.

Для господарсько-побутової каналізації діаметром 225×13,4 мм робоча точка системи становить 111 м³/год при напорі насоса 56 м. Якщо використовується технологічна каналізація діаметром 315×17,9 мм, то об'ємна продуктивність дорівнює 202 м³/год, а напір відцентрового насоса 40 м.

Для заданих діаметрів трубопроводів обидва варіанти відцентрових насосів забезпечуватимуть необхідну годинну продуктивність відкачування каналізаційних і дренажних мас. Проте аналіз характеристик насосів показує, що насос фірми KSB для всього діапазону подач споживатиме меншу потужність в порівнянні з насосом фірми Grundfos.

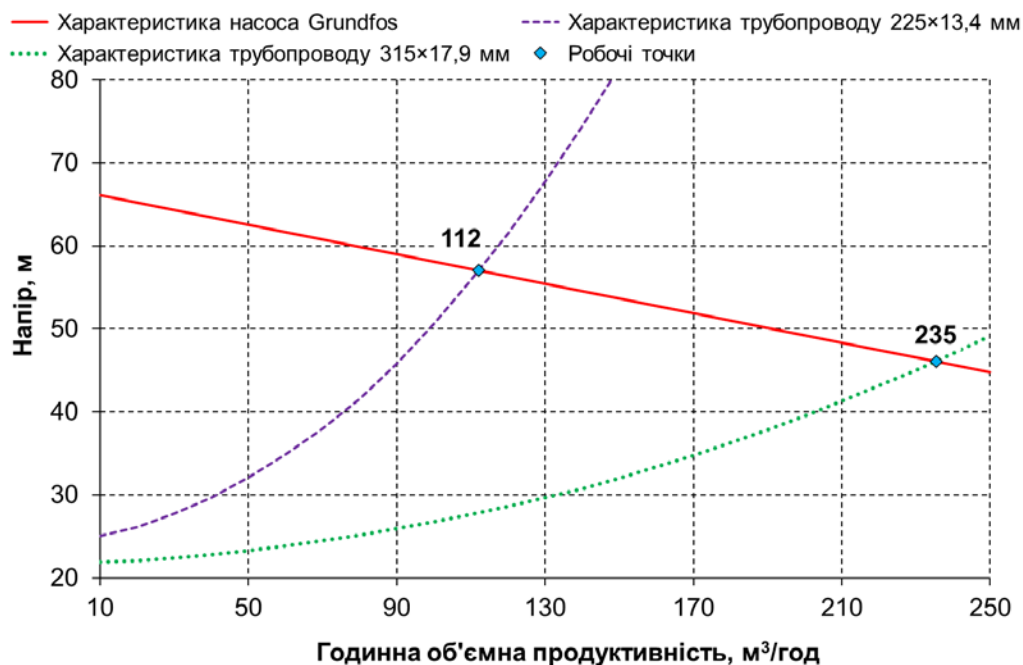


Рис. 5. Суміщена характеристика каналізаційних трубопроводів та відцентрового насоса Grundfos

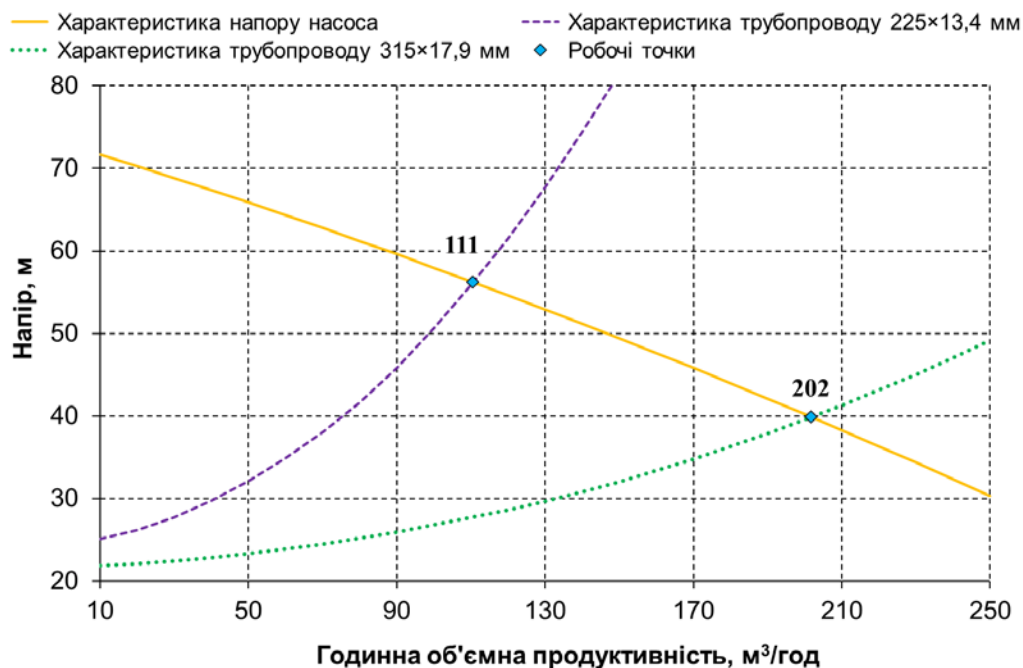


Рис. 6. Суміщена характеристика каналізаційних трубопроводів та відцентрового насоса KSB Sewatec

Вихідні дані та результати розрахунків для трубопроводу, призначеного для транспортування біогазу

При виконанні гідравлічного розрахунку трубопроводу по якому транспортується біогаз, використано масив вихідних даних, що наведено в табл. 3.

Таблиця 3. Вихідні дані для виконання гідравлічного розрахунку газопроводу для транспортування біогазу

Найменування параметра	Значення параметра
Номінальна годинна продуктивність газопроводу за нормальних умов Q_n , м ³ /год	1600
Надлишковий тиск на початку газопроводу p_{nh} , кПа	60
Надлишковий тиск в кінці газопроводу p_{kn} , кПа	15
Атмосферний тиск p_{at} , кПа	101,3
Середня температура газу (температура ґрунту) T , К	273,15
Абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішніх стінок трубопроводу k_e , см	0,002
Геометрична довжина трубопроводу L , м	7550
Відношення втрат напору в місцевих опорах до втрат напору від тертя	0,1
Задане значення внутрішнього діаметра газопроводу d , см	27,92
Густина газу за нормальних умов ρ_n , кг/м ³	1,278
Кінематична в'язкість газу за нормальних умов $\nu_n \times 10^6$, м ² /с	9,717

З використанням наведеного вище алгоритму, проведено проектний (по визначенню діаметра) та експлуатаційний (за заданого значення діаметра) гідравлічний розрахунок газопроводу для біогазу.

Результати всіх розрахунків зведені в табл. 4.

Отже, за результатами проектного гідравлічного розрахунку встановлено, що для забезпечення продуктивності газопроводу 1600 м³/год (за нормальних умов) та кінцевого робочого тиску не нижче 15 кПа необхідно використати поліетиленовий газопровід діаметром 250×14,2 мм (SDR 17,6 [6]). Відповідне значення внутрішнього діаметра становить 221,6 мм. При цьому фактичний надлишковий тиск газу в кінці газопроводу за номінальної продуктивності дорівнює 26 кПа. Об'ємна годинна продуктивність газопроводу за робочих умов складає 1118 м³/год, а відповідне значення середньої швидкості руху газу – 8,1 м/с.

При виконанні експлуатаційного розрахунку (за значенням діаметра 315×17,9 мм, що надане замовником) менше використовується заданий перепад тиску, а саме надлишковий кінцевий тиск для даному випадку становить 50 кПа. Продуктивність газопроводу за робочих умов складає 1038 м³/год, середня швидкість руху газу на ділянці 7,5 м/с.

Таблиця 4. Результати гідравлічного розрахунку газопроводу для біогазу

Найменування параметра	Значення параметра
Газова стала газу R , Дж/(кг·К)	290,4
Абсолютний початковий тиск p_n , кПа	161,3
Абсолютний кінцевий мінімально необхідний тиск $p_{кн}$, кПа	116,3
Розрахункова довжина газопроводу L_p , м	8305
Масова витрата газу M_z , кг/год	2045
Розрахункове значення енергетичного параметра $A_p \times 10^6$, МПа ² /м	1,504
Результати проектного розрахунку (по визначенню діаметра)	
Стандартне значення внутрішнього діаметра газопроводу d , мм	221,6
Маркування трубопроводу відповідно до сортаменту $D_3 \times \delta$, мм	250×14,2
Фактичне значення енергетичного параметра $A_\phi \times 10^6$, МПа ² /м	1,172
Фактичний абсолютний тиск газу в кінці трубопроводу $p_{кф}$, кПа	127,6
Фактичний надлишковий тиск газу в кінці трубопроводу $p^H_{кф}$, кПа	26,3
Середній абсолютний тиск газу на ділянці $p_{ср}$, кПа	145,1
Середній надлишковий тиск газу на ділянці $p^H_{ср}$, кПа	43,8
Середня густина газу на ділянці $\rho_{ср}$, кг/м ³	1,829
Годинна продуктивність газопроводу за робочих умов Q_p , м ³ /год	1118
Швидкість руху газу за робочих умов w_p , м/с	8,05
Результати експлуатаційного розрахунку (за заданого діаметру)	
Задане значення внутрішнього діаметра газопроводу d , мм	279,2
Маркування трубопроводу відповідно до сортаменту $D_3 \times \delta$, мм	315×17,9
Фактичне значення енергетичного параметра A_ϕ , МПа ² /м	0,381
Фактичний абсолютний тиск газу в кінці трубопроводу $p_{кф}$, кПа	151,2
Фактичний надлишковий тиск газу в кінці трубопроводу $p^H_{кф}$, кПа	49,9
Середній абсолютний тиск газу на ділянці $p_{ср}$, кПа	156,3
Середній надлишковий тиск газу на ділянці $p^H_{ср}$, кПа	55,0
Середня густина газу на ділянці $\rho_{ср}$, кг/м ³	1,970
Годинна продуктивність газопроводу за робочих умов Q_p , м ³ /год	1038
Швидкість руху газу за робочих умов w_p , м/с	7,48

Висновки

На основі проведених досліджень процесів трубопровідного транспортування енергоносіїв у діючій системі продукування біогазу можна зробити такі висновки:

1. Обидва варіанти використання відцентрових насосів фірм GEA та FLOWSERVE при перекачуванні зернової барди для масового вмісту сухих речовин до 10 % забезпечуватимуть номінальну об'ємну продуктивність системи від 25 м³/год за відповідного напору насосів 68 м та 63 м. Для більших концентрацій сухих речовин (понад 10 %) необхідно використовувати розріджувачі (наприклад, воду) для зменшення в'язкості.

Також трубопровід працюватиме з продуктивністю понад пікове значення 50 м³/год за концентрації сухих речовин в барді меншій за 9,2 %.

Проте насос фірми GEA працює більш ефективно в порівнянні із насосом фірми Flowserve, оскільки для всього дослідного діапазону подач розвиває більший напір, має вищий коефіцієнт корисної дії та споживає меншу потужність. Тому доцільно буде встановити саме насос GEA Hilge MAXA 065-250 ADY 80/65/18.5 kW/2 (DN 80/65 PN 16).

Для більш точного моделювання течії рідини в трубопроводі необхідно провести експериментальні дослідження реологічних властивостей барди за різних температур і вмісту сухих речовин та врахувати зміну характеристик відцентрового насоса залежно від в'язкості барди.

Для запобігання накопиченню відкладень, необхідно додатково дослідити процес осідання твердих часток барди на стінках трубопроводу. Це допоможе визначити мінімальну швидкість та продуктивність потоку, які забезпечать ефективне видалення відкладень з системи, особливо з її понижених ділянок.

2. Задані діаметри каналізаційних трубопроводів і прийняті два варіанти використання відцентрових насосів забезпечуватимуть необхідну годинну продуктивність відкачування каналізаційних і дренажних мас.

При використанні напірної об'єднаної господарсько-побутової каналізації діаметром 225×13,4 мм, система працюватиме з такими параметрами:

- насос Grundfos: продуктивність 112 м³/год; напір насоса 57 м;
- насос KSB: продуктивність 111 м³/год; напір насоса 56 м.

При експлуатації напірної технологічної каналізації діаметром 315×17,9 мм, система працюватиме з такими параметрами:

- насос Grundfos: продуктивність 235 м³/год; напір насоса 46 м;
- насос KSB: продуктивність 202 м³/год; напір насоса 40 м.

Проте аналіз характеристик насосів показує, що насос фірми KSB для всього діапазону подач споживатиме меншу потужність в порів-

нянні з насосом фірми Grundfos. Тому рекомендується встановити відцентровий насос KSB Sewatec K 80-315GC 3EN 200L 02.

3. Для забезпечення продуктивності газопроводу для біогазу 1600 м³/год (за нормальних фізичних умов) та кінцевий робочий тиск не нижче 15 кПа, необхідно використати поліетиленовий газопровід діаметром 250×14,2 мм (SDR 17,6).

За результатами проектного теплогідравлічного розрахунку встановлено, що фактичний кінцевий надлишковий тиск газу дорівнює 26 кПа за номінальної витрати. За робочих умов продуктивність системи 1118 м³/год, а середня швидкість руху газу в трубопроводі 8,1 м/с.

Експлуатаційний розрахунок для газопроводу діаметром 315×17,9 мм, показав менше використання заданого перепаду тиску. Надлишковий кінцевий тиск в цьому випадку становить 50 кПа. Продуктивність за робочих умов складає 1038 м³/год та середня швидкість руху газу 7,5 м/с.

Отже, використання газопроводу меншого діаметра (250×14,2 мм) дозволяє забезпечити необхідну витрату газу при вищій швидкості руху та більш ефективному використанні перепаду тиску, що з економічної точки зору є кращим варіантом, оскільки потребує менше матеріалів і знижує витрати на будівництво.

Література

1. Біогаз – реальна альтернатива природному газу? – Агробізнес сьогодні <https://agro-business.com.ua/agro/idei-trendy/item/8373-biohaz-realna-alternatyva-pryrodnomu-hazu.html>
2. Distillery Solutions // ZORG Biogas. – URL: <https://zorg-biogas.com/industry-solutions/distilleries>
3. Limestone Slurry Pipeline Optimization // APMonitor. – URL: <https://apmonitor.com/me575/index.php/Main/LimestoneSlurry>
4. The rheological properties of concentrated distillery spent wash / S. S. Sabale, S. S. Mehetre, G. D. Yadav, P. S. Patil // ResearchGate. – URL: <https://scispace.com/pdf/rheological-properties-of-concentrated-distillery-spent-wash-34ulv38ove.pdf>
5. Середюк М. Д. Розрахунок газорозподільних мереж урахуванням профілю траси / М. Д. Середюк, Н. В. Мотрук // Нафтогазова енергетика. – 2024. – №2(42). – С. 37-49. [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-2\(42\)-37-49](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-2(42)-37-49).
6. ДСТУ Б В.2.7-73-98. Труби поліетиленові для подачі горючих газів. Чинний від 1999-01-01. Вид. офіц. Київ: Держбуд України, 1998. 43с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 09.06.2025 р.

**FEATURES OF THERMAL-HYDRAULIC CALCULATIONS
OF PIPELINES FOR BIOGAS PRODUCTION SYSTEMS****S. Y. Hryhorskyi, V. B. Zapukhliak, F. O. Pasichnyk***Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas;**76019, Ivano-Frankivsk, 15 Karpatska Street;**tel. +38 (0342) 72-71-38; e-mail: stanislav.hryhorskyi@nung.edu.ua*

Hydraulic and thermal processes of pipeline transport in biogas production systems have been investigated. An algorithm for thermal-hydraulic calculation for slurry pipelines and sewer pipelines has been developed, which takes into account variable physical and chemical properties, heat exchange with the ground (determination of heat transfer coefficients, similarity criteria) and hydraulic resistance (based on Bernoulli's equation and Darcy-Weisbach's dependence). This allows predicting the temperature of the transported medium along the length of the pipeline, as well as the total head and pressure losses in the system at a given capacity.

For biogas pipelines, where the flow is considered isothermal, the algorithm provides for the calculation of the energy parameter and iterative selection of the optimal internal pipe diameter to ensure the specified nominal productivity and the minimum permissible final pressure. Based on the calculations for manure pipelines and sewer pipelines, a reasonable selection of pumping equipment was made according to the criteria of productivity and required head. It was established that the hydraulic characteristics of the manure pipeline significantly depend on the mass content of dry substances, the average pumping temperature and the energy carrier flow regime.

Keywords: *biogas, grain distiller's grains, thermohydraulic calculation, pipeline transport, hydraulic resistance coefficient; throughput capacity.*