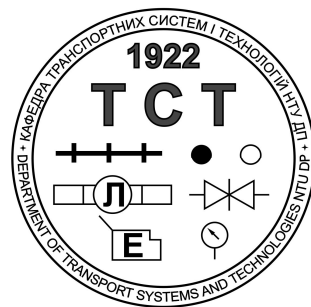


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»



ЗБІРНИК ПРАКТИЧНИХ ЗАВДАНЬ З ТРАНСПОРТУВАННЯ
ТА ЗБЕРІГАННЯ НАФТИ, НАФТОПРОДУКТІВ І ГАЗУ

Методичні рекомендації для бакалаврів спеціальності 185
Нафтогазова інженерія та технології

Дніпро
НТУ «ДП»
2019

1. ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ НАФТ І НАФТОПРОДУКТІВ

1.1 Довідковий матеріал

Фізичні властивості нафт і світлих нафтопродуктів, що мають істотне значення для організації технологічного процесу їх транспортування по трубопроводах, характеризуються щільністю ρ , а також динамічною μ і кінематичною ν в'язкостями.

Щільність рідини. Щільність ρ являє собою масу рідини в одиниці об'єму. Розмірність щільності дається формулою M/L^3 . Одиницею вимірювання щільності в системі СІ служить 1 кг/м^3 . Наприклад, щільність бензинів становить $730 - 760 \text{ кг/м}^3$, гасу $780-830 \text{ кг/м}^3$, дизельних палив $840 - 850 \text{ кг/м}^3$, нафт – $840 - 960 \text{ кг/м}^3$.

При зміні тиску і температури щільність нафтопродукту також змінюється, тому ρ є функція від тиску p і температури T . Для розрахунку щільності в залежності від температури використовується формула

$$\rho(T) = \rho_{20} [1 + \xi(20 - T)], (1)$$

в якій ξ - коефіцієнт об'ємного розширення, $1/^\circ\text{C}$; T - температура, $^\circ\text{C}$, а ρ_{20} - щільність рідини при нормальних умовах ($T = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = p_{\text{атм}} = 0,1013 \text{ МПа}$). Для нафти і нафтопродуктів значення коефіцієнта представлені в табл. 1.

З формули (1) випливає, що в тих випадках, коли $T > 20^\circ\text{C}$, $\rho < \rho_{20}$, а в тих випадках, коли $T < 20^\circ\text{C}$, $\rho > \rho_{20}$.

Таблиця 1

Коефіцієнт об'ємного розширення

Щільність ρ , кг/м^3	Коефіцієнт ξ , $1/^\circ\text{C}$
700-719	0,001225
720-739	0,001183
740-759	0,001118
760-779	0,001054
780-799	0,000995
800-819	0,000937
820-839	0,000882
840-859	0,000831
860-879	0,000782
880-899	0,000734
900-919	0,000688
920-939	0,000645

Для розрахунку щільності нафти або нафтопродукту в залежності від тиску використовується формула:

$$\rho(p) = \rho_{20} [1 + \beta(p - p_{атм})] = \rho_{20} \left[1 + \frac{p - p_{атм}}{K} \right], \quad (2)$$

в якій $\beta (1/Па)$ називається коефіцієнтом стисливості, а K (Па) – модулем пружності рідини. Середні значення модуля пружності для бензинів складають $K \approx 10^9$ Па (1000 МПа); для гасу, дизельного палива і нафт $K \approx 1,5 \cdot 10^9$ Па (1500 МПа).

Використовується також узагальнена формула, що враховує як баричне, так і теплове розширення:

$$\rho(p, T) = \rho_{20} \left[1 + \xi(20 - T) + \frac{p - p_{атм}}{K} \right]. \quad (3)$$

В'язкі властивості рідин. Для характеристик властивостей нафти і нафтопродуктів враховуються дотичні напруження τ , що виникають на майданчиках $d\sigma$, які поділяють шари рідини, що рухаються з різними швидкостями $u(y)$ (рис. 1.1).

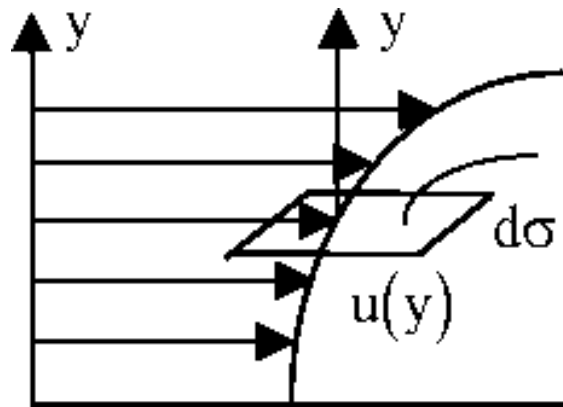


Рис. 1.1. До визначення закону в'язкого тертя

Якщо для характеристик властивостей нафти або нафтопродукту використовується модель в'язкої *ньютонівської рідини*, то дотичне напруження τ покладається пропорційним різниці швидкостей цих шарів, розрахованої на одиницю відстані між ними:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}, \quad (4)$$

Дотичне напруження τ визначається як сила тертя між шарами рідини, розділеними обраним майданчиком, віднесена до площі цього майданчика:

$$[\tau] = \frac{\text{сила}}{\text{площа}} = \frac{M \cdot L / T^2}{L^2} = \frac{M}{L \cdot T^2}.$$

Одиницею виміру τ в системі СІ є Паскаль (Па) або кг/(м·с²).

Коефіцієнт μ пропорційності в законі в'язкого тертя (4) називається *коефіцієнтом динамічної в'язкості*. Розмірність цього коефіцієнта така:

$$[\mu] = [\tau] \cdot T = \frac{M}{L \cdot T}.$$

Одиницею виміру μ в системі СІ є Пуаз, при цьому 1 Пз = 1/10 кг/(м·с). Зокрема, коефіцієнт динамічної в'язкості води дорівнює 0,01 Пз = 0,001 кг/(м·с) або 1 сантипуаз (сПз).

Коефіцієнт ν кінематичної в'язкості рідини визначається як відношення μ / ρ :

$$[\nu] = \left[\frac{\mu}{\rho} \right] = \frac{M / (L \cdot T)}{M / L^3} = \frac{L^2}{T}.$$

Одиницею виміру ν в системі СІ є Стокс, при цьому 1 Ст = 10⁻⁴ м²/с. Зокрема, коефіцієнт кінематичної в'язкості води дорівнює 0,01 Ст = 10⁻⁶ м²/с = 1 санти Стокс (сСт). Кінематична в'язкість бензину становить приблизно 0,6 сСт; дизельного пального – 4 – 9 сСт; малов'язкої нафти – 10 – 15 сСт і т.д. В'язкість нафти і майже всіх нафтопродуктів залежить від температури. При підвищенні температури в'язкість зменшується, при зниженні – збільшується.

Об'ємна витрата Q ламінарної течії в'язкої нестисливої рідини в горизонтальній трубі кругового перетину з радіусом r_0 під дією різниці тисків Δp визначається формулою Гагена-Пуазейля:

$$Q = \frac{\pi \cdot \tau_0^4 \Delta p}{8 \mu L}, \quad (5)$$

в якій L - довжина труби. Витрата аналогічної течії в вертикальній трубі, що відбувається під дією сили тяжіння, визначається формулою

$$Q = \frac{\pi \cdot \tau_0^4 \rho g}{8\mu} = \frac{\pi \cdot \tau_0^4 g}{8 \cdot \nu}, \quad (6)$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили тяжіння.

Якщо куля з діаметром d_0 вельми повільно рухається в в'язкій нестисливій рідині зі швидкістю ν , то з боку рідини на неї діє сила F , яка називається *стоксовським опором*:

$$F = 3\pi \cdot \mu \nu d_0, \quad (7)$$

У ряді випадків для характеристики властивостей високов'язкої нафти або нафтопродукту використовують моделі *неньютоновських рідин*. Прикладом моделі неньютоновської рідини є модель ступеневої рідини Освальда. Для цієї моделі справедливо співвідношення

$$\tau = K \left(\frac{du}{dy} \right)^n, \quad (8)$$

де коефіцієнт K називається *консистентністю*, а n - показником. Якщо $n < 1$, рідину називають *псевдопластичною*, якщо $n > 1$ - *ділатантною*.

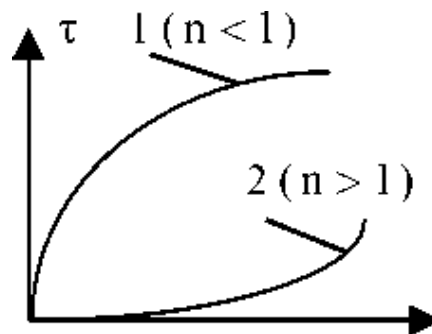


Рис. 1.2. Криві течії ступеневої рідини:

1 – псевдопластичної; 2 – ділатантної

Криві течії, тобто залежності дотичного напруження τ тертя від du/dy (1/с), званою *швидкістю зсуву*, зображені на рис. 1.2.

Об'ємна витрата Q ламінарної течії ступеневої рідини в горизонтальній трубі кругового перетину з радіусом r_0 під дією різниці тисків Δp визначається формулою:

$$Q = \frac{\pi r_0^3 n}{3n+1} \cdot \left(\frac{r_0 \Delta p / L}{2K} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (9)$$

Витрата аналогічної течії в вертикальній трубі, що відбувається під дією сили тяжіння, визначається формулою

$$Q = \frac{\pi r_0^3 n}{3n+1} \cdot \left(\frac{r_0 \rho g}{2K} \right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{r_0 \cdot g}{2 \cdot k / \rho} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (10)$$

Іншою моделлю неньютоновської рідини, що використовується для характеристики властивостей високов'язких нафт, служить модель в'язко-пластичної рідини з граничним напруженням зсуву або модель *рідини Шведова - Бінгама*. Для неї справедливі наступні співвідношення:

$$\tau = \tau_0 + \mu \frac{du}{dy}, \quad \text{якщо } \tau > \tau_0,$$

$$\frac{du}{dy} = 0, \quad \text{якщо } |\tau| \leq \tau_0, \quad (11)$$

$$\tau = -\tau_0 + \mu \frac{du}{dy}, \quad \text{якщо } \tau < -\tau_0$$

Ці співвідношення означають, що до тих пір, поки модуль дотичного напруження τ не перевищить деякої граничної величини τ_0 , що є характеристикою даного середовища і звана *граничним напруженням зсуву*, течія такого середовища не починається (в цьому випадку $du/dy = 0$); і середовище тече як в'язка рідина, якщо $|\tau| \geq \tau_0$ (при цьому $du/dy \neq 0$). Крива течії в'язко-пластичної рідини представлена на рис. 1.3.

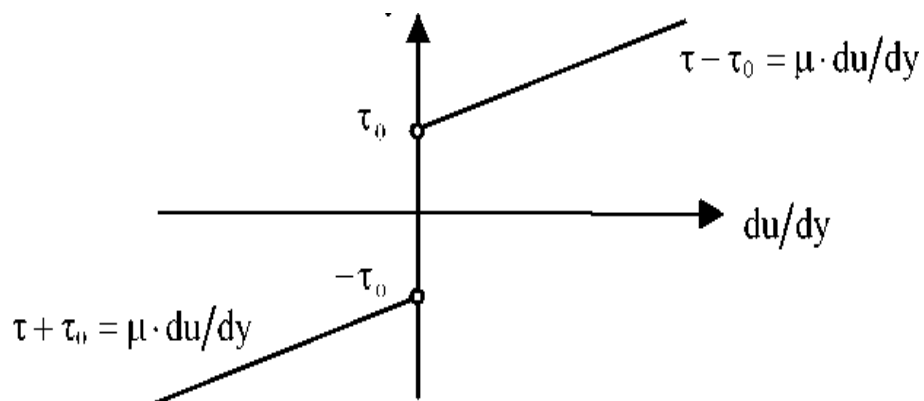


Рис. 1.3 Крива течії в'язко-пластичної рідини

Об'ємна витрата ламінарної течії в'язко-пластичної рідини Шведова-Бінгама в горизонтальній трубі кругового перетину з радіусом r_0 під дією різниці тисків Δp визначається формулою:

$$Q = \frac{\pi r_0^4 \Delta p / L}{8\mu} \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{2\tau_0}{r_0 \cdot \Delta p / L} \right) + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{2\tau_0}{\tau_0 \cdot \Delta p / L} \right)^4 \right], \quad (12)$$

Для початку такої течії повинна виконуватися умова

$$\Delta p > \frac{2\tau_0 \cdot L}{r_0} \text{ або } \frac{2\tau_0}{r_0 \cdot \Delta p / L} < 1.$$

Випаровуваність рідин. При кожній температурі для нафти і нафтопродуктів існує тиск p_y , при якому рідка і парова фаза знаходяться в термодинамічній рівновазі. Це тиск називають *пружністю насичених парів*, (кг/м·с²). Наприклад, пружність насичених парів бензину при $T = 20^\circ\text{C}$ становить МПа, для різних сортів гасу, дизельних палив і нафт $p_y \approx 0,01 + 0,02$ МПа.

Для стабільних рідин $p_y < 1,0$ атм. (0,1 МПа); для нестабільних – пружність насичених парів більше атмосферного тиску.

Нагадаємо, що $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$; $10^6 \text{ Па} = 1 \text{ МПа}$; $1 \text{ атм.} = 98100 \text{ Па}$, $1 \text{ МПа} \approx 10 \text{ атм.}$; нормальний атмосферний тиск дорівнює $0,1013 \text{ МПа}$.

Деформованість трубопроводу. Якщо нафта або нафтопродукт знаходяться в трубопроводі під тиском p більшим, ніж тиск навколишнього середовища p_0 , то поперечний переріз трубопроводу збільшено, причому збільшення внутрішнього діаметра Δd і площі поперечного перерізу ΔS даються формулами:

$$\Delta d > \frac{d_0^2}{2\delta \cdot E} \cdot \Delta p, \quad \Delta S > \frac{\pi \cdot d_0^3}{4\delta \cdot E} \cdot \Delta p, \quad (13)$$

де $\Delta p = p - p_0$; d_0 – номінальне значення діаметру; δ – товщина стінки трубопроводу ($\delta \ll d_0$); E – модуль Юнга матеріалу, з якого зроблений трубопровід. Наприклад, для трубних сталей $E \cong 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ або $2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Об'єм V внутрішньої порожнини трубопроводу змінюється, хоча і незначно, при зміні температури. Зміна ΔV об'єму внутрішньої порожнини трубопроводу пов'язано з тепловим розширенням. У розрахунках використовують формули:

$$V(T) = V_0 \cdot [1 + a_T(T - T_0)], \quad \text{і } \Delta V = a_T(T - T_0) \cdot V_0, \quad (14)$$

в яких V_0 – початковий об'єм трубопроводу; T – температура трубопроводу; T_0 – початкова температура; a_T – коефіцієнт теплового (об'ємного) розширення металу, з якого зроблений трубопровід (для сталей $a_T \cong 3,3 \cdot 10^{-5} 1/^\circ\text{C}$).

При одночасній зміні тиску рідини в трубопроводі на величину Δp і температури – на ΔT зміну об'єму трубопроводу ΔV розраховують за формулою:

$$\Delta V = V_0 \cdot \left[a_T (T - T_0) + \frac{d_0}{\delta \cdot E} (p - p_0) \right] \quad (15)$$

1.2 Задачі

1. Щільність нафти при температурі 20°C дорівнює 845 кг/м^3 . Обчислити щільність тієї ж нафти при температурі 5°C .

Відповідь. $855,5 \text{ кг/м}^3$.

2. Щільність нафти при температурі 5°C становить 875 кг/м^3 . Обчислити щільність тієї ж нафти при температурі 20°C .

Відповідь. $864,9 \text{ кг/м}^3$.

3. Щільність зимового дизельного палива при температурі 12°C складає 840 кг/м^3 . Яка буде його щільність при температурі 18°C ?

Відповідь. $835,6 \text{ кг/м}^3$.

4. Температура авіаційного гасу ТС-1 з номінальною щільністю $\rho_{20} = 825 \text{ кг/м}^3$ опустилася на 8°C . На скільки % збільшилася його щільність?

Відповідь. На $0,71\%$.

5. Рівень нафти ($\rho_{20} = 850 \text{ кг/м}^3$) у вертикальному циліндричному резервуарі становив вранці 9 м , рахуючи від дна резервуара. Визначити, на скільки зміниться цей рівень днем, коли середня температура рідини збільшиться на 7°C .

Відповідь. Підвищиться на $5,23 \text{ см}$.

6. Температура нафти ($\rho_{20} = 870 \text{ кг/м}^3$) в вертикальному циліндричному резервуарі зменшилася за добу на 10°C . На скільки зміниться рівень рідини в резервуарі, якщо відомо, що спочатку він становив 6 м ?

Відповідь. Опуститься на $4,7 \text{ см}$.

7. Автомобільний бензин А-80 ($\rho_{20} = 730 \text{ кг/м}^3$) зберігається при температурі $T_0 = 15^\circ\text{C}$ в горизонтальній циліндричній цистерні з діаметром котла 5 м і протяжністю 50 м . Горловина цистерни являє собою вертикальний циліндр з діаметром 2 м і висотою 3 м . Рівень бензину в горловині цистерни знаходиться на 1 м нижче її верхнього краю. Визначити, на скільки цей рівень знизиться, якщо температура палива зменшиться на 5°C .

Відповідь. На 1,84 м.

8. Автомобільний бензин ($\rho_{20} = 730 \text{ кг/м}^3$) в цистерні бензовоза нагрівся на 25°C , заповнивши її до нижнього зрізу горловини, в зв'язку з чим об'єм палива став рівним номінальному об'єму цистерни 10 м^3 . Визначити, який об'єм бензину буде зафіксований в підземній ємності автозаправної станції (АЗС) після зливу цистерни, коли температура бензину зменшиться до температури 15°C навколишнього ґрунту.

Відповідь. $9,825 \text{ м}^3$, тобто на 175 л менше.

9. Яка зміна місткості ділянки сталевго нафтопроводу ($D = 820 \text{ мм}$, $\delta = 10 \text{ мм}$, $L = 100 \text{ км}$) при збільшенні середнього тиску нафти, що знаходиться в ньому, на 10 атм.?

Відповідь. $19,7 \text{ м}^3$.

10. Яка зміна місткості ділянки сталевго нафтопроводу ($D = 820 \text{ мм}$, $\delta = 10 \text{ мм}$, $L = 100 \text{ км}$) при збільшенні середньої температури нафти, що знаходиться в ньому, на 10°C ?

Відповідь. $16,6 \text{ м}^3$.

11. Тиск дизельного палива ($\rho_{20} = 840 \text{ кг/м}^3$) в практично горизонтальній ділянці нафтопродуктопроводу ($D = 530 \text{ мм}$, $\delta = 8 \text{ мм}$, $L = 120 \text{ км}$) становить 20 атм. Обчислити масу палива на цій ділянці, якщо відомо, що температура рідини дорівнює 15°C . Тепловим розширенням трубопроводу знехтувати.

Відповідь. $\approx 21030,8 \text{ т}$.

12. Тиск дизельного палива ($\rho_{20} = 840 \text{ кг/м}^3$) в практично горизонтальній ділянці нафтопродуктопроводу ($D = 530 \text{ мм}$, $\delta = 8 \text{ мм}$, $L = 120 \text{ км}$) становить 20 атм. Яку масу дизельного палива потрібно відкачати з цього трубопроводу, щоб тиск в ньому знизився до 10 атм? Температуру вважати постійною, рівною 15°C ; тепловим розширенням трубопроводу знехтувати.

Відповідь. $\delta \approx 20,3 \text{ т}$.

13. Згідно з правилами технічної експлуатації нафтопродуктопроводів, на них проводяться щомісячні інвентаризації. Так, наприклад, на 01 квітня на ділянці деякого практично горизонтального нафтопродуктопроводу ($D = 377 \text{ мм}$, $\delta = 8 \text{ мм}$, $L = 140 \text{ км}$) перебував автомобільний бензин АІ-92 ($\rho_{20} = 750 \text{ кг/м}^3$) при температурі 7°C . Тиски на початку і кінці ділянки становили 35 і 3 атм, відповідно. Станом на 01 травня на даній ділянці перебував той же бензин, проте його температура становила 15°C , а тиски – 45 і 5 атм, відповідно. Визначити, на скільки змінилася маса бензину на даній ділянці нафтопродуктопроводу.

Відповідь. Зменшилася на 85,485 т.

14. Знайти залежність Δp зміни тиску в повністю заповненому рідиною ділянці зупиненого трубопроводу від зміни температури ΔT .

$$\text{Відповідь. } \Delta p = \frac{\xi - a}{1/K + d_0 / (\delta \cdot E)} \cdot \Delta T,$$

де d_0 – початковий внутрішній діаметр трубопроводу; δ – товщина його стінки; E – модуль Юнга; K – модуль пружності рідини.

15. Під час опресовки ділянки нафтопродуктопроводу ($D = 514$ мм, $\delta = 8$ мм, $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, $\alpha = 3,3 \cdot 10^{-5}$ 1/°C), що перекачує дизельне паливо

($\rho_{20} = 840$ кг/м³, $K = 1,5 \cdot 10^9$ Па, $p_y = 5 \cdot 10^3$ Па), в ньому створили тиск

$p_1 = 2,5$ МПа; при цьому температура нафтопродукту і труби склала 10 °C. Визначити, який тиск буде в випробуваній ділянці, якщо температура нафтопродукту (і труби) знизиться на 3 °C, тобто стане рівною 7 °C.

Відповідь. 0,06 МПа (тобто тиск знизиться майже на 25 атм).

16. Визначити динамічну в'язкість нафти (900 кг/м³), якщо відомо, що 300 мл цієї нафти витікають з камери капілярного віскозиметра через вертикальну циліндричну трубку з внутрішнім діаметром 2 мм за 500 с.

Відповідь. $\cong 5,78$ сПз.

17. Визначити кінематичну в'язкість нафти, якщо відомо, що 50 мл цієї нафти витікає з камери віскозиметра через вертикальний циліндричний капіляр з внутрішнім діаметром 2 мм за 4 хв.

Відповідь. 18,5 сСт.

18. Для визначення в'язкості нафти ($\rho_i = 900$ кг/м³) в неї кинута металева дробинка ($d = 0,5$ мм, $\rho = 7800$ кг/м³), яка під дією сили тяжіння повільно опускається вниз з постійною швидкістю 0,5 см/с. Визначити динамічну і кінематичну в'язкості нафти.

Відповідь. 188 сПз, 209 сСт.

19. Для виявлення властивостей парафінистої нафти проводять експерименти по вільному витоку порції нафти об'ємом 200 мл з камери віскозиметра. У першому досліді витікання відбувається через вертикальний циліндричний капіляр з внутрішнім діаметром 2 мм, а в другому – через аналогічний капіляр з внутрішнім діаметром 4 мм. У першому досліді час закінчення дорівнював 3000 с, у другому - 150 с. Вважаючи нафту ступеневою рідиною Освальда, знайти константи n і κ/ρ моделі.

Відповідь. $n = 0,756$; $\kappa/\rho = 1,61 \cdot 10^{-4}$ м²/с^{1,244}.

20. Експерименти показали, що парафіниста нафта має максимальне напруження τ_0 зсуву, і її властивості можуть бути описані в рамках моделі в'язко-пластичної рідини Шведова-Бінгама. Знайти максимальне напруження

зсуву, якщо для течії рідини в горизонтальній трубці з внутрішнім діаметром 5 мм і довжиною 50 см з витратою 3 см³/с необхідна різниця Δp тисків 150 кПа, а для течії з удвічі більшою витратою – 200 кПа.

Відповідь. = 199 Па.

2. ТИПОВІ ЗАВДАННЯ З ДИСЦИПЛІНИ «ЗАГАЛЬНА ГІДРАВЛІКА»

2.1. Гідростатика

Теоретичні основи

Розподіл тиску в рідині, що спочиває, знаходиться з рівнянь рівноваги Ейлера:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho X$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \rho Y$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \rho Z$$

$$\text{або } dp = \rho (Xdx + Ydy + Zdz), \quad (2.1.1)$$

в яких, вектор \vec{F} , з компонентами (X, Y, Z) називається щільністю масових сил або напругою масових сил (масова сила, розрахована на одиницю маси; розмірність – прискорення). Диференціальне рівняння поверхні рівного тиску (ізобаричної поверхні), має вигляд:

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0. \quad (2.1.2)$$

Поверхня розділу між рідким і газоподібним середовищем називається *вільною поверхнею*.

В однорідній нестисливій рідині ($\rho = const$), що знаходиться в рівновазі під дією сили тяжіння ($X = 0, Y = 0, Z = -g$, вісь z спрямована вгору), розподіл тиску визначається з виразу

$$p = p_0 + \rho g (z_0 - z) = p_0 + \rho gh, \quad (2.1.3)$$

де p_0 – тиск в точках горизонтальній площині з координатою z_0 (за таку площину найчастіше вибирається вільна поверхня рідини); z – координата точки, в якій визначається тиск p ; $h = z_0 - z$ – глибина занурення даної точки

по відношенню до площини з координатою z_0 ; g – прискорення вільного падіння (рис. 2.1.1).

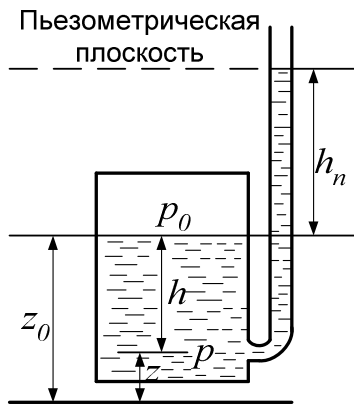


Рис. 2.1.1. Закрита посудина з рідиною, що спочиває (праворуч показана вертикальна відкрита трубка - пьезометр)

Формула (2.1.3) носить назву *основного рівняння гідростатики*. З неї випливає закон Паскаля: зміна тиску в будь-якій точці рідини, що спочиває і продовжує залишатися в спокої передається однаковим чином всім точкам цієї рідини. У досконалому газі, тобто газі, що підкоряється закону Клапейрона, який знаходиться в рівновазі під дією сили тяжіння, розподіл тиску за умови сталості температури по висоті ($T = const$) визначається барометричною формулою

$$p = p_0 e^{\frac{\rho_0 g (z_0 - z)}{p_0}}, \quad (2.1.4)$$

де p_0 , ρ_0 - відповідно абсолютний тиск і щільність газу в точках горизонтальній площині з координатою Z_0 .

З формули (2.1.4) можна знайти висоту:

$$z_0 - z = \frac{p_0}{\rho_0 g} \ln \frac{p}{p_0}. \quad (2.1.5)$$

Ця формула називається формулою барометричного нівелювання, оскільки дозволяє визначати різницю висот за показаннями двох барометрів.

З формул (2.1.3) і (2.1.4) випливає, що поверхнями рівного тиску для рідини і газу, що знаходяться в абсолютному спокої, є горизонтальні площини:

$$z = const.$$

Найпростішим приладом для вимірювання тиску в посудині з рідиною є пьезометр, що представляє собою вертикальну відкриту зверху скляну трубку, що приєднана до посудини (рис. 2.1.1). Пьезометр вимірює

надлишковий тиск на поверхні рідини в посудині; пьезометрична висота дорівнює:

$$h_n = \frac{p_0 - p_a}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g}, \quad (2.1.6)$$

де p_a - атмосферний тиск.

Назвемо **пьезометричною поверхнею** поверхню, що проходить через рівень рідини в пьезометрі, або, ту ж, поверхню, на якій тиск дорівнює атмосферному.

Якщо $p_0 > p_a$, то $\Delta p > 0$, і пьезометрическая поверхня розташовується вище рівня рідини в посудині; якщо $p_0 < p_a$, то $\Delta p < 0$, і вона знаходиться нижче рівня рідини; якщо $p_0 = p_a$, то пьезометрична поверхня збігається з поверхнею рідини.

Для вимірювання тиску застосовуються такі прилади: *барометри* вимірюють атмосферний тиск, *манометри* - надмірний (рис. 2.1.5), *вакуумметри* - вакуум; для вимірювання різниці тиску в двох точках застосовуються диференціальні манометри (рис. 2.1.7).

Питання для самоконтролю

1. Які види тиску ви знаєте, і якими приладами вони вимірюються?
2. Яке чисельне співвідношення між одиницями тиску "Паскаль" і "Технічна атмосфера"?
3. Як запишеться основне рівняння гідростатики, якщо відомо тиск p_u на вільній поверхні рідини, і потрібно визначити абсолютний тиск в нижче розташованій точці?
4. Який вид тиску обов'язково використовується в формулах барометричного нівелювання?
5. Де розташована пьезометрична поверхня для відкритої посудини з рідиною?

Приклади розв'язання задач

Приклад 2.1.1. У закритому резервуарі з нафтою щільністю $\rho = 880 \text{ кг/м}^3$ вакуумметр, встановлений на його кришці, показує $p_v = 1,18 \cdot 10^4 \text{ Па}$ (рис. 2.1.2).

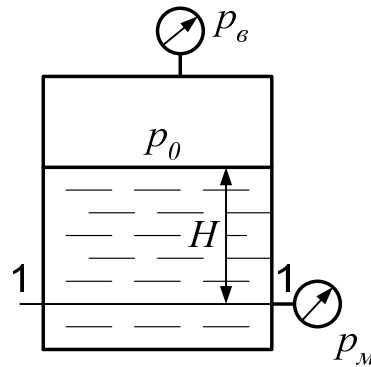


Рис. 2.1.2

Визначити показання манометра p_m , приєднаного до резервуару на глибині $H = 6 \text{ м}$ від поверхні рідини, і положення пьезометричної площини.

Рішення

Проведемо площину 1 - 1 на рівні приєднання манометра. У цій площині абсолютний тиск відповідно до основним рівнянням гідростатики (2.1.3) дорівнює:

$$p_{1-1} = p_0 + \rho g H,$$

де p_0 - абсолютний тиск на поверхні, що дорівнює $p_a - p_v$.

Тоді

$$p_{1-1} = p_a - p_v + \rho g H.$$

З іншого боку, оскільки манометр вимірює надлишковий тиск ($p_m = p_u$), то

$$p_{1-1} = p_a + p_m.$$

Прирівнявши два вирази для p_{1-1} , знайдемо p_m :

$$p_m = - p_v + \rho g H = - 1,18 \cdot 10^4 + 880 \cdot 9,8 \cdot 6 = 3,99 \cdot 10^4 \text{ Па}.$$

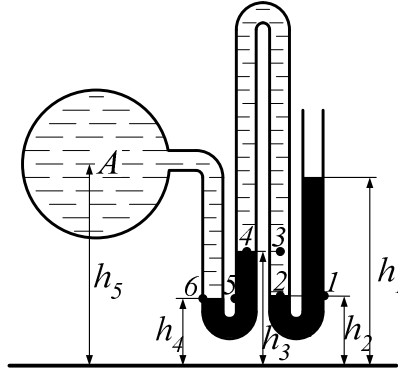
Оскільки на поверхні рідини тиск менше атмосферного, то пьезометрична висота відємна:

$$h = \frac{\Delta p}{\rho g} = - \frac{p_v}{\rho g} = - \frac{1,18 \cdot 10^4}{880 \cdot 9,8} = -1,37 \text{ м},$$

і пьезометрична площина розташована нижче поверхні рідини на відстані 1,37 м.

Приклад 2.1.2. Знайти надлишковий тиск в посудині А з водою за показаннями багатоступінчастого дворідинного ртутного манометра (рис. 2.1.3): $h_1 = 82$ см; $h_2 = 39$ см; $h_3 = 54$ см; $h_4 = 41$ см; $h_5 = 100$ см; $\rho_в = 10^3$ кг/м³; $\rho_р = 1,36 \cdot 10^4$ кг/м³.

Рис.2.1.3



Рішення

Оскільки рідина знаходиться в рівновазі, то тиски в точці 1 і в точці 2 рівні як тиски в точках одного і того ж об'єму однорідної рідини, що спочиває, розташованих на одній горизонталі, тобто $p_1 = p_2$. На тій же підставі $p_3 = p_4$, $p_5 = p_6$. У той же час надлишковий тиск

$$p_1 = \rho_в g (h_1 - h_2), p_3 = p_2 - \rho_р g (h_3 - h_2),$$

$$p_5 = p_4 + \rho_р (h_3 - h_4) g,$$

$$p_A = p_6 - \rho_в g (h_5 - h_4).$$

Виключивши з цих співвідношень проміжні тиски p_2 , p_4 , p_6 , отримаємо:

$$\begin{aligned} p_A &= \rho_в g [(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4)] - \rho_р g [(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)] = \\ &= 1,36 \cdot 10^4 \cdot 9,8 (0,43 + 0,13) - 10^3 \cdot 9,8 (0,15 + 0,59) = 67,4 \text{ кПа}. \end{aligned}$$

Приклад 2.1.3. Визначити тиск на забої закритої газової свердловини (рис. 2.1.4.), якщо глибина свердловини $H = 2200$ м, манометричний тиск на усті $p_м = 10,7$ МПа, щільність природного газу при атмосферному тиску і температурі у свердловині (рахованої незмінною по висоті) $\rho = 0,76$ кг/м³, атмосферний тиск $p_a = 98$ кПа.

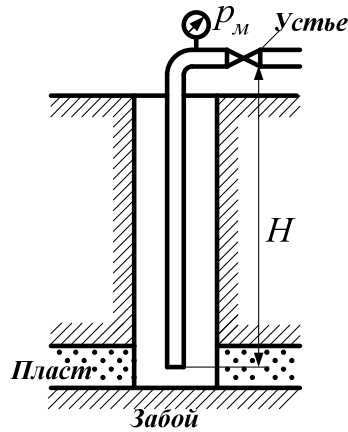


Рис. 2.1.4

Рішення

Для визначення тиску на вибої газової свердловини скористаємося барометричною формулою (2.1.4.)

$$p = p_0 e^{\frac{\rho_0 g (z_0 - z)}{p_0}}$$

У нашій задачі p_0 - абсолютний тиск газу на гирлі свердловини

$$\begin{aligned} p_0 &= p_a + p_m = 9,8 \cdot 10^3 + 10,7 \cdot 10^6 = \\ &= 10,8 \cdot 10^6 \text{ Па;} \end{aligned}$$

ρ_0 - щільність при тиску p_0 , а $z_0 - z = 2200$ м.

З рівняння стану газу випливає, що

$$\frac{\rho_0}{p_0} = \frac{\rho_a}{p_a} = \frac{0,76}{98 \cdot 10^3} = 7,76 \cdot 10^{-6} \text{ с}^2 / \text{м}^2,$$

а показник ступеня:

$$\frac{\rho_0 \cdot g (z_0 - z)}{p_0} = 7,76 \cdot 10^{-6} \cdot 9,8 \cdot 2200 = 0,167.$$

тоді

$$p = 10,8 \cdot 10^6 \cdot e^{0,167} = 12,8 \text{ МПа.}$$

ГІДРАВЛІЧНІ РЕЖИМИ РОБОТИ НАФТО- І НАФТОПРОДУКТОПРОВОДІВ

Довідковий матеріал

Основними рівняннями для розрахунку усталених течій однорідної нестисливої рідини в трубопроводі є рівняння Бернуллі

$$\left(\frac{a_k \cdot v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 \right) - \left(\frac{a_k \cdot v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 \right) = h_{1-2}, \quad (6)$$

а також рівняння збереження маси рідини

$$\rho \cdot v_1 S_1 = \rho \cdot v_2 S_2 = M, \quad (17)$$

записані для потоку рідини в трубопроводами між перетинами 1 і 2.

Тут:

M – масова витрата рідини (кг/с);

$$H(x) = \frac{a_k \cdot v^2}{2g} + \frac{p(x)}{\rho g} + z(x) - \text{повний напір в перерізі } x, \text{ (м);}$$

h_{1-2} – втрати напору між перетинами 1 і 2 (м).

Для ділянки трубопроводу, все перетину якого повністю заповнені рідиною,

$h_{1-2} = h_\tau + h_i$. Тут:

$$h_\tau = \int_{x_1}^{x_2} \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} dx - \text{втрати напору на тертя;}$$

$$h_i = \sum_k \zeta_k \cdot \frac{v^2}{2g} - \text{втрати напору на місцевих опорах (поворотах, засувках,}$$

трійниках і т. п.);

$\lambda = \lambda(\text{Re}, \varepsilon)$ – коефіцієнт гідравлічного опору; $\text{Re} = vd / \nu$ – число

Рейнольдса; $\varepsilon = \Delta / d$ – відносна шорсткість; Δ – абсолютна шорсткість; a_k

– коефіцієнт Коріоліса ($a_k = 2$ для ламінарної течії; $a_k \cong 1$ для турбулентної

течії); ζ_k – коефіцієнт місцевого опору.

Якщо трубопровід має постійний діаметр, то рівняння (16) і (17) спрощуються:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} + (z_1 - z_2) = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} + \sum_k \zeta_k \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (18)$$

$$v_1 = v_2 = \frac{4Q}{\pi d^2}, \quad (19)$$

де L – відстань між перетинами 1 і 2; Q – об'ємна витрата рідини.

Графічна інтерпретація рівняння Бернуллі представлена на рис. 1.4. На цьому малюнку представлені: профіль трубопроводу (жирна ламана лінія); лінія $H(x)$ залежності повного напору H від координати x вздовж осі трубопроводу (пряма лінія з постійним кутом β нахилу до горизонту) і три складові повного напору в довільному перерізі трубопроводу: *геометричний напір* $z(x)$, *гідрометричний напір* $p(x)/\rho g$ і *швидкісний напір* $\alpha_k v^2(x)/2g$. Лінія $H(x)$, що представляє залежність повного напору від координати вздовж осі трубопроводу, називається *лінією гідравлічного ухилу*.

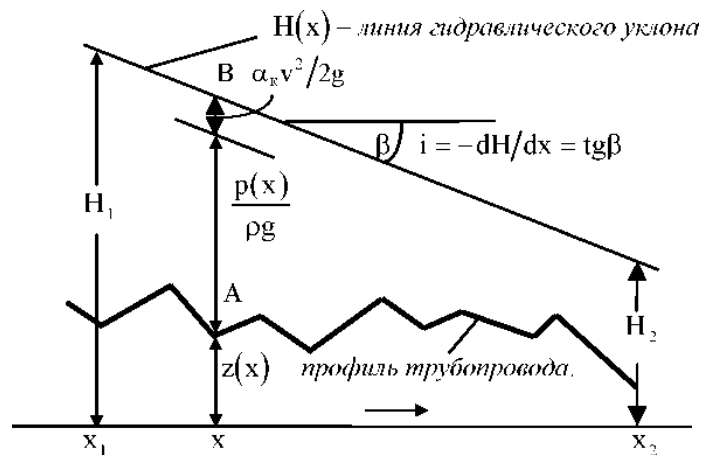


Рис. 1.4. Геометрична інтерпретація рівняння Бернуллі

Необхідною умовою того, щоб перерізи трубопроводу були заповнені рідиною, є умова

$$p > p_y \text{ або } \rho g \cdot [H(x) - z(x)] > p_y, \quad (20)$$

де p_y – пружність насичених парів рідини, що транспортується. Геометрично ця умова означає, що лінія $H(x)$ гідравлічного ухилу повинна проходити вище профілю $z(x)$ трубопроводу на величину $p_y / \rho g$.

Безрозмірну величину $i = -dH / dx$, що визначає зменшення напору на одиницю довжини трубопроводу, називають *гідравлічним ухилом*. Для трубопроводу з постійним діаметром існує наступне рівність:

$$i = \lambda(\text{Re}, \varepsilon) \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (21)$$

Іноді гідравлічний ухил вимірюють в м/км, тобто в метрах падіння напору на 1 км довжини трубопроводу (1 м/км відповідає $i = 0,001$).

Гідравлічною $Q - H$ – характеристикою ділянки трубопроводу називається залежність різниці п'зометричних напорів $\Delta H = (p_1 - p_2) / \rho g$ на початку і кінці ділянки від витрати Q рідини, що транспортується. Якщо ділянка трубопроводу не має парогазових порожнин, тобто всі його перетини заповнені рідиною, то, як це впливає з (18):

$$\Delta H = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = (z_1 - z_2) + h_{1-2}(Q), \quad (22)$$

Коефіцієнт гідравлічного опору можна обчислити за такими правилами.

Якщо режим течії рідини в трубопроводі – *ламінарний*, тобто струменевий, пошаровий (для цього число Рейнольдса повинно бути менше 2320), то для обчислення використовується формула Стокса:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}, \quad (23)$$

У міру збільшення числа Рейнольдса ($\text{Re} > 2300$) режим течії рідини в трубопроводі поступово втрачає гідродинамічну стійкість і переходить в турбулентний, тобто виникають завихрення з перемішуванням шарів. Найбільш відомою формулою для розрахунку коефіцієнта λ в цьому випадку є формула Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\varepsilon + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{1/4}, \quad (24)$$

справедлива в широкому діапазоні чисел Рейнольдса, починаючи від 10^4 до 10^6 і вище.

Якщо $10^4 < Re < 27/\varepsilon^{1.143}$, то формула Альтшуля переходить в іншу формулу – формулу Блазіуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}, \quad (25)$$

що має ту характерну особливість, що в неї так само, як і в формулу Стокса для ламінарного режиму, не входить величина ε відносної шорсткості внутрішньої поверхні трубопроводу. Останнє означає, що в розглянутому діапазоні чисел Рейнольдса трубопровід поводить себе як *гладкий*, тому течію рідини в цьому діапазоні називають навіть течією в *гідравлічно гладкій трубі*.

В області переходу течії від ламінарного до турбулентного, тобто в діапазоні чисел Рейнольдса від 2320 до 10^4 , можна використовувати апроксимаційну формулу Гінзбурга:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \cdot (1 - y) + \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \cdot y, \quad (26)$$

в якій $y = 1 - e^{-0,002 \cdot (Re - 2320)}$ – коефіцієнт перемезованості. Очевидно, що конструкція останньої формули забезпечує безперервність переходу від формули Стокса для ламінарного режиму течії до формули Блазіуса для турбулентного режиму в зоні гідравлічно гладких труб.

Якщо ж $Re > 500/\varepsilon$, то другим доданком в круглій дужці формули Альтшуля можна знехтувати в порівнянні з першим, звідки випливає, що при "великих" швидкостях тертя рідини визначається, головним чином, ступенем гладкості внутрішньої поверхні трубопроводу, тобто параметром ε . В цьому випадку можна використовувати більш просту формулу – формулу Шіфрінсона:

$$\lambda = 0,11 \cdot \varepsilon^{0,25}, \quad (27)$$

Звідси випливає, що опір тертя пропорційний квадрату середньої швидкості рідини, через що розглянутий режим течії називають *квадратичним*.

ЗАДАЧІ

21. Середня по перетину швидкість V течії нафти ($\rho = 900 \text{ кг/м}^3$) в трубопроводі ($D = 1020 \text{ мм}$; $\delta = 10 \text{ мм}$) дорівнює $1,0 \text{ м/с}$. Визначити річну пропускну здатність нафтопроводу.

Відповідь. $21,365 \text{ млн. т/рік}$.

22. Нафтопродуктопровід складається з двох послідовно з'єднаних ділянок: першого – з діаметром $D_1 = 530 \text{ мм}$ і товщиною стінки $\delta_1 = 8 \text{ мм}$, і другого з діаметром $D_2 = 377 \text{ мм}$ і товщиною стінки $\delta_2 = 6 \text{ мм}$. Швидкість стаціонарної течії бензину в першій ділянці становить $1,2 \text{ м/с}$. Яка швидкість течії бензину в другій?

Відповідь. $2,38 \text{ м/с}$

23. Перекачування нафти ($\rho = 890 \text{ кг/м}^3$; $\mu = 0,015 \text{ Пз.}$) ведеться по нафтопроводу ($D = 530 \times 8 \text{ мм}$) з витратою $800 \text{ м}^3/\text{год}$. Визначити режим течії і обчислити коефіцієнт гідравлічного опору.

Відповідь: Турбулентний режим в області гідравлічно гладких труб; $\lambda = 0,0236$.

24. Перекачування бензину Аі-92 ($\rho = 750 \text{ кг/м}^3$; $\mu = 0,5 \text{ сПз.}$) ведеться по нафтопродуктопроводу ($D = 530 \times 8 \text{ мм}$; $\Delta = 0,22 \text{ мм}$) з витратою $1100 \text{ м}^3/\text{год}$. Визначити режим течії і коефіцієнт гідравлічного опору.

Відповідь: Турбулентний режим в області квадратичного тертя; $\lambda = 0,016$.

25. Дизельне паливо Л-02-62 ($\rho = 840 \text{ кг/м}^3$; $\mu = 4,0 \text{ сПз.}$) транспортують нафтопродуктопроводом ($D = 530 \times 8 \text{ мм}$; $\Delta = 0,22 \text{ мм}$) з витратою $700 \text{ м}^3/\text{год}$. Визначити режим течії і обчислити коефіцієнт гідравлічного опору.

Відповідь: Турбулентний режим в області змішаного тертя; $\lambda = 0,020$.

26. Чому дорівнює гідравлічний ухил на ділянці трубопроводу ($D = 377 \text{ мм}$, $\delta = 8 \text{ мм}$, $\Delta = 0,15 \text{ мм}$), що транспортує дизельне паливо ($\nu = 5 \text{ сСт.}$) з витратою $250 \text{ м}^3/\text{год}$?

Відповідь. $1,37 \text{ м/км}$.

27. Дані про профіль нафтопроводу, що транспортує сиру нафту ($\rho = 840 \text{ кг/м}^3$), наведені в таблиці

x, км	0	20	40	60	80	100	120
z, м	100	150	200	100	50	50	150
p, МПа	5,0						0,5

(x - координата перетину; z - геодезична відмітка). Знайти тиск в перетинах, пропущених в таблиці. Пружністю насичених парів нафти знехтувати; тиск, виражений в МПа, округлити з точністю до десятих.

Відповідь.

X, км	0	20	40	60	80	100	120
p, МПа	5,0	3,9	2,8	3,0	2,7	2,0	0,5

28. Дані про профіль нафтопродуктопроводу, що транспортує бензин А-80 ($\rho = 735 \text{ кг/м}^3$), наведені в таблиці

x, км	0	20	40	60	80	100
z, м	75	120	180	160	130	30
p, МПа		3,8		2,6		

(x - координата перетину; z - геодезична відмітка). Знайти тиск в перетинах, пропущених в таблиці. Тиск, виражений в МПа, округлити з точністю до десятих.

Відповідь.

x, км	0	20	40	60	80	100
p, МПа	4,6	3,8	2,9	2,6	2,4	2,6

29. Побудувати гідравлічну $Q-H$ - характеристику лінійної ділянки нафтопроводу ($D = 325 \times 8 \text{ мм}$, $L = 180 \text{ км}$), по якому транспортується нафта ($\nu = 20 \text{ сСт}$), якщо відомо, що профіль нафтопроводу монотонно опускається вниз від позначки $z_n = 200 \text{ м}$ на початку ділянки до позначки $z_k = 100 \text{ м}$ в його кінці. Втратами на місцеві опори знехтувати. *Вказівка.* Заповнити порожні клітинки таблиці:

Q, м ³ /ч	100	150	200	250	300
H, м					

Відповідь.

H, м	22	307	404	645	924
------	----	-----	-----	-----	-----

30. Побудувати гідравлічну $Q-H$ - характеристику ділянки нафтопродуктопроводу ($D = 530 \times 7 \text{ мм}$; $\Delta = 0,2 \text{ мм}$; $L = 125 \text{ км}$), по якому транспортується дизельне паливо Л-05-62 ($\rho = 840 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 9 \text{ сСт}$), якщо відомо, що профіль трубопроводу монотонно піднімається вгору від позначки $z_n = 75 \text{ м}$ на початку ділянки до позначки $z_k = 180 \text{ м}$ в його кінці. Втратами на місцевих опорах знехтувати. *Вказівка.* Заповнити порожні клітинки таблиці

Q, м ³ /ч	800	900	1000	1100	1200
----------------------	-----	-----	------	------	------

H, м					
------	--	--	--	--	--

Відповідь.

H, м	408	479	559	646	740
------	-----	-----	-----	-----	-----

31. Нафтопродуктопровід складається з двох послідовно з'єднаних ділянок: першої— $D_1= 530 \times 8$ мм, $L_1 = 60$ км, і другої— $D_2= 377 \times 6$ мм, $L_2 = 30$ км. Швидкість стаціонарної течії бензину ($\nu= 0,6$ сСт) в першій ділянці становить 1,2 м/с. Знаючи, що шорсткість Δ внутрішньої поверхні ділянок становить 0,15 мм, знайти втрати напору в нафтопродуктопроводі. Відповідь. 501 м.

32. По ділянці нафтопроводу ($D= 820 \times 8$ мм, $L = 140$ км, $\Delta= 0,2$ мм, $z_n = 120$ м, $z_k = 160$ м) перекачують малов'язку нафту ($\rho = 850$ кг/м³, $\nu = 7$ сСт) з витратою 2500 м³/год. Який тиск необхідно підтримувати на початку ділянки, якщо в кінці ділянки він дорівнює 3 атм.? Відомо також, що всі перетини нафтопроводу заповнені нафтою повністю.

Відповідь. 31,6 атм. ($\approx 3,1$ МПа).

33. Сира нафта ($\rho = 890$ кг/м³, $\nu = 10$ сСт) тече в практично горизонтальній ділянці нафтопроводу ($D= 820 \times 10$ мм, $L = 140$ км) під дією різниці тисків між початком і кінцем ділянки, що дорівнює 15 атм. Знайти витрату перекачування.

Відповідь: 1809 м³/год.

34. Бензин А 76 ($\rho = 740$ кг/м³, $\nu = 0,6$ сСт) перекачують по трубопроводу ($D= 530 \times 7$ мм, $L = 120$ км, $\Delta= 0,2$ мм, $z_n = 50$ м, $z_k = 100$ м), при цьому тиск на початку трубопроводу становить 55 атм., а в кінці - 3 атм. Знайти витрату перекачування.

Відповідь: 1475 м³/год.

35. Пропускна здатність G_6 ділянки нафтопродуктопроводу ($D= 530 \times 8$ мм, $L = 125$ км, $\Delta= 0,15$ мм, $z_n = 50$ м, $z_k = 150$ м) становить на бензині ($\rho_6 = 740$ кг/м³, $\nu_6 = 0,6$ сСт) 8,0 млн.т / рік. Яка пропускна здатність G_d тієї ж ділянки трубопроводу на дизельному паливі ($\rho_d = 840$ кг/м³, $\nu_d = 6,0$ сСт), якщо відомо, що тиски на початку і кінці ділянки при переході з перекачування бензину на дизельне паливо не змінюються, а 1 рік становить 8400 годин?

Відповідь. 7,34 млн.т/рік.

ТРУБОПРОВИДИ З САМОПЛИВНИМИ ДІЛЯНКАМИ; ВСТАВКИ, ЛУПІНГИ, ВІДВОДИ

Довідковий матеріал

Самопливною називається ділянка трубопроводу, на якій рідина тече неповним перетином, самопливом, під дією сили тяжіння, рис. 1.5

Тиск в парогазовій порожнині над вільною поверхнею рідини залишається практично постійним, рівним пружності насичених парів рідини, що транспортується, тому течію на самопливній ділянці називають безнапірною. При цьому різниця напорів між перетинами x_1 (початком самопливної ділянки) і x_2 (кінцем самопливної ділянки) існує і дорівнює різниці $(z_1 - z_2)$ висотних відміток цих перетинів.

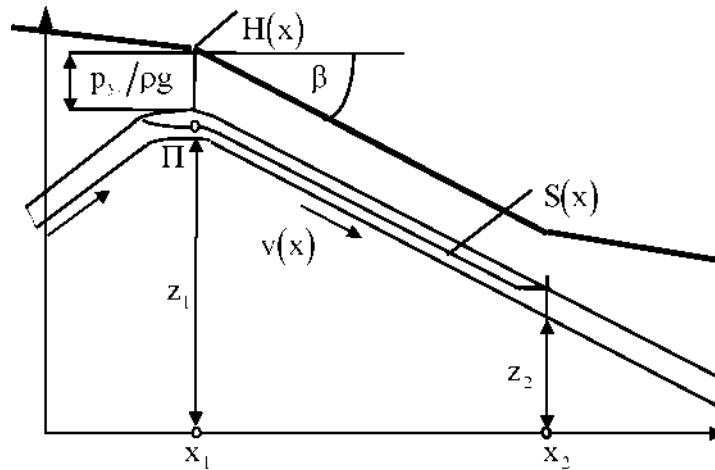


Рис. 1.5. Самопливна ділянка в трубопроводі

Стационарні самопливні ділянки в трубопроводі можуть існувати тільки на спадних сегментах.

Початок Π кожної стаціонарної самопливної ділянки в трубопроводі називається *перевальною точкою*, рис. 1.5. На цьому малюнку представлено поведінку кривої гідравлічного ухилу, лінії $y = H(x)$, на самопливній ділянці. Видно, що на цій ділянці лінія гідравлічного ухилу проходить паралельно осі трубопроводу на відстані $p_y / \rho g$ від неї. Гідравлічний ухил течії на самопливному ділянці дорівнює абсолютній величині тангенса кута нахилу профілю трубопроводу до горизонту, тобто $i = |tg\beta|$. Витрата рідини на самопливній ділянці в стаціонарному режимі дорівнює витраті рідини Q_0 в заповнених перетинах трубопроводу

$$Q = v \cdot S = v_0 \cdot S_0 = Q_0 = const, \quad (28)$$

де S, S_0 - площі перерізів, зайнятих рідиною на самопливній і повністю заповненій ділянках трубопроводу $S \leq S_0$; v, v_0 - швидкості рідини на цих ділянках, відповідно.

Ступінь $\delta = S/S_0$ заповнення самопливної ділянки нафтою може бути різною, вона залежить від відношення $\gamma = i / |tg\beta|$ гідравлічних ухилів ($|tg\beta|$) на самопливній ділянці і ($i = \lambda \cdot 1/d \cdot v_0^2 / 2g$) на ділянках трубопроводу,

повністю заповнених нафтою. Узагальнивши численні дослідження в області безнапірних течій в каналах кругового перетину, можна запропонувати наступні апроксимаційні формули для розрахунку ступеня заповнення перерізу труби нафтою на самопливному ділянці при розширеному перебігу:

Якщо $\gamma = i/tg|\beta| \geq 1, \delta = 1$. В цьому випадку перетин труби заповнений повністю;

якщо $32,32 \cdot \lambda_0 \leq \gamma < 1$ то

$$\delta = 1 - 2,98 \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\lambda_0}} \cdot (1 - \sqrt{\gamma});$$

якщо $4,87 \cdot \lambda_0 \leq \gamma < 32,32 \cdot \lambda_0$, то (29)

$$\delta = 9,39 \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\lambda_0}} + 0,113;$$

якщо $\gamma < 4,87 \cdot \lambda_0$, то

$$\delta = 0,1825 \cdot \left(\frac{2\gamma}{\lambda_0} \right)^{0,356}$$

Формули (29) дозволяють розрахувати ступінь δ заповнення перетину трубопроводу нафтою за відомим відношенню γ гідравлічних ухилів i та $tg|\beta|$ на напірній і самопливній ділянках, відповідно. *Вставкою* називають трубопровідний сегмент (ВС), як правило, більшого діаметра, ніж основна магістраль, що підключається до неї послідовно з метою зниження гідравлічного опору та збільшення пропускної спроможності, рис. 1.6.

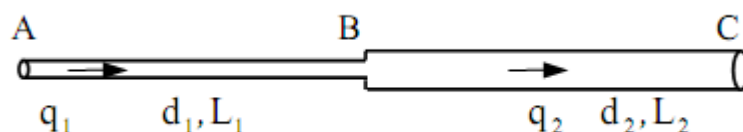


Рис. 1.6. Ділянка трубопроводу зі вставкою

Для вставки: справедливі співвідношення:

$$\begin{cases} q_1 = q_2 = Q \\ h_{\hat{A}-\hat{N}} = h_{\hat{A}-\hat{A}} + h_{\hat{A}-\hat{N}} \end{cases}, (30)$$

тобто витрати, q_1 і q_2 нафти в основній магістралі і вставці однакові, а втрати напорі $h_{\hat{A}-\hat{A}}$ і $h_{\hat{A}-\hat{N}}$ в кожному з послідовно з'єднаних трубопроводів складаються.

У розгорнутому вигляді система рівнянь (30) має вигляд:

$$\begin{cases} v_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = v_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = Q \\ h_{\hat{A}-\hat{N}} = \lambda^{(1)}(v_1, v_2) \cdot \frac{L_1}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2g} + \lambda^{(2)}(v_2, d_2) \cdot \frac{L_2}{d_2} \cdot \frac{v_2^2}{2g} \end{cases}$$

де L_1 , d_1 і L_2 , v_2 - довжини та внутрішні діаметри складових сегментів.

Лупінгом (від англійського слова "loop" - петля) називають додатковий трубопровід, прокладений паралельно основній магістралі і з'єднаний з нею в двох перетинах: початковому x_1 і кінцевому - x_2 , рис. 1.7.

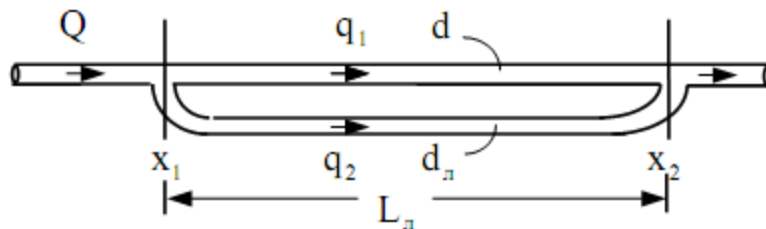


Рис. 1.7. Схема ділянки трубопроводу з лупінгом

Для лупінга справедливі співвідношення:

$$\begin{cases} Q = q_1 + q_2 \\ h^{(1)}_{1-2} = h^{(2)}_{1-2} \end{cases}, (32)$$

Вони означають, що при поділі (або злитті) потоків рідини в точках розгалуження витрати q_1 і q_2 складаються, а втрати напорі $h^{(1)}_{1-2}$ і $h^{(2)}_{1-2}$ в кожному з паралельно з'єднаних трубопроводів прирівнюються.

У розгорнутому вигляді система рівнянь (32) має вигляд:

$$\begin{cases} v_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} + v_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = Q \\ \lambda^{(1)}(v_1, d) \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{v_1^2}{2g} + \lambda^{(2)}(v_2, d_{\bar{e}}) \cdot \frac{1}{d_{\bar{e}}} \cdot \frac{v_2^2}{2g} \end{cases}, (33)$$

Ця система служить для визначення двох невідомих: v_1 і v_2 , швидкостей течії рідини в кожній з гілок трубопроводу.

Система легко вирішується в двох випадках.

1) Якщо режими течії рідини в кожному з трубопроводів знаходяться в зоні гідравлічно гладких труб (зоні Блазіуса), то

$$\lambda^{(1)} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{v_1 d_{\bar{e}} / \nu}} \quad \text{і} \quad \lambda^{(2)} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{v_2 d_{\bar{e}} / \nu}}$$

і

$$q_1 = Q \cdot \frac{1}{1 + (d_1 / d)^{19/7}}, \quad q_2 = Q \cdot \frac{(d_{\bar{e}} / d)^{19/7}}{1 + (d_1 / d)^{19/7}}$$

Течію рідини на ділянці з лупінгом можна уявити як течію на такій же ділянці без лупінга, але в трубопроводі зі збільшеним(еквівалентним) діаметром. Для цього достатньо взяти:

$$d_{\bar{y}} = d \cdot \left[1 + (d_{\bar{e}} / d)^{19/7} \right]^{7/19}, \quad V_{\bar{y}} = \frac{4Q}{\pi d_{\bar{y}}^2} \quad (35)$$

$$i = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{v_{\bar{y}} d_{\bar{y}} / \nu}} \cdot \frac{1}{d_{\bar{y}}} \cdot \frac{v_{\bar{y}}^2}{2g}$$

2) Якщо режими течії рідини у кожному з трубопроводів знаходяться в зоні квадратичного тертя, то $\lambda^{(1)} = const$ і $\lambda^{(2)} = const$. З (33) отримуємо:

$$q_1 = Q \cdot \frac{1}{1 + \sqrt{\lambda^{(1)} / \lambda^{(2)}} \cdot (d_{\bar{e}} / d)^{2,5}}, \quad q_2 = Q \cdot \frac{\sqrt{\lambda^{(1)} / \lambda^{(2)}} \cdot (d_{\bar{e}} / d)^{2,5}}{1 + \sqrt{\lambda^{(1)} / \lambda^{(2)}} \cdot (d_{\bar{e}} / d)^{2,5}}$$

$$q_2 = Q \cdot \frac{\sqrt{\lambda^{(1)} / \lambda^{(2)}} \cdot (d_{\text{э}} / d)^{2,5}}{1 + \sqrt{\lambda^{(1)} / \lambda^{(2)}} \cdot (d_{\text{э}} / d)^{2,5}}, i_0 = \lambda_0 \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{v_0^2}{2g}, \quad (36)$$

де $v_0 = 4Q / \pi \cdot d^2$, λ_0 - швидкість рідини і коефіцієнт гідравлічного опору в нерозгалуженій частині трубопроводу, відповідно.

Течію рідини на ділянці з лупінгом можна уявити як течію на такій же ділянці без лупінга, але в трубопроводі з збільшеним (еквівалентним) діаметром $d_{\text{э}}$. Для цього достатньо взяти:

(37)

де $\lambda_{\text{э}}$ - коефіцієнт гідравлічного опору в нерозгалуженій частині трубопроводу, обчислений за еквівалентному діаметру $d_{\text{э}}$.

ЗАДАЧІ

36. Профіль ділянки нафтопродуктопроводу ($L = 120$ км, $D = 530 \times 8$ мм, $\Delta = 0,15$ мм) представлений таблицею:

х, км	0	10	15	20	30	40	60	80	120
z, м	50	100	50	150	100	200	50	75	0

(х - координата перетину; z - геодезична відмітка). Тиск p_k в кінці ділянки становить 0,3 МПа. Яка мінімальний витрата дизельного палива ($\rho = 840$ кг/м³, $\nu = 5$ сСт, $p_y = 0,01$ МПа) повинна бути в трубопроводі, щоб в ньому не виникали самопливні ділянки?

Відповідь. 775 м³/год.

37. Профіль ділянки нафтопродуктопроводу ($L = 120$ км, $D = 530 \times 8$ мм, $\Delta = 0,15$ мм) представлений таблицею до попередньої задачі № 36. Тиск p_k в кінці ділянки становить 0,3 МПа. По трубопроводу перекачують дизельне паливо ($\rho = 840$ кг/м³, $\nu = 5$ сСт, $p_y = 0,01$ МПа) з витратою 650 м³/год.

Визначити, чи є в трубопроводі самопливна ділянка і якщо є, то де вона розташована?

Відповідь. Є між 40 і 49,942 км.

38. Профіль ділянки нафтопроводу ($L = 150$ км, $D = 530$ мм, $\delta = 7$ мм) представлений таблицею:

x, км	0	25	50	75	100	125	150
z, м	100	100	150	200	50	0	50

(x - координата перетину; z - геодезична відмітка). По трубопроводу перекачують нафту ($\rho = 850$ кг/м³, $\nu = 15$ сСт, $p_y = 0,03$ МПа). Визначити тиск на початку ділянки нафтопроводу, якщо витрата Q перекачування становить 500 м³/год, а тиск в кінці ділянки становить 0,3 МПа.

Відповідь. $\approx 1,57$ МПа.; в трубопроводі є самопливна ділянка, розташована між 75 і 81,845 км.

39. По ділянці нафтопродуктопроводу ($L = 120$ км, $D = 529 \times 8$ мм, $\Delta = 0,2$ мм), стислий профіль якого представлений таблицею:

x, км	0	20	40	60	80	100	120
z, м	50	100	150	100	200	120	40

(x - координата перетину; z - геодезична відмітка), ведеться перекачування палива ($\rho = 780$ кг/м³, $\nu = 3$ сСт, $p_y = 0,02$ МПа) з витратою 500 м³/год, причому тиск p_k в кінці ділянки дорівнює 1 атм. Як зміниться витрата перекачування, якщо тиск в кінці ділянки збільшити на 5 атм.?

Відповідь. Не зміниться.

40. Грунтуючись на умові попередньої задачі, визначити, на скільки потрібно збільшити витрату перекачування (зберігши при цьому тиск в кінці ділянки трубопроводу) для того, щоб самопливна ділянка, наявна в трубопроводі, зникла.

Відповідь. На 17,9 атм.

41. Дані про профіль нафтопродуктопроводу, що транспортує бензин ($\rho = 735$ кг/м³, $p_y = 0,07$ МПа), наведені в наступній таблиці:

x, км	0	20	40	60	80	100
z, м	75	180	250	350	230	50
p, МПа	3,2					0,3

(x - координата перетину; z - геодезична відмітка). Визначити, чи є в цьому трубопроводі самопливні ділянки і, якщо є, то де вони розташовані. Знайти тиски в перетинах, пропущених в таблиці. Тиску, виражені в МПа, округляти з точністю до десятих.

Відповідь. Є одна самопливна ділянка з початком в перерізі 60 км і протяжністю 34,975 км.

x, км	0	20	40	60	80	100
p, МПа	3,2	2,1	1,2	0,1	0,1	0,3

42. Витрата нафти на самопливній ділянці нафтопроводу ($D = 720 \times 10$ мм, $\alpha = -1^\circ$) дорівнює $2000 \text{ м}^3/\text{год}$. Який ступінь заповнення перетину трубопроводу нафтою ($\nu = 25 \text{ сСт}$) на цій ділянці?

Відповідь. 50,4%.

43. Профіль спадної ділянки АВ нафтопродуктопроводу ($L = 5000$ км, $D = 530 \times 8$ мм) нахилений до горизонту під кутом $\alpha = 5^\circ$. При перекачуванні бензину ($\rho = 735 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 0,6 \text{ сСт}$) з витратою $700 \text{ м}^3/\text{год}$ у ньому утворюється самопливна ділянка довжиною 2000 м, рахуючи від перевальної точки А. Визначити об'єм парогазової порожнини.

Відповідь. 318 м^3 .

44. По ділянці нафтопроводу ($L = 125$ км, $D = 530$ мм, $\Delta = 0,2$ мм, $\delta = 7$ мм) транспортують нафту ($\nu = 8 \text{ сСт}$) з витратою $1000 \text{ м}^3/\text{год}$. Створюваний перекачувальною станцією напір підвищити не можна, тому для збільшення пропускної здатності ділянки на 20% вирішено зробити вставку з трубопроводу з більшим діаметром ($D_g = 720$ мм, $\Delta_g = 0,15$ мм). Якої довжини повинна бути така вставка?

Відповідь. 45,655 км.

45. Перекачування авіаційного гасу (палива літакового ТС-1), $\rho = 735 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 2,5 \text{ сСт}$, ведеться з витратою $Q = 300 \text{ м}^3/\text{год}$ по ділянці практично горизонтального нафтопродуктопроводу ($L = 120$ км, $D = 325 \times 6$ мм, $\Delta = 0,15$ мм). Для збільшення пропускної спроможності цієї ділянки на 25%,

зважаючи на неможливість підвищити робочий тиск на перекачувальній станції, вирішено зробити вставку, тобто замінити частину наявного трубопроводу трубопроводом більшого діаметра ($D_1 = 377 \times 7$ мм, $\Delta_1 = 0,2$ мм). Якої довжини повинна бути така вставка?

Відповідь. 80,42 км.

46. Нафтопродуктопровід складається з трьох послідовно з'єднаних ділянок: ($L_1 = 70$ км, $D_1 = 530 \times 8$ мм), ($L_2 = 50$ км, $D_2 = 505 \times 8$ мм), ($L_3 = 30$ км, $D_3 = 510 \times 7$ мм,) з однаковою шорсткістю внутрішньої поверхні. По трубопроводу перекачують автомобільний бензин ($\nu = 0,6$ сСт) з витратою $1000 \text{ м}^3/\text{год}$. Який еквівалентний внутрішній діаметр нафтопродуктопроводу?

Відповідь. 502 мм.

47. Знайти еквівалентний діаметр нафтопроводу ($D = 720$ мм, $\delta = 10$ мм), що моделює течію нафти на ділянці з лупінгом ($D_{\text{л}} = 720$ мм, $\delta_{\text{л}} = 8$ мм), якщо відомо, що течія нафти в обох гілках ділянки відбувається в зоні гідравлічно гладких труб.

Відповідь. $\delta_{\text{л}} = 799$ мм.

48. По горизонтальній ділянці нафтопроводу ($L = 120$ км, $D = 820$ мм, $\delta = 10$ мм) перекачують сиру нафту ($\nu = 25$ сСт.) з витратою $2000 \text{ м}^3/\text{год}$. Потрібно збільшити пропускну спроможність ділянки на 20%. Оскільки збільшити тиск на перекачувальній станції виявилось неможливим, то вирішили прокласти лупінг з діаметром, рівним діаметру основної магістралі. Визначити довжину такого лупінга.

Відповідь. 46,228 км.

49. По горизонтальній ділянці нафтопроводу ($L = 120$ км, $D = 820$ мм) перекачують сиру нафту ($\rho = 900$ кг/м³, $\nu = 25$ сСт). Витрата Q нафти на початку ділянки становить $2000 \text{ м}^3/\text{год}$. У перетині $x = 40$ км існує відвод, через який ведеться підкачка тієї ж нафти з витратою $q = 500 \text{ м}^3/\text{год}$. Який тиск необхідно підтримувати на початку ділянки для того, щоб в кінці ділянки він становив $0,5$ МПа.

Відповідь. 30,1 МПа.

50. Тиск p_n на початку ділянки нафтопродуктопроводу ($L = 125$ км, $D = 530 \times 8$ мм, $\Delta = 0,15$ мм, $z_n = 25$ м) становить 5,5 МПа, а p_k в кінці ділянки - 0,3 МПа ($z_k = 100$ м); по трубопроводу перекачують дизельне паливо ($\rho = 840$ кг/м³, $\nu = 4$ сСт). У перетині $x = 80$ км ($z_{80} = 75$ м) до трубопроводу приєднаний практично горизонтальний відвод ($l_0 = 4000$ км, $D_0 = 156 \times 5$ мм, $\Delta_0 = 0,1$ мм). Знайти витрату рідини у відводі, вважаючи його повністю відкритим, а тиск в кінці дорівнює 0,2 МПа.

Відповідь. 160 м³/год.

ТИПОВІ ЗАВДАННЯ ПО КУРСУ

«ПРОЕКТУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ

НАСОСНИХ СТАНЦІЙ»

4.1. Підбір основного обладнання НПС

магістральних нафтопроводів

Теоретичні основи

До основного обладнання НС відносяться основні технологічні насоси станції і їх двигуни. Підбір обладнання проводиться за наступними вихідними даними: розрахункова температура перекачування, розрахункові в'язкість і щільність рідини, що перекачується, тиск насичених парів рідини, необхідні подача і напір НС.

4.1.1. Розрахункова температура знаходиться в залежності від умов перекачування. Якщо НС призначена для перекачування одного виду рідини, наприклад, нафти певного і незмінного в процесі експлуатації НС складу, за розрахункову температуру приймається мінімальна температура рідини в трубопроводі. Для трубопроводів невеликої довжини і малих діаметрів (до 500 мм), якими є нафтобазові, внутрішньозаводські, внутрішньопромислові та інші трубопроводи, це мінімальна температура навколишнього середовища для трубопроводу, для трубопроводів протяжних і великих діаметрів - також мінімальна температура навколишнього середовища, але з поправкою на початкову температуру рідини, тепловиділення в трубопроводі, обумовлене тертям потоку, і теплопередача тепла в навколишнє середовище.

При виконанні орієнтовних розрахунків і навчальних завдань за розрахункову температуру у всіх випадках можна приймати температуру навколишнього середовища. Для заглиблених трубопроводів це мінімальна температура ґрунту на глибині залягання трубопроводу.

Якщо НС перекачує кілька видів рідини, наприклад, кілька сортів нафтопродуктів, в розрахунок приймається, як мінімум, дві температури - мінімальна температура рідини, що визначається аналогічно розглянутому, і максимальна температура рідини в трубопроводі.

4.1.2. Розрахункові в'язкість і щільність рідини знаходяться за відомими формулами на основі розрахункових температур і довідкових даних за фізичними властивостями нафт і нафтопродуктів.

При цьому, якщо НС перекачує по одному трубопроводу кілька видів нафти або нафтопродуктів, в'язкість і щільність розраховуються для кожної рідини при максимальній і мінімальній розрахунковій температурі.

Іноді НС призначаються для транспорту кількох видів рідини з різних трубопроводів (наприклад, НС нафтобаз). У цьому випадку раніше розглянуті розрахунки виконуються для всіх рідин кожного трубопроводу.

4.1.3. Тиск насичених парів нафтопродуктів визначається за довідковими даними для максимальної температури нафтопродуктів на вході в насоси. Для НС магістральних нафтопроводів тиск насичених парів нафти приймається рівним 500 мм.рт.ст.

4.1.4. Необхідна подача НС зазвичай вказується в завданні на проектування станції. Для НС магістральних нафто- і нафтопродуктопроводів подача дається в тоннах за рік. На її основі знаходяться розрахункова годинна Q , ($\text{м}^3/\text{год}$) і максимальна годинна Q_{max} ($\text{м}^3/\text{год}$) подачі станції

$$Q = \frac{G}{24 \cdot \tau \cdot \rho} ; Q_{\text{max}} = K_n \cdot Q ;$$

де G - продуктивність станції, т/рік; 24 - число годин у добі; ρ - розрахункова щільність рідини, т/м³; τ - кількість робочих днів станції на рік; K_n - коефіцієнт, що враховує резерв пропускної здатності нафтопроводу (подачі НС) на випадок перерозподілу потоків в системі нафтопроводів в процесі її експлуатації.

Для інших НС, зокрема станцій нафтобаз, подача знаходиться на основі заданих обсягів перекачування різних видів рідини, нормативного часу зливу

(наливу) цих рідин (із залізничних маршрутів, танкерів і т.д.) і переліку технологічних операцій, які суміщаються в часі і здійснюються насосами НС.

Якщо технологічна схема і діаметри трубопроводів, що підходять до НС нафтобаз, відомі, то необхідні подачі НС з різних видів рідин знаходяться по пропускній здатності трубопроводів для кожної рідини. Так при роботі НС на один або кілька послідовно з'єднаних трубопроводів необхідна подача станції приймається рівною пропускній здатності такого трубопроводу. При роботі станції на кілька паралельно з'єднаних і одночасно працюючих трубопроводів необхідна подача НС приймається рівною сумі пропускних спроможностей цих трубопроводів. Якщо паралельно з'єднані трубопроводи працюють не одночасно, необхідна подача НС знаходиться з урахуванням можливого збігу в часі подачі рідини по декількох трубопроводах. На таких станціях передбачається кілька паралельно з'єднаних насосів і зміна кількості працюючих машин в залежності від необхідної подачі НС.

4.1.5. Необхідний напір станції знаходиться по подачі. Для трубопроводів з декількома станціями, розташованими по трасі трубопроводу, необхідний напір НС знаходиться в ході техніко-економічних розрахунків щодо визначення оптимальних параметрів всієї транспортної магістралі.

Орієнтовно необхідний напір в цьому випадку може бути розрахований за формулою

$$H_{nc} = \frac{P}{\rho g} + h_n - h, \quad (4.1)$$

де ρ - розрахункова щільність рідини, кг/м³; g - прискорення вільного падіння, м/с²; h_n - втрати напору в комунікаціях НС з боку нагнітання, приблизно рівні 5 м; h - підпір насосів станції, орієнтовно дорівнює 50 м; p - робочий тиск магістрального трубопроводу, що приймається в залежності від річної продуктивності станції, Н/м²(Додаток 5).

Для коротких трубопроводів, якими є магістральні нафтопроводи з однією станцією, трубопроводи нафтобаз і т.д., необхідний напір НС розраховується за формулами:

- для НС нафтобаз і внутрішньозаводських станцій

$$H_{nc} = H_n + \Delta Z + (h_k - h_0); \quad (4.2)$$

- для основних НС коротких магістральних трубопроводів.

$$H_{nc} = H_n + \Delta Z_n + h_k - h_o \quad (4.3)$$

Тут H_e і H_n - втрати напору на тертя і місцеві опори у всмоктуючому і нагнітальному трубопроводах при розрахункових подачах (для магістралей - для Q і Q_{max}) і температурах, м; ΔZ - різниця геодезичних відміток кінця нагнітального і початку всмоктуючого трубопроводів, м; h_k і h_o - максимальний напір в кінці нагнітального трубопроводу і мінімальний – на початку усмоктувального трубопроводу, м; ΔZ_n - різниця геодезичних відміток кінця і початку нагнітального трубопроводу(магістралі).

Зазвичай h_o відповідає мінімальному рівню злива рідини в резервуарі відкачування, а h_k - максимальному зливу в резервуарі подачі, якщо НС подає рідину в резервуарний парк. В інших випадках h_k - втрати напору в технологічних об'єктах після нагнітального трубопроводу станції, прикладом яких є наливні стояки, естакади і т.д.

Якщо НС перекачує кілька видів рідини H_{nc} розраховується для кожної рідини при мінімальній і максимальній розрахунковій температурі.

Для розрахунку H_{nc} за формулами (4.2) і (4.3) необхідно знати протяжність і діаметри відповідних трубопроводів або втрати в них.

4.1.6. Вибір типу і марки насосів проводиться по характеристикам рідини (в'язкості, температурі, тиску насичених парів), необхідних подачі і напору станції.

На магістральних трубопроводах транспорт нафти і її продуктів з температурою не вище 80°C і в'язкістю нижче $3 \cdot 10^{-4}$ м²/с здійснюється відцентровими насосами, перекачування високов'язких і парафіністих нафт - поршневыми або спільно поршневыми і відцентровими насосами. На інших НС також в основному застосовуються ці типи насосів.

Після вибору типу насосів визначається найбільш прогресивна і реально наявна (виробляється промисловістю) серія насосів даного типу, схема з'єднання насосів на станції, потім марка насоса.

Серед відцентрових магістральних насосів в даний час новітніми є насоси серії НМ по ГОСТ 12124-80. Для створення ним необхідного підпору передбачені насоси серії НПВ. Сучасні поршневі насоси – НТ-45; П-75; П-85/8.

На НС нафтобаз, внутрішньозаводських і наливних станціях застосовується широке коло відцентрових і поршневих насосів. На цих станціях знаходять застосування і насоси НПВ.

Схема з'єднання насосів на станції залежить від призначення НС.

На основних НС магістральних трубопроводів поршневі насоси з'єднуються паралельно, а відцентрові – послідовно.

Однак, якщо паралельно з трубопроводом, який обслуговує проектована НС, проходять інші аналогічні магістралі, на станції обов'язково передбачається можливість паралельно-послідовної схеми з'єднання відцентрових насосів (на випадок аварії) при постійній послідовній схемі роботи.

Регламентована послідовна схема з'єднання насосів диктує підбір основних насосів по подачі. Подача насосів повинна дорівнювати необхідній подачі станції. Приймаються насоси, для яких Q і Q_{max} потрапляють в робочу зону характеристик насосів (додаток 7). Якщо цій умові задовольняє кілька насосів, вибирається той, який забезпечує необхідні Q і Q_{max} при більшому к.к.д. і змінному на меншу подачу.

Якщо в майбутньому не планується збільшення продуктивності трубопроводу та НС, з усіх конкуруючих насосів вибирається насос на меншу подачу (як найбільш дешевий), що задовольняє раніше зазначеним критеріям підбору.

Схема з'єднання підпірних насосів на магістральних трубопроводах також послідовна або паралельна. Підпірний насос підбирається по подачі і напору. Його подача повинна дорівнювати подачі обраного основного насоса, а напір приблизно на 30 м більше допустимого кавітаційного запасу основного насоса Δh_{don} .

На НС нафтобаз і інших об'єктів, де рідина транспортується на порівняно невеликі відстані, підбір насосів проводиться таким чином, щоб необхідні подача і напір станції забезпечувалися одним насосом.

Виходячи з цього і підрозділу 4.1.4 цих вказівок, на подібних НС практикується або установка одного насоса для кожної групи рідини, або паралельне з'єднання декількох насосів.

Підбір насосів проводиться по їх характеристикам таким чином, щоб необхідні подачі для всіх видів рідин, що перекачуються даними насосом, потрапили в робочу зону характеристики насоса, а необхідні напори були

рівні або менше (не більше ніж на 20%) напору насоса при відповідних необхідних подачах. При підборі насосів по нормальному ряду приймаються насоси, для яких всі розрахункові подачі і напір потрапляють в робочу область насоса.

У разі паралельної установки декількох насосів (див. 4.1.4) підбирається насос з подачею, що становить кратну частину необхідної подачі НС.

Якщо зазначеним критеріям підбору задовольняє кілька насосів, остаточно приймається насос з більшим К.К.Д.

Насоси для перекачування рідин з підвищеною пружністю парів (бензинів, нафти) крім іншого повинні мати підвищену всмоктувальну здатність.

4.1.7. Перерахунок $Q-H$ і $\eta-Q$ характеристик насосів з води на рідину, що перекачується, проводиться за відомою методикою, характеристики $Q-N$ по перерахованим характеристикам $Q-H$ і $\eta-Q$ за допомогою формули $N = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H / 3600 \cdot \eta$. Характеристика $\Delta h_{\text{доп.н}} - Q$ перераховується по формулі

$$\Delta h_{\text{доп.н}} = \Delta h_{\text{доп}} - \Delta H_t^{\text{кп}} + \Delta h_v, \quad (4.4)$$

де $\Delta h_{\text{доп.н}}$ і $\Delta h_{\text{доп}}$ - допустимий кавітаційний запас для нафтопродукту і води, м; $\Delta H_t^{\text{кп}}$ і Δh_v , - термодинамічна в'язкісна поправка, м;

$$\Delta H_t^{\text{кп}} = 1,262 \left(\frac{P_s}{\rho} \right)^{0,442}; \quad \Delta h_v = (4,5^{4,42 - \lg Re}) \cdot \frac{v_{\text{ex}}^2}{2 \cdot g};$$

P_s - тиск насичених парів рідини при максимальній температурі перекачування, МПа; ρ - щільність рідини при цій же температурі, т/м³; v_{ex} і Re - швидкість потоку і Re у вхідному патрубку насоса.

Перерахунок виконується для трьох-чотирьох подач з робочої зони характеристик насосів. При проектуванні ГНПС перераховуються характеристики основних і підпірних насосів.

4.1.8. Усмоктувальна здатність насосів визначається для Q_{max} за формулою

$$H_s = \frac{P_a - P_s}{\rho g} - \Delta h_{\text{доп.н}} - \frac{v_{\text{ex}}^2}{2g}, \quad (4.5)$$

де H_s - допустима висота всмоктування насоса, м; P_a - атмосферний (барометричний) тиск, Н/м²; ρ - щільність рідини при максимальній температурі перекачування, кг/м³.

При негативному H_s насосу потрібно підпір величиною / H_s /, при позитивному - насос має самоусмоктувальну здатність величиною H_s . Для ГНПС H_s визначається для основних і підпірних насосів.

4.1.9. Перевірка правильності вибору насосів по допустимій висоті всмоктування.

Для ГНПС перевірка проводиться тільки для підпірних насосів за наступними умовами:

- по напору, що розвивається

$$H_n \geq h_{en} + h_{nn} + \Delta Z_n - H_s - h_o ; (4.6)$$

- по всмоктуючій здатності

$$- H_{sn} \leq h_o - \Delta Z_e - h_{en} , (4.7)$$

де H_n - напір підпірного насоса, м; H_{sn} - допустима висота всмоктування підпірного насоса, м; h_{en} і h_{nn} - втрати напору на тертя і місцеві опори у всмоктуючому і нагнітальному трубопроводах підпірної НС, м; ΔZ_n - різниця геодезичних відміток кінця нагнітального трубопроводу підпірної НС (вхідний патрубок першого основного насоса) і початку всмоктуючого (патрубок самого віддаленого резервуара), м; H_s - допустима висота всмоктування основного насоса, м; ΔZ_e - різниця геодезичних відміток всмоктуючого патрубку підпірного насоса і патрубка самого віддаленого від підпірної НС резервуара, м; h_o - приймається по п. 4.1.5.

При відсутності даних по протяжності і діаметрам трубопроводів h_{en} і h_{nn} приймаються орієнтовно рівними по 5 м. Остаточна перевірка (4.6) і (4.7) виконується після розробки технологічної схеми і генплану ГНПС за обчисленими h_{en} і h_{nn} .

При невиконанні нерівностей (4.6) і (4.7) збільшують діаметр трубопроводів, змінюють ΔZ_n і ΔZ_e , або переглядають план технологічних комунікацій зі зменшенням довжин трубопроводів і кількості місцевих опорів. Найбільш радикальним способом отримання нерівності (4.7) є заглиблення підпірної НС. Необхідне заглиблення насоса щодо резервуара знаходиться за формулою

$$h_z = h_{en} - h_{sn} - h_o, \text{ де } h_e = -\Delta Z_e$$

При позитивному h_3 потрібно заглиблення не менш ніж h_3 , при негативному - заглиблення не потрібно. Заглиблення більше 4,0 м неекономічно.

Для нафтобазових станцій і аналогічних НС обрані насоси перевіряються за умовою (4.7), де $h_{en} = H_6$.

4.1.10. Кількість робочих насосів на НС визначається спеціально тільки для основних станцій магістральних трубопроводів за формулою $n_o = H_{nc} / H_n$, де H_n - напір, що розвивається основним насосом для рідини при подачі Q_{max} .

При малих значеннях n_o , кількість робочих насосів округляється в більшу сторону, якщо при цьому значення n_o не збільшиться більш ніж на 20%.

Для інших НС кількість робочих насосів, як впливає з попереднього (п. 4.1.6), знаходиться при підборі насосів.

4.1.11. Перевірка розрахункового числа робочих насосів на виконання умов збереження міцності корпусу насоса (4.8) і трубопроводу (4.9):

– для основних насосів ГНПС і НПС

$$n \cdot H_n + h \leq \frac{P_n}{\rho g} \quad (4.8);$$

$$n \cdot H_n + h - h_n \leq \frac{P}{\rho g} ; \quad (4.9)$$

де n - округлене до цілого значення n_o ; P_n – допустимий робочий тиск корпусу насоса; для магістральних насосів НМ з подачею до 360 м³/год, $P_n = 98,1 \cdot 10^5$ Н/м², з більшою подачею – 73,5 · 10 Н/м²; h - підпір основних насосів рівний

$$h = (H_n + h_o) - (h_{en} + h_{un} + \Delta Z_n) ;$$

– для насосів інших НС, які працюють без підпірних насосів – по (4.8) і (4.9) при $h = h_o - H_6 - \Delta Z_o$, де ΔZ_o - різниця геодезичних відміток кінця і початку усмоктувального трубопроводу НС, м.

При невиконанні нерівностей (4.8) і (4.9) потрібно домогтися їх виконання аналогічно п. 4.1.9.

4.1.12. Визначення загального числа насосів на НС з урахуванням резерву.

На основних НС ГНПС і НПС кількість резервних НСА приймається в розмірі: один - з кількістю робочих до трьох, два - з кількістю робочих від чотирьох до шести. На підпірних НС ГНПС передбачається один резервний насос при числі робочих до чотирьох.

Резервні насоси основних НС з'єднуються між собою і робочими, як правило, послідовно, на підпірних - також послідовно або паралельно відповідно до схеми з'єднання робочих насосів.

4.1.13. Підбір двигунів для приводу насосів проводиться по потужності і частоті обертання валу насоса n_n і двигуна n_d на основі технічних характеристик двигунів

$$N = k_z \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta \cdot \eta_g},$$

де N - необхідна потужність двигуна, Вт; k_z - коефіцієнт запасу, який дорівнює 1,15 для електродвигунів потужністю менше 500 кВт і 1,10 - для електродвигунів з більшою потужністю; ρ - щільність рідини, кг/м³; η_d - к.к.д. двигуна; H і η - напір (в метрах) і К.К.Д. насоса, що відповідають найбільшій подачі насоса Q (м³/с) в процесі його експлуатації.

Для підбраного двигуна n_d має дорівнювати n_n . Якщо це неможливо, характеристики насоса перераховуються на нове значення $n_n = n_d$ за допомогою формул подібності або універсальних характеристик. Суттєвої розбіжності між номінальним значенням n_n і n_d бути не повинно.

При підборі двигуна перевагу слід віддавати двигунам з повітряним охолодженням.

Завдання для самостійного рішення

Підбрати основні і підпірні насоси для ГНПС нафтопроводу продуктивністю G , призначені для подачі нафти від пункту її видобутку до системи трубопроводів.

Характеристика лінійної частини нафтопроводу: діаметр $D \times \delta$, протяжність - L , різниця геодезичних відміток - Δz , гідроопір - H_n .

Характеристика майданчика ГНПС: геодезична відмітка резервуарного парку - Z_p , геодезична відмітка підпірної НС - Z_n , геодезична відмітка основний НС - Z_o .

Характеристика нафти при температурі перекачування: щільність - ρ , в'язкість - ν , тиск насичених парів P_s (табл.4.1)

Таблиця 4.1. Вихідні дані до задачі

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G , млн. т/год	73,0	7,6	14,6	43,0	22,	18,5	26,2	78,1	51,2	7,1
$D \times \delta$, мм	1220×20	530×15	720×19	1020×20	1820×17	720×18	1020×20	1220×21	1220×20	530×13
L , км	120	180	155	94	145	200	134	111	98	125
ΔZ , м	5	15	-10	17	-4	8	-5	12	-10	13
H_n , м	640	790	755	700	740	720	705	615	660	800
Z_p , м	15	8	23	4	37	43	13	16	18	12
Z_n , м	10	4	19	0	32	38	8	11	13	8
Z_o , м	17	12	17	2	29	40	10	13	20	8
ρ , т/м ³	0,850	0,8	0,6	0,85	0,8	0,8	0,86	0,84	0,85	0,870
ν , сст	15	65	40	5	70	50	5	10	5	17
P_s , мм. рт. ст.	430	10500	3390	5445	8480	15410	20475	17500	43350	400

Довідкові дані для вирішення завдання дивись у додатку 5, 6, 7.

4.2. Регулювання режимів роботи НПС нафтопроводів Теоретичні основи

Існуючі методи регулювання роботи НПС підрозділяються на методи плавного і ступеневого регулювання. До теоретично можливих методів плавного регулювання відносяться: перепуск, дроселювання, зміна числа обертів ротора насосів.

До методів ступеневої регулювання відносять: зміна числа працюючих насосів НПС, зміна схеми з'єднання насосів на НПС, зміна числа ступенів у багатоступеневих насосів, заміна роторів (робочих коліс) насосів, зміна діаметру робочого колеса насосів.

Метод регулювання перепуском складається з перепуску частини рідини з виходу насоса знову на його вхід (рис. 4.1,а). При цьому відбувається зміна характеристики трубопровідної системи, на яку працює насос і змінюється місце розташування робочої точки НПС. Це тягне за собою зміну режиму роботи нафтопроводу.

Погляньмо на цей випадок докладніше. Припустимо, в початковий момент НПС 1 працювала без перепуску на нафтопровід 2 (рис. 4.1,б). Робоча точка системи займає положення M , продуктивність нафтопроводу дорівнює Q_0 .

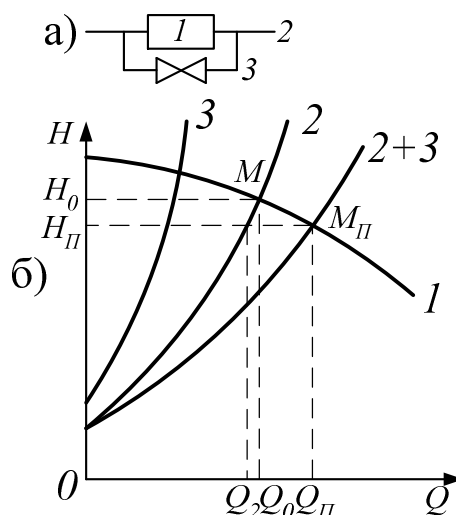


Рис. 4.1. Зміна режимів роботи НПС перепуском

Відкриємо засувку на перепусковому трубопроводі 3. Рідина тепер рухається не тільки по одному нафтопроводу 2, але і по перепусковому трубопроводу 3. З гідравлічної точки зору це означає появу в системі додаткового елемента - трубопроводу 3. Тепер для знаходження робочої точки системи необхідно спочатку знайти сумарну $H - Q$ характеристику трубопроводів 2 і 3. Ці трубопроводи згідно рис. 4.1 з'єднані між собою паралельно. Тому для знаходження їх сумарної характеристики слід скласти 2 і 3 шляхом додавання їх абсцис (Q) при однакових ординатах (H). У підсумку виходить крива (2 + 3). Робочою точкою системи при роботі НПС з перепуском буде точка $M_{П}$.

Як видно, при роботі з перепуском продуктивність НПС зростає з Q_0 до $Q_{П}$. Подивимося, скільки рідини при цьому буде надходити в нафтопровід 2. Нафтопровід 2 розташований на виході НПС і знаходиться під напором станції, рівним згідно $M_{П}$ величині $H_{П}$. При напорі $H_{П}$ нафтопровід 2 буде пропускати через себе, якщо слідувати його $H-Q$ характеристиці, продуктивність Q_2 , меншу первісної Q_0 , що існувала при перекачуванні без перепуску.

Таким чином, при перекачуванні з перепуском продуктивність нафтопроводу завжди тільки знижується.

Даний метод регулювання є неекономічним, тому що при його здійсненні продуктивність нафтопроводу знижується, а продуктивність НПС, навпаки, зростає. Це викликає перевитрату енергії на одиницю транспортованої нафти. *Регульовальний режим* роботи НПС дроселюванням включає створення потоку штучного опору у вигляді звуження площі поперечного перерізу потоку в будь-якому його місці (перетині). Реалізується даний метод на вузлах регулювання НПС за допомогою керованих з щита станції і автоматикою регуляторів тиску або регулюючих заслінок.

Суть даного методу показана на рис. 4.2. При повністю відкритому дросельному органі D (заслінки, регулятори і т.д.) робочою точкою системи є точка M , продуктивність системи (нафтопроводу) дорівнює Q_0 , гідровтрати в ній H_0 .

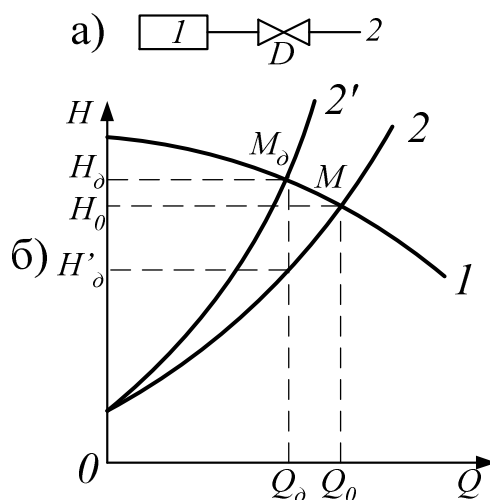


Рис. 4.2. Зміна режимів роботи НПС дроселюванням

Якщо дросельний орган D прикрити, то його опір збільшиться, і до втрат напору в нафтопроводі, відображених на рис. 4.2,б кривої 2, додаються втрати напору в дросельному органі. Загальні втрати напору в системі зростуть, їм буде відповідати крива 2'. Робоча точка системи і НПС переміститься в положення M_d , продуктивність нафтопроводу знизиться до Q_d .

Цікаво простежити як змінюється натиск НПС при дроселюванні. Згідно рис. 4.2,б напір, що розвивається станцією при дроселюванні, збільшується до H_d , втрати ж напору в нафтопроводі, навпаки зменшуються. При продуктивності Q_d вони відповідно до H - Q характеристики власне нафтопроводу 2 (без урахування дросельного органу) складають H'_d . Напір, відповідний різниці $H_d - H'_d$, розвивається НПС не продуктивно, тому що втрачається на дросельному органі.

Таким чином, *при дроселюванні продуктивність нафтопроводу завжди тільки зменшується*. Даний метод регулювання також неекономічний, тому що НПС непродуктивно розвиває зайвий напір, що здорожчує транспорт нафти в зв'язку з перевитратою енергії.

При регулюванні режиму роботи НПС зміною числа обертів ротора насосів відбувається зміна H - Q характеристик насосів, як це показано на рис. 4.3. Зі збільшенням числа оборотів характеристика зміщується вправо і вгору відповідно з залежностями

$$\dot{i} = \dot{i}_0 \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^2; Q = Q_0 \cdot \frac{n}{n_0}.$$

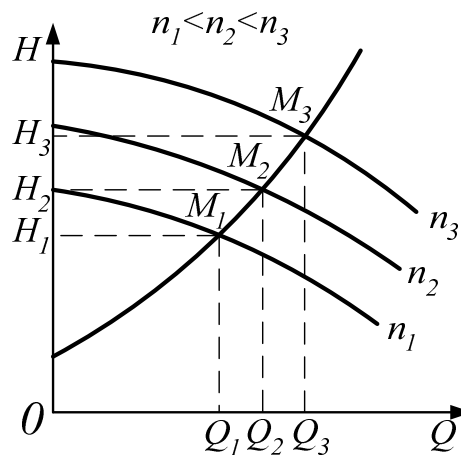


Рис. 4.3. Регульовальні режими роботи НПС змінюючи числа обертів ротора

Як видно з малюнка, при цьому методі регулювання насос розвиває напір і подачу, суворо відповідні опорі і пропускній здатності нафтопроводу. Тому при даному методі не спостерігається зайва витрата енергії. Це найекономічніший метод регулювання.

З усіх розглянутих методів плавного регулювання на НПС практично доступне лише дроселювання. Перепуск не знаходить застосування тому, що при пологопадаючих H - Q характеристиках насосів він менш економічний, ніж дроселювання, а насоси НПС як раз мають пологопадаючі характеристики. Регулювання зміною частоти обертання роторів насосів не використовується в зв'язку з відсутністю потужних електродвигунів з регульованою частотою обертання роторів.

Методи ступеневого регулювання мають в своїй більшості один спільний недолік – режим роботи НПС і нафтопроводу при їх здійсненні змінюється східчасто, що не завжди відповідає необхідній мірі зміни режиму роботи і часто вимагає підрегулювання за допомогою неекономічного методу дроселювання. Тому економічні в своїй основі методи ступеневого регулювання не завжди забезпечують транспортування нафти з мінімальними енерговитратами.

Виняток з розглянутих методів становить метод регулювання зміною діаметра робочого колеса.

Діаметри робочих коліс відцентрових насосів НМ, НПВ і НМП можуть бути змінені обточуванням коліс на верстаті. Зменшення діаметру в межах 10% практично не призводить до зниження К.К.Д. насосів, H - Q характеристика же насоса при цьому змінюється подібно до того, як це відбувається при зміні числа обертів ротора насоса (див. рис. 4.3, 4.4)

$$H = H_0 \cdot \left(\frac{D}{D_0}\right)^2; Q = Q_0 \cdot \frac{D}{D_0}, (4.10)$$

де H_0 і Q_0 - напір і подача насоса при діаметрі робочого колеса, що дорівнює D_0 ; H і Q - напір і подача насоса при діаметрі робочого колеса, рівному D .

Якщо відомі напір H і подача Q , що вимагаються від насоса, то необхідний діаметр робочого колеса D може бути розрахований за формулою, отримання якої розглянемо нижче.

Запишемо H - Q характеристику відцентрового насоса для вихідного необточеного робочого колеса

$$H_0 = a - b \cdot Q_0^2, (4.11)$$

де H_0 і Q_0 - напір і подача насоса, що відповідають діаметру D_0 необточеного колеса і визначаються по робочій точці насоса M (рис. 4.4).

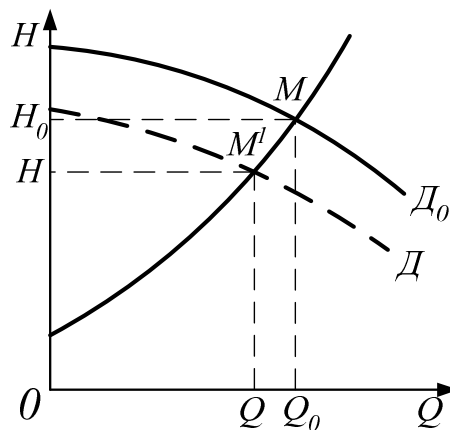


Рис. 4.4. Регулювання режимів роботи НПС зміною діаметра робочого колеса

Підставимо в (4.11) замість H_0 і Q_0 їх значення, отримані з (4.10) і матимемо:

$$H \cdot \left(\frac{D_0}{D}\right)^2 = a - b \cdot Q^2 \cdot \left(\frac{D_0}{D}\right)^2, (4.12)$$

де H і Q - напір і подача, що вимагаються від насоса; D - відповідний їм діаметр колеса.

Тепер поділимо обидві частини рівняння (4.12) на $\left(\frac{\ddot{A}_0}{\ddot{A}}\right)^2$ і отриманий вираз вирішимо щодо

$$D = D_0 \cdot \sqrt{\frac{H + b \cdot Q^2}{a}}. \quad (4.13)$$

Якщо розраховане по (4.13) значення D буде відрізнятися від D_0 не більше ніж на 10%, то обточування колеса забезпечить насосу і НПС необхідний режим роботи при мінімальних енерговитратах на транспорт нафти.

Економічність роботи НПС в умовах їх експлуатації визначається головним чином енерговитратами, тобто витратою потужності.

Потужність, споживана НПС в цілому (усіма її насосно-силовими агрегатами) розраховується за формулою

$$N_{\text{ін}} = \frac{\rho g H Q}{\eta_{\text{ін}}}, \quad (4.14)$$

де H і Q - напір і продуктивність станції, що визначаються за її робочою точкою; $\eta_{\text{інс}}$ - К.К.Д. НПС,

При послідовному з'єднанні насосів, що має місце на НПС магістральних нафтопроводів,

$$\eta_{\text{інс}} = \frac{\sum_{i=1}^n H_i}{\sum_{i=1}^n \frac{H_i}{\eta_i}}, \quad (4.15)$$

де H_i і η_i - напір і К.К.Д. i -того насоса станції.

Завдання для самостійного рішення

НПС короткого нафтопроводу оснащена одним підпірним насосом і 3-ма основними насосами, що працюють в режимі послідовного з'єднання.

Потрібно вибрати найбільш економічний режим роботи станції при зниженні обсягів перекачування на короткий період на $X\%$.

Вихідні дані до задачі

Варіант 1. Основні насоси - НМ 3600-230; підпірні насоси - НПВ 3600-90; щільність нафти, що перекачується $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$; величина зниження обсягів перекачування $X = 12\%$.

Таблиця 4.2.1 – Характеристика лінійної частини нафтопроводу

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	2000	2500	3000	3500	4000
$H, \text{ м}$	300	418	540	700	925

Варіант 2. Основні насоси - НМ 3600-230; підпірні насоси - НПВ 3600-90; щільність нафти, що перекачується $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$; величина зниження обсягів перекачування $X = 17\%$.

Таблиця 4.2.2 – Характеристика лінійної частини нафтопроводу

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	2000	2500	3000	3500	4000
$H, \text{ м}$	300	418	540	700	925

Варіант 3. Основні насоси НМ 2500-230; підпірні насоси НПВ 2500-80; щільність нафти, що перекачується $\rho = 830 \text{ кг/м}^3$; величина зниження обсягів перекачування $X = 8\%$.

Таблиця 4.2.3 – Характеристика лінійної частини нафтопроводу

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	800	1200	1600	2000	2400	2600
$H, \text{ м}$	200	285	400	505	700	825

Варіант 4. Основні насоси НМ 2500-230; підпірні насоси НПВ 2500-80; щільність нафти, що перекачується $\rho = 830 \text{ кг/м}^3$; величина зниження обсягів перекачування $X = 14\%$.

Таблиця 4.2.4 – Характеристика лінійної частини нафтопроводу

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	800	1200	1600	2000	2400	2600
$H, \text{ м}$	200	285	400	505	700	825

Методичні вказівки щодо вирішення завдання

1. Побудувати поєднану $H-Q$ характеристику НПС і лінійної частини. Причому характеристику НПС дати у вигляді 4-х кривих: характеристики підпірного насоса, сумарною характеристики підпірного насоса і одного основного насоса, сумарною характеристики підпірного насоса і двох основних, характеристики всієї станції.
2. Визначити по поєднаним характеристикам початкове значення Q , потім значення Q при зниженні обсягів перекачування.

3. З усіх способів регулювання вибрати ті, які раціонально застосовувати для регулювання при зміні режиму роботи НПС на короткий період часу.
4. Визначити робочі точки НПС при кожному з обраних способів регулювання.
5. Вибрати найбільш економічний спосіб.

4.3. Забезпечення безкавітаційної роботи насосів на НПС

Теоретичні основи

В процесі експлуатації насосів тиск, в будь-якої точці їх всмоктуючого тракту може виявитися рівним або меншим тиску насичених парів рідини. У цій точці рідина практично миттєво переходить в газоподібний стан, утворюючи бульбашки з парою. Дані бульбашки потоком рідини переносяться в область підвищеного тиску в проточній частині насоса, де за рахунок підвищення тиску пар в бульбашках конденсується і бульбашки лопаються. Розглянутий процес називається кавітацією. При руйнуванні бульбашок в обсяг, що раніше вони обіймали, з усіх боків спрямовується рідина, і в точках їх перебування відбувається сильний гідроудар зі стрибком тиску в кілька сотень атмосфер. Якщо в момент руйнації бульбашка знаходилася на поверхні деталі, зазначений удар доводиться по цій деталі. Незважаючи на значний стрибок тиску потужність удару порівняно невелика, зважаючи на невеликі розміри бульбашок і деталей не руйнується. Однак в результаті множинності ударів відбувається інтенсивне старіння металу деталі. Він втрачає пластичність і стає крихким. При черговій кавітації метал на поверхні деталі викрашується – міцність деталі знижується, її поверхня стає шорсткою, що призводить до підвищення втрат енергії всередині насоса і до зниження гідравлічного і загального ККД насоса.

Зазначені досить важкі наслідки від кавітації є суттєво віддаленими за часом. Але існує негативні наслідки, що виникають відразу ж при кавітації:

1. Різке підвищення вібрації насоса.
2. Різке падіння напору і ККД, а так же подачі.
3. При сильно розвиненій кавітації повний зрив подачі.

Все перераховане не допускає експлуатацію насосів в кавітаційному режимі. Найбільш кардинальне запобігання кавітації – підтримання у всіх точках всмоктуючого тракту тиску вище тиску насичення парів рідини.

Перевищення тиску над P_s має спостерігатися у всіх точках всмоктуючого тракту і тому рівнятися, як мінімум, втраті тиску у всьому всмоктуючому тракті, тобто:

$$\Delta P = \rho g \Delta h_{sp},$$

або для більшої гарантії

$$\Delta P = \rho g \cdot 1,25 \Delta h_{sp} = \rho g \Delta h_{дон}$$

Таким чином, умова безкавітаційної роботи відцентрового насоса в загальному випадку має вигляд

$$P_{ex} \geq P_s + \rho g \Delta h_{дон}, \quad (4.16)$$

або

$$H_{ex} \geq \frac{P_s}{\rho g} + \Delta h_{дон}, \quad (4.17)$$

де P_{ex} і H_{ex} - відповідно тиск і напір на вході всмоктуючого патрубку насоса.

При експлуатації НС забезпечення безкавітаційного режиму роботи контролюється по манометру, що показує значення P_{ex} . При проектуванні станцій виконання умови безкавітаційної роботи перевіряється розрахунком. Для цього, звичайно, використовується вираз (4.17).

Перевірка полягає в розрахунку H_{ex} і зіставленні його значення з правою частиною (4.17). Для НС магістральних нафтопроводів H_{ex} - залишковий напір попередніх станцій. Для НС, які проводять відкачування рідини з резервуара, що має місце, наприклад, на нафтобазах

$$H_{ex} = H_o - h, \quad (4.18)$$

де H_o - наявний напір на початку всмоктуючого трубопроводу; h - загальні втрати напору у всмоктуючому трубопроводі.

У разі невиконання умов (4.16) і (4.17) домагаються їх виконання. Способи, за допомогою яких домагаються виконання цих умов, наочно простежуються з залежностей (4.17) і (4.18).

Завдання для самостійного рішення

При проектуванні насосної станції зовнішнього перекачування для подачі нафти з резервуарного парку нафтопромислів на ГНПС нафтопроводу попередньо обраний насос, вказаний в таблиці 4.3.

Потрібно перевірити виконання умови безкавітаційної роботи насоса, користуючись довідковими даними, наведеними в табл. 4.3. При невиконанні зазначеної умови запропонувати можливі рішення, що забезпечують його виконання.

По одному із запропонованих рішень виконати розрахунки з визначенням необхідного значення параметра, зміна якого дозволить домогтися безкавітаційної роботи насоса.

Таблиця 4.3

Вихідні дані до задачі 4.3

Параметр	Номер варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Насос	НМ 125 -550	НМ 180 -500	НМ 250 -475	НМ 360 -460	НМ 500 -300	НМ 710 -280	НМ 125 -550	НМ 180 -500	НМ 250 -475	НМ 360 -460
L , м	600	543	474	603	495	547	804	501	483	747
$D \times \delta$, мм	219×9	219×7	273×8	325×8	377×9	426×10	168×6	273×9	273×7	377×11
Z_0 , м	36	48	172	21	17	54	81	74	16	52
Z , м	34	46	168	20	15	51	78	72	15	51
h_0 , м	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
P_0 , МПа	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
Q , м ³ /ч	120	150	280	300	480	600	100	200	220	400
ρ , кг/м ³	855	860	845	831	872	880	823	847	856	864
ν , 10 ⁻⁶ м ² /с	16	25	7	12	38	47	5	31	22	34
P_S , мм. рт. ст.	480	500	465	493	420	497	455	500	438	476

Умовні позначення, прийняті в таблиці 4.3: L – довжина трубопроводу між НС і самим віддаленим від станції і резервуаром; $D \times \delta$ – діаметр (зовнішній) і товщина стінки згаданого трубопроводу; Z_0 – геодезична відмітка осі роздаткового патрубку самого віддаленого від НС резервуара; Z – геодезична відмітка осі прийомного патрубку насоса; h_0 – мінімальний рівень злива нафти в резервуарі, що відлічується від осі роздаткового патрубку резервуара; P_0 – тиск пароповітряної суміші в резервуарі; Q – продуктивність насосної станції; ρ – щільність нафти, що перекачується; ν – в'язкість нафти, що транспортується насосом; P_S – тиск насичених парів нафти.

1.10. ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ПРИРОДНИХ ГАЗІВ

Довідковий матеріал

Природний газ складається в основному з метану (CH_4). Щільність ρ газу залежить від його складу, тиску і температури. При стандартних умовах ($p = 0,1013 \text{ МПа}$, $T = 293 \text{ К}$) щільність природного газу $\rho_{\text{ст.}}$ становить приблизно $0,7 \text{ кг/м}^3$.

Відносною щільністю Δ газу по повітрю називається відношення $\rho_{\text{г.}}/\rho_{\text{в.}}$ щільності $\rho_{\text{г.}}$ природного газу до щільності $\rho_{\text{в.}}$ повітря при одних і тих же (наприклад, стандартних) умовах. Очевидно, що для досконалих газів це відношення не залежить ні від тиску, ні від температури. Зокрема, щільність $\rho_{\text{ст.}}$ природного газу представляється у вигляді: $\rho_{\text{ст.}} = (\rho_{\text{в.}})_{\text{ст.}} \cdot \Delta$, причому $(\rho_{\text{в.}})_{\text{ст.}} \approx 1,204 \text{ кг/м}^3$.

Зв'язок виду $F(p, \vartheta, T) = 0$ між тиском p в газі, його питомим об'ємом $\vartheta = 1/\rho$ і абсолютною температурою T називається рівнянням стану газу. При помірних тисках і температурах властивості газів досить добре моделюються рівнянням стану Клапейрона-Менделєєва

$$p \cdot V = \frac{m}{\mu} \cdot R_0 T, \quad (101)$$

де V - об'єм газу; m - його маса; μ - молярна маса газу, (кг/кмоль); R_0 - універсальна газова постійна ($R_0 = 8314 \text{ Дж/(кмоль} \cdot \text{К)}$). Гази, властивості яких моделюються рівнянням Клапейрона-Менделєєва, називають *досконалими*.

Якщо врахувати, що питомий об'єм газу ϑ визначається як V/m , і R_0/μ , = R - газова постійна даного газу (Дж/(кг·К)), то рівняння стану досконалого газу записується також у формі:

$$p \cdot \vartheta = RT \quad \text{або} \quad p = \rho RT. \quad (102)$$

Газова постійна R метану дорівнює $518,33 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$, вуглекислого газу - $188,95 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$, кисню - $259,81 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$, повітря - $287,1 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$; $R = R_{\text{в.}}/\Delta = 287,1/\Delta$.

Властивості *реальних* природних газів відрізняються від властивостей досконалого газу. Для кожного реального газу є деяка *критична температура* $T_{\text{кр}}$ така, що для будь-якого значення $T \leq T_{\text{кр}}$ існує тиск $p_{\text{кр.}}$, при якому відбувається фазовий перехід газу в рідкий стан, а для температур $T \geq$

$T_{кр.}$ такий перехід неможливий ні при яких тисках. Якщо $T = T_{кр.}$, то існує тиск $p_{кр.}$, при якому властивості рідкої і газової фаз однакові. Параметри газу $T_{кр.}$, $p_{кр.}$ називається критичними. Так, наприклад, для метану ці параметри складають: $T_{кр.} = 190,55 \text{ К}$, $p_{кр.} = 4,64 \text{ МПа}$.

Деякі постійні компонентів, складових природного газу, наведені в таблиці.

Таблиця

Газ	Молярна маса, кг/кмоль	Щільність за повітрям	Критичний тиск, МПа	Критична температура, К
Метан	16,042	0,554	4,641	190,55
Етан	30,068	1,049	4,913	305,50
Пропан	44,094	1,562	4,264	369,80
Ізобутан	58,120	2,066	3,570	407,90
н - Бутан	58,120	2,091	3,796	425,17
н - Пентан	72,146	2,480	3,374	469,78
Азот	28,016	0,970	3,396	126,25
Кисень	32,000	1,104	4,876	154,18
Сірководень	34,900	1,190	8,721	373,56
Вуглекислий газ	44,011	1,525	7,382	304,19
Водень	2,020	0,069	1,256	33,10
Гелій	4,000	1,136	0,222	5,00
Повітря	28,966	1,000	3,780	132,46

У ряді випадків рівняння стану реального газу представляють в вигляді

$$p = Z(p, T) \cdot \rho RT \quad (103)$$

де $Z(p, T)$ - безрозмірний коефіцієнт стисливості газу (званий іноді ще коефіцієнтом надстисливості газу). Очевидно, що для досконалих газів $Z = 1$.

Залежність $Z(\bar{p}, \bar{T})$ від відношень $\bar{p} = p/p_{кр.}$ і $\bar{T} = T/T_{кр.}$, званих наведеним тиском і наведеною температурою, відповідно, представлена на рис. 1.12.

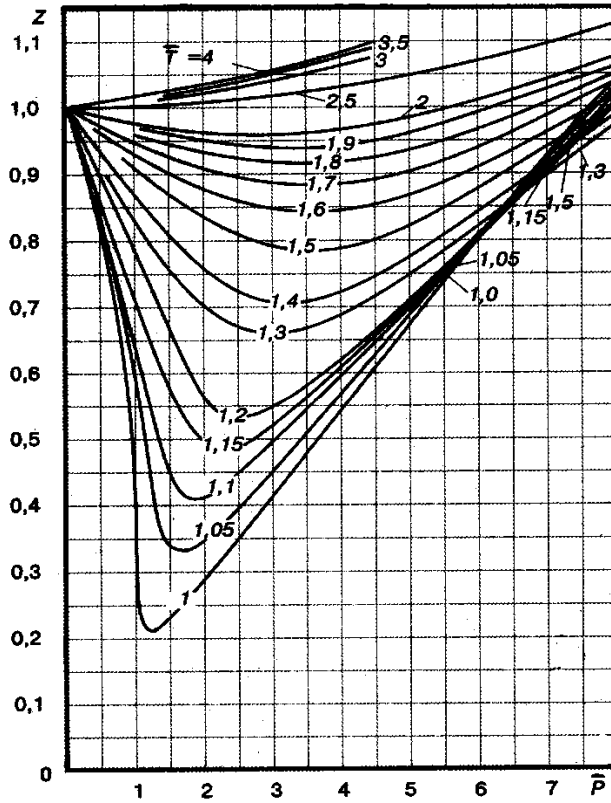


Рис. 1.12. Зависимость $Z(\bar{p}, \bar{T})$ от $\bar{p} = p/p_{кр.}$ и $\bar{T} = T/T_{кр.}$.

Для природних газів, що представляють собою метан в суміші з деякими іншими компонентами (етан, пропан, бутан, з-бутан, пентан, азот, сірководень, вуглекислий газ, водень, гелій і т.п.), коефіцієнт $Z(\bar{p}, \bar{T})$ стисливості може бути розрахований за такою апроксимаційною формулою

$$Z(\bar{p}, \bar{T}) = 1 - 0.4273 \cdot \bar{p} \cdot \bar{T}^{-3.668} \quad (104)$$

Молярна маса і критичні параметри газової суміші обчислюються за такими аддитивним формулами:

$$\mu = \sum_{j=1}^{j=n} x_j \cdot \mu_j; \quad p_{кр.} = \sum_{j=1}^{j=n} x_j \cdot p_{кр.,j}; \quad T_{кр.} = \sum_{j=1}^{j=n} x_j \cdot T_{кр.,j} \quad (105)$$

де x_j - об'ємні частки компонентів, що складають газ.

Найпростіші термодинамічні процеси. Ізотермічний процес: $T = \text{const}$. При ізотермічному розширенні (або стисненні) досконалого газу від тиску p_1 до тиску p_2 до газу необхідно підводити (або відповідно відбирати) тепло:

$$\delta Q_w = RT \cdot \ln \frac{p_1}{p_2}, \quad (106)$$

де δQ_w - кількість тепла, розрахована на одиницю маси газу (Дж/кг або кал/кг; 1 кал = 4,187 Дж); причому $\delta Q_w > 0$, якщо газ розширюється ($p_2 < p_1$), і $\delta Q_w < 0$, якщо газ стискається ($p_2 > p_1$).

Оборотний адіабатичний процес: $\delta Q_w = 0$. Мають місце наступні співвідношення:

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{\rho}{\rho_1} \right)^\gamma, \quad \frac{T}{T_1} = \left(\frac{\rho}{\rho_1} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\gamma-1}, \quad (107)$$

де ρ_1, p_1, T_1 - щільність, тиск і температура газу в початковому стані; ρ, p, T - ті ж параметри газу в поточному (або кінцевому) стані; $\gamma = C_p / C_v$ - показник адіабати; C_p, C_v - теплоємності газу відповідно при постійному тиску і об'ємі (Дж/(кг К)). Наприклад, для повітря $\gamma = 1,4$; для метану - $\gamma = 1,31$; для етану - $\gamma = 1,20$; для пропану $\gamma = 1,16$ і т.д. Для досконалого газу ($Z = 1$) має місце формула Майєра: $C_p - C_v = R$.

Політропічним називається процес, в якому щільність і тиск пов'язані рівнянням $p = A \cdot \rho^m$, де $A = \text{const}$; m - показник політропи. Якщо в цьому процесі $m \neq \gamma$, то $\delta Q_w \neq 0$. Якщо процес політропічного стиснення газу ($p_2 > p_1$) йде з підведенням тепла ($\delta Q_w > 0$), то $m > \gamma$; якщо ж він супроводжується відбором тепла ($\delta Q_w < 0$), то $1 < m < \gamma$.

У політропічному процесі щільність, тиск і температура газу пов'язані співвідношеннями, аналогічними (107):

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{\rho}{\rho_1} \right)^m, \quad \frac{T}{T_1} = \left(\frac{\rho}{\rho_1} \right)^{m-1} = \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}}, \quad (108)$$

ЗАДАЧІ

161. Газова суміш складається з 99% метану, 0,5% етану і 0,5% азоту. Визначити молярну масу газової суміші і значення газової постійної.

Відповідь. 16,172 кг/кмоль; 514,1 Дж/(кг К).

162. Газова суміш складається з 88% метану, 6% етану, 4% пропану і 2% азоту. Визначити молярну масу газової суміші і значення її газової постійної.

Відповідь. 18,243 кг/кмоль; 455,7 Дж/(кг К).

163. Визначити масу 100 тис. нормальних (тобто обчислених при тиску $p = 0,1013$ МПа і температурі $T = 293$ К) кубометрів природного газу ($\mu = 19,2$ кг/кмоль).

Відповідь. 79,842 т.

164. Об'єм природного газу ($\mu = 18,5$ кг/кмоль) в стандартних умовах становить 250 тис. м³. Яка його маса?

Відповідь. 192,328 т.

165. Об'єм природного газу, який вимірюється при стандартних умовах, становить 10 тис. м³. Який об'єм цього газу при нормальних (тобто обчислених при тиску $p = 0,1013$ МПа і температурі $T = 273$ К) умовах?

Відповідь. 9317,4 м³.

166. Об'єм природного газу, який вимірюється при нормальних умовах, становить 50 тис. м³. Який об'єм цього газу при стандартних умовах?

Відповідь. 53663 м³.

167. Природний газ, що зберігається в резервуарі місткістю 20 тис. м³ при середньому тиску 0,11 МПа, підданий коливанням добової температури від +8°C вночі до +20°C вдень. Визначити амплітуду коливання тиску в резервуарі.

Відповідь. 0,0023 МПа.

168. Тиск в газовому резервуарі становить 0,12 МПа, температура +15 °С. На скільки підвищиться тиск в цьому резервуарі, якщо температура в ньому зросте на 15°C?

Відповідь. 0,0063 МПа.

169. Газову порожнину (або газовий міхур) підземного сховища газу (ПСГ) можна наближено вважати прямим циліндром, що має в плані форму еліпса з півосями $a = 3000$ м, $b = 2000$ м і висотою $h = 15$ м. Пористість m пласта (тобто об'ємна частка пустот в породах, що складають пласт), становить 30% (0,3), а насиченість s пустот газом (тобто об'ємна частка цих пустот, заповнених газом), дорівнює 0,65; інша частина пустот заповнена водою. Визначити, який об'єм газу в стандартних кубічних метрах знаходиться в ПСГ, якщо відомі пластовий тиск $p = 10$ МПа і температура $T = 30^\circ\text{C}$ газу. Відомі також постійні газу: $R = 470$ Дж / (кг К), $p_{\text{кр.}} = 4,7$ МПа, $T_{\text{кр.}} = 200$ К.

Відповідь. 6,554 млрд.м³.

170. Після того, як з підземного сховища газу (ПСГ), параметри якого дано в умові попередньої задачі №169, відібрали певну кількість газу, тиск в газовій порожнині зменшилася до 8,5 МПа, а насиченість s газу знизилася з 0,65 до 0,35. Визначити, яка кількість газу (в стандартних кубічних метрах) вилучено з ПСГ за період відбору.

Відповідь. 3,661 млрд.м³.

171. Природний газ ($\mu = 19,5$ кг/кмоль) при тиску 1,5 МПа і температурі 25°C можна наближено вважати досконалим. Визначити масу газу, якщо його об'єм при зазначених умовах становить 100 тис. м³.

Відповідь. 1180,6 т.

172. Метан знаходиться в контейнері при тиску 20 МПа і температурі $+10^\circ\text{C}$. В якому агрегатному стані знаходиться газ? В якому агрегатному стані знаходився б метан в тому ж контейнері, якби його температуру знизили до $(-110)^\circ\text{C}$? Відповідь обґрунтувати.

Відповідь. У газоподібному. У рідкому.

173. Газова суміш складається з 94% метану, 4% етану і 2% азоту. Визначити критичні параметри суміші.

Відповідь. 4,627 МПа; 193,86 К.

174. Характеристики газової суміші представлені в таблиці:

Компонента газу	Об'ємна доля, %	Критичний тиск, МПа	Критична температура, К
Метан	92,0	4,641	190,55
Етан	4,0	4,913	305,50
Азот	2,0	3,396	126,25
Сірководень	1,0	8,721	373,56
Вуглекислий газ	1,0	7,382	304,19

Знайти значення коефіцієнта Z стисливості цієї суміші при тиску 6,5 МПа і температурі $+25^{\circ}\text{C}$.

Відповідь. 0,871.

175. Характеристики газової суміші представлені в таблиці:

Компонента газу	Молярна маса, кг/кмоль	Об'ємна доля, %	Критичний тиск, МПа	Критична температура, К
Метан	16,042	92,0	4,641	190,55
Етан	30,068	4,0	4,913	305,50
Ізобутан	58,120	2,0	3,570	407,90
Азот	28,016	1,0	3,396	126,25
Сірководень	34,900	1,0	8,721	373,56

Знайти щільність газу при тиску 7,0 МПа і температурі $+15^{\circ}\text{C}$.

Відповідь. 62,61 кг/м³.

176. Тиск на усті закритої газової свердловини глибиною 1000 м (тобто тиск в стовбурі свердловини на рівні земної поверхні) становить 7,0 МПа. Знайти тиск на вибої свердловини (тобто на рівні залягання продуктивного газового пласта), якщо параметри природного газу такі: $R = 470$ Дж/кг К, $p_{кр.} = 4,7$ МПа, $T_{кр.} = 195$ К. В розрахунках прийняти, що температура газу в свердловині приблизно постійна, рівна $+30^{\circ}\text{C}$, а для обчислення коефіцієнта Z стисливості використовувати формулу (104).

Відповідь. 7,58 МПа.

177. Тиск газу на початку ділянки газопроводу становить 5,5 МПа, а температура $+30^{\circ}\text{C}$. В кінці ділянки ці параметри складають 3,5 МПа і $+10^{\circ}\text{C}$. Вважаючи газ досконалим, знайти, у скільки разів менше щільність газу в кінці ділянки, ніж на його початку. Уточнити рішення задачі, відмовившись від допущення про досконалість газу і використовуючи значення критичних параметрів газу: $p_{\text{кр.}} = 4,6$ МПа, $T_{\text{кр.}} = 190$ К.

Відповідь. В 1,468 рази; в 1,495 рази.

178. Ступінь стиснення ε газу в одноступеневому відцентровому нагнітачі дорівнює 1,6. Вважаючи процес стиснення газу адіабатичним ($\gamma = 1,34$), визначити температуру газу на виході з нагнітача, якщо температура на його вході дорівнює 288 К.

Відповідь. 324,5 К.

179. Тиск природного газу в газоперекачувальному агрегаті (ГПА) підвищується в 1,4 рази, при цьому температура збільшується з $+10^{\circ}\text{C}$ на вході до $+30^{\circ}\text{C}$ на виході з агрегату. Вважаючи процес стиснення газу політропічним, знайти показник політропи.

Відповідь. 1,255.

180. При політропічному стисненні газу газоперекачувальним агрегатом (ГПА) тиск підвищується в 1,57 рази, при цьому температура збільшується з 15°C на вході до $+38^{\circ}\text{C}$ на виході з агрегату. Визначити, у скільки разів збільшується щільність газу.

Відповідь. В 1,44 рази.

1.11. СТАЦІОНАРНІ РЕЖИМИ РОБОТИ ПРОСТИХ ГАЗОПРОВОДІВ

Довідковий матеріал

При стаціонарному режимі роботи газопроводу масова витрата газу (кг/с) залишається однією і тою ж у всіх перетинах ділянки газопроводу:

(109)

тут $\rho(x)$ - щільність газу; $v(x)$ - швидкість газу; $S(x)$ - площа поперечного перерізу газопроводу. При цьому об'ємна витрата Q газу ($\text{м}^3/\text{с}$), що дорівнює

$v \cdot S$, змінюється від перетину до перетину. Якщо $S = S_0 = \text{const}$, то об'ємна витрата Q і швидкість v газу збільшуються від початку ділянки газопроводу до його кінця.

Комерційним витратою Q_k газу ($\text{м}^3/\text{с}$), називається масова витрата газу, виражена в стандартних кубічних метрах. Очевидна формула:

$$Q_k = \frac{\dot{M}}{\rho_{\text{ст}}}, \quad (110)$$

де $\rho_{\text{ст}}$ - щільність газу при стандартних умовах ($p_{\text{ст}} = 0,1013 \text{ МПа}$, $T = 293 \text{ К}$).

Розподіл $p(x)$ тиску по довжині ділянки простого газопроводу ($S = S_0 = \text{const}$) при стаціонарному ізотермічному ($T = T_0 = \text{const}$) режимі роботи має вигляд:

$$p^2(x) = p^2(0) - \frac{16 \cdot M^2 \cdot \lambda \cdot ZRT}{\pi^2 d^5} \cdot x$$

або

$$p(x) = \sqrt{p^2(0) - \frac{16 \cdot M^2 \cdot \lambda \cdot ZRT}{\pi^2 d^5} \cdot x}, \quad (111)$$

де x - координата уздовж осі газопроводу, яка відлічується від початку ділянки; $p(0) = p_n$ - тиск газу на початку ($x = 0$) ділянки; λ - коефіцієнт гідравлічного опору, який приймається постійним; $d = D - 2\delta$ - внутрішній діаметр газопроводу; D , δ - зовнішній діаметр і товщина стінки трубопроводу, відповідно. Крім того, у формулі (111) коефіцієнт Z стисливості вважається постійним, обчисленим при середньому тиску на ділянці газопроводу.

Середній тиск $p_{\text{ср}}$ на ділянці газопроводу представляється виразом:

$$p_{\text{ср}} = \frac{2}{3} \cdot \left(p_n + \frac{p_k^2}{p_n + p_k} \right), \quad (112)$$

де p_k - тиск в кінці ділянки газопроводу, тобто при $x = L$, де L - протяжність ділянки.

Тиски $p_{н.}$, $p_{к.}$ на початку і в кінці ділянки газопроводу пов'язані співвідношенням:

$$p_{н.}^2 - p_{к.}^2 = \frac{16 \cdot M^2 \cdot \lambda \cdot ZRT \cdot L}{\pi^2 d^5}. \quad (113)$$

Масова витрата газу на ділянці газопроводу виражається через тиски на його кінцях наступною формулою:

$$\dot{M} = \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{p_{н.}^2 - p_{к.}^2}{ZRT\lambda \cdot L}} \cdot d^5 \text{ (м}^3\text{/с)} \quad (114)$$

Якщо обчислення проводяться в системі одиниць СІ, то для комерційної витрати газу $Q_{к.} = \dot{M}/\rho_{ст.}$ існує вираз:

$$Q_{к.} = 0,0384 \cdot \sqrt{\frac{p_{н.}^2 - p_{к.}^2}{ZT\lambda \cdot L \cdot \Delta}} \cdot d^5. \quad (115)$$

де Δ - щільність газу по повітрю ($Q_{к.} = \dot{M} / \rho_{ст.} = \dot{M} \cdot RT_{ст.} / p_{ст.}$; $R = R_{в.}/\Delta$; $R_{в.} = 287,1$ Дж/(кг К) - газова стала повітря; $(\rho_{в.})_{ст.} \approx 1,204$ кг/м³; $T_{ст.} = 293$ К, $p_{ст.} = 0,1013 \cdot 10^6$ Па).

Для розрахунку коефіцієнта λ гідравлічного опору можна використовувати формулу

$$\lambda = 0,067 \cdot \left(\frac{2k}{d}\right)^{0,2} \quad (116)$$

в якій k - середнє значення абсолютної еквівалентної шорсткості. У багатьох випадках $k = 0,03 \div 0,05$ мм.

Якщо течія природного газу в газопроводі неізотермічна, то розподіл $T(x)$ температури по довжині ділянки газопроводу дається виразом

$$T(x) = T_{гр.} + (T_{н.} - T_{гр.}) \cdot e^{ax} - D_* \cdot \frac{p_{н.} - p_{к.}}{a \cdot L} (1 - e^{ax}), \quad (117)$$

де $T_{гр.}$, $T_{н.} = T(0)$ - температури навколишнього ґрунту і газу в початковому перерізі ділянки, відповідно (К); $a = \alpha \pi d / \dot{M} C_p$ (м⁻¹); α - коефіцієнт теплопередачі від газу в ґрунт ($\alpha \approx 1,5 \div 3,0$ Вт/(м² К)); C_p - теплоємність газу при постійному тиску ($C_p \approx 2500$ Дж/(кг·К)); D_* - коефіцієнт Джоуля-Томсона ($D_* \approx 0,3 \div 0,5$ К/МПа).

У нехтуванні ефектом Джоуля-Томсона (незворотним охолодженням природного газу), що має місце тільки для реальних газів - справедлива формула В. Г. Шухова:

$$T(x) = T_{гр.} + (T_{н.} - T_{гр.}) \cdot e^{ax}. \quad (118)$$

Температура $T_{к.}$ газу в кінці ділянки газопроводу з протяжністю L виражається формулою:

$$T_{к.} = T_{гр.} + (T_{н.} - T_{гр.}) \cdot e^{-aL}. \quad (119)$$

У цьому випадку розподіл $T(x)$ температури газу по довжині ділянки можна представити у вигляді

$$\frac{T(x) - T_{гр.}}{T_{н.} - T_{гр.}} = \left(\frac{T_{к.} - T_{гр.}}{T_{н.} - T_{гр.}} \right)^{\frac{x}{L}}. \quad (120)$$

що не містить явно коефіцієнт теплопередачі.

Середня на ділянці трубопроводу температура $T_{ср.}$ газу представляється формулою

$$T_{ср.} = T_{гр.} = \frac{T_{н.} - T_{к.}}{\ln \left(\frac{T_{н.} - T_{гр.}}{T_{к.} - T_{гр.}} \right)}, \quad (121)$$

де $T_{н.}$, $T_{к.}$ - температури газу на початку і кінці ділянки газопроводу, відповідно.

ЗАДАЧІ

181. Перекачування газу по 100-км ділянці газопроводу постійного діаметра ведеться в стаціонарному ізотермічному режимі. Відомі тиски на початку і в кінці ділянки, а також швидкість на початку ділянки. Заповнити пусті клітинки нижченаведеної таблиці.

Координата, км	0	20	40	60	80	100
Тиск, МПа	5,50					3,50
Швидкість газу, м/с	5,00					

Коефіцієнт стисливості газу прийняти постійним.

Відповідь. Тиски: 5,16; 4,80; 4,41; 3,98 МПа. Швидкості: 5,73; 6,24; 6,91; 7,86 м/с.

182. При стаціонарній перекачуванні газу ($p_{кр.} = 4,7$ МПа, $T_{кр.} = 194$ К) тиск і температура на початку ділянки газопроводу становлять 5,2 МПа і 35°C, а в його кінці - 3,5 МПа і 10°C, відповідно. Визначити, у скільки разів швидкість газу в кінці ділянки перевищує швидкість газу в його початку.

Відповідь. В 1,375 рази.

183. Тиск на початку ділянки газопроводу становить 7,5 МПа, а в кінці ділянки - 4,0 МПа. Знайти тиск в середині цієї ділянки.

Відповідь. 6,0 МПа.

184. Тиск на початку ділянки газопроводу становить 7,50 МПа, а в кінці ділянки - 4,00 МПа. Знайти тиск в перерізі, віддаленим на 1/3 протяжності ділянки від його початку.

Відповідь. 6,54 МПа.

185. Визначити середній тиск на ділянці газопроводу при стаціонарному ізотермічному режимі перекачування, якщо тиск на початку ділянки становить 5,2 МПа, а в його кінці - 3,5 МПа.

Відповідь. 4,405 МПа.

186. Комерційна витрата газу ($\mu = 17,1$ кг/кмоль, $p_{кр} = 4,7$ МПа; $T_{кр} = 194$ К) становить 25 млн. м³/добу. Знайти об'ємну витрату Q_v газу на вході в відцентровий нагнітач, якщо відомо, що тиск на вході в нагнітач складає 3,7 МПа, а температура газу +15°C.

Відповідь. 430 м³/хв.

187. Комерційна витрата газу ($\mu = 17,1$ кг/кмоль, $p_{кр} = 4,7$ МПа; $T_{кр} = 194$ К) становить 25 млн. м³/добу. Знайти відношення об'ємної витрати Q_n газу на виході нагнітача до об'ємної витрати Q_v на вході в нагнітач, якщо відомі тиск і температура газу 3,7 МПа, +15°C до нагнітача, і 5,2 МПа, +35°C після нагнітача.

Відповідь. 0,753.

188. Довести, що збільшення тиску на початку ділянки газопроводу на величину Δp (при постійному тиску в його кінці) призводить до більшого збільшення комерційної витрати газу, ніж зменшення тиску в кінці ділянки на ту ж величину Δp (при постійному тиску в його початку).

189. Чи зменшиться або збільшиться комерційна витрата газу на ділянці газопроводу, якщо тиски на початку і в кінці цієї ділянки одночасно збільшити на одну і ту ж величину Δp ? Температуру, коефіцієнт стисливості і коефіцієнт гідравлічного опору вважати постійними.

Відповідь. Збільшиться.

190. Комерційна витрата газу, що перекачується по ділянці газопроводу ($D = 1020 \times 10$ мм, $k = 0,03$ мм) дорівнює 20 млн. м³/добу. Яка витрата газу встановилася б на ділянці такої ж протяжності в газопроводі більшого

діаметру ($D = 1220 \times 12$ мм, $k = 0,03$ мм) при тих же тисках на початку і кінці ділянки. Середню температуру і коефіцієнт стисливості газу в порівнюваних варіантах вважати однаковими.

Відповідь. 31,85 млн. м³/добу.

191. Компресорна станція забезпечує перекачку газу по ділянці газопроводу постійного діаметра, розвиваючи при цьому ступінь стиснення 1,56. Вважаючи, що тиски перед компресорною станцією і в кінці розглянутої ділянки рівні один одному, визначити, на скільки потрібно збільшити ступінь стиснення газу, щоб витрата перекачування зросла на 10%. Тиск в кінці ділянки, середню температуру і коефіцієнт стисливості газу в порівнюваних варіантах вважати однаковими.

Відповідь. 1,654 (тобто на 6%).

192. Тиск на початку 125-км ділянки газопроводу ($D = 1020 \times 10$ мм, $k = 0,03$ мм) становить 6,0 МПа, а в кінці ділянки - 3,5 МПа. Визначити комерційну витрату газу ($\Delta = 0,6$; $p_{кр.} = 4,8$ МПа; $T_{кр.} = 200$ К), що перекачується при постійній температурі +15°C.

Відповідь. 37,64 млн. м³/добу.

193. Тиск на початку 120-км ділянки газопроводу ($D = 1220 \times 12$ мм, $k = 0,03$ мм) становить 5,5 МПа, а в кінці ділянки - 3,8 МПа. Визначити комерційну витрату газу ($\Delta = 0,59$; $p_{кр.} = 4,7$ МПа; $T_{кр.} = 194$ К), що перекачується при постійній температурі +10°C.

Відповідь. 50,58 млн. м³/добу.

194. Природний газ ($\Delta = 0,59$; $p_{кр.} = 4,7$ МПа; $T_{кр.} = 194$ К) перекачують по ділянці газопроводу ($L = 100$ км, $D = 1020 \times 10$ мм, $k = 0,05$ мм) в ізотермічному режимі ($T = +10^\circ\text{C}$) з комерційною витратою 30 млн. м³/добу. Який тиск необхідно підтримувати на початку ділянки газопроводу, щоб тиск в кінці ділянки був не нижче 3,2 МПа?

Відповідь. Не нижче 4,83 МПа.

195. Природний газ ($\Delta = 0,62$; $p_{кр.} = 4,75$ МПа; $T_{кр.} = 194$ К) необхідно транспортувати по ділянці газопроводу ($L = 120$ км, $D = 1020 \times 10$ мм, $k = 0,03$ мм) з комерційною витратою 35 млн. м³/добу в ізотермічному режимі при середній температурі +12°C. Який тиск слід очікувати в кінці ділянки газопроводу, якщо тиск в його початку становить 5,5 МПа?

Відповідь. 3,14 МПа.

196. Який мінімальний діаметр D ($\delta = 10$ мм; $k = 0,03$ мм) повинна мати 125-км ділянка газопроводу, щоб по ньому транспортувати природний газ ($\Delta = 0,59$; $p_{кр.} = 4,7$ МПа; $T_{кр.} = 194$ К) з комерційною витратою 28 млн. м³/добу, якщо відомо, що тиск на початку ділянки не може бути вище 6,0 МПа, а в

кінці - нижче 4,0 МПа? Середню температуру транспортування газу прийняти рівною +10°C.

Відповідь. 1220 мм.

197. Природний газ ($C_p = 2500$ Дж/(кг·К), $\Delta = 0,62$), транспортують по ділянці газопроводу ($L = 140$ км, $D = 1220 \times 10$ мм, $\alpha = 1,75$ Вт/(м²·К)) з комерційною витратою 32 млн. м³/добу. При цьому температура газу на початку ділянки становить +30°C, а температура ґрунту на глибині залягання осі газопроводу - 0°C. Знайти розподіл температури газу по довжині ділянки. Заповнити порожні клітинки нижченаведеної таблиці:

Координата, км	0	20	40	60	80	100	120	140
Температура, °С	30							

Ефектом Джоуля-Томсона знехтувати.

Відповідь.

20	40	60	80	100	120	140
24,8	20,5	16,9	14,0	11,6	9,5	7,9

198. Відомий ефект зниження температури газу, що транспортується за рахунок ефекту Джоуля-Томсона. Оцінити величину цього ефекту (коефіцієнт **D*** Джоуля-Томсона дорівнює 0,3 °С/МПа), якщо відомо, що природний газ ($C_p = 2500$ Дж/(кг·К), $\Delta = 0,62$) транспортують по ділянці газопроводу ($L = 140$ км, $D = 1220 \times 10$ мм) з комерційною витратою 32 млн. м³/добу, причому тиск на початку ділянки становить 6,0 МПа, а в кінці ділянки - 3,5 МПа. Відомо також, що температура газу на початку ділянки становить +30°C, а температура ґрунту на глибині залягання осі газопроводу - 0°C. Знайти розподіл температури газу по довжині ділянки ($\alpha = 1,75$ Вт/(м²·К)). Заповнити порожні клітинки наступної таблиці:

Координата, км	0	20	40	60	80	100	120	140
Температура газу без урахування ефекта Джоуля - Томсона, °С	30	24,9	20,6	17,1	14,2	11,7	9,7	8,1
Температура газу з урахування ефекта Джоуля - Томсона, °С	30							
Поправка до формули В.Г. Шухова, °С	0							

Відповідь.

Координата, км	0	20	40	60	80	100	120	140
Температура газу з урахування ефекта Джоуля - Томсона, °С	30	24,7	20,3	16,7	13,7	11,2	9,3	7,4
Поправка до формули В.Г. Шухова, °С	0	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5

199. Природний газ ($C_p = 2500$ Дж/(кг·К), $\Delta = 0,62$) транспортують по ділянці газопроводу ($L = 140$ км, $D = 1220 \times 10$ мм, $\alpha = 1,75$ Вт/(м²·К)) з комерційною витратою 32 млн. м³/добу. При цьому температура газу на початку ділянки становить +30°С, а температура ґрунту на глибині залягання осі газопроводу - 0°С. Знайти середню по ділянці температуру газу. Ефектом Джоуля-Томсона знехтувати.

Відповідь. 16,56°С.

200. Природний газ ($C_p = 2500$ Дж/(кг·К), $\Delta = 0,59$) перекачують по ділянці газопроводу ($D = 1020 \times 10$ мм, $L = 125$ км) з комерційною витратою 25 млн. м³/добу. Температура газу на початку ділянки газопроводу становить 35°С, а в його кінці 15°С. Яке середнє значення коефіцієнта α теплопередачі на цій ділянці, якщо температура навколишнього ґрунту становить 10°С?

Відповідь. 2,06 Вт/(м²·К).

1.12. СТАЦІОНАРНІ РЕЖИМИ РОБОТИ СКЛАДНИХ ГАЗОПРОВІДІВ

Довідковий матеріал

Складним - називається газопровід, що складається з декількох послідовно або паралельно з'єднаних простих газопроводів.

Розрахунок складного газопроводу зручно здійснювати за спрощеними, інженерним, формулами, в які входять масштабовані коефіцієнти, що дозволяють вводити аргументи в зручному для обчислень масштабі вимірювання. Так, наприклад, формулу (115) попереднього розділу, що зв'язує комерційну витрату газу Q_k з тисками p_n на початку і p_k в кінці ділянки газопроводу, його протяжністю L і внутрішнім діаметром d , зручно представити у вигляді:

$$Q_k = A \cdot K \cdot \sqrt{\frac{p_n^2 - p_k^2}{L}}, \quad (122)$$

де A - константа, а K - так званий коефіцієнт витрати

$$K = \left(\frac{d}{d_3} \right)^{2,6} \quad (123)$$

Еталонний діаметр d_3 , що входить вцю формулу, вибирається довільно, головним чином, з міркувань зручності розрахунків. Якщо тиски p_n і p_k виражати в **МПа**, довжину L ділянки - в **км**, d і d_3 - в **мм**, температуру T - в **К**, то константу A можна представити у вигляді:

$$A = 17,2 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{d_3^{2,6}}{\sqrt{ZT\Delta}} \quad (124)$$

при цьому комерційна витрата Q_k газу буде виражатися в **млн. м³/добу**. Тут Δ - щільність газу по повітрю, тобто $\rho_{ст} = (\rho_{в.})_{ст} \cdot \Delta$, а величини Z і T вважаються постійними (зазвичай, середніми) по довжині ділянки газопроводу.

Ту ж саму формулу (122), або формулу (113) попереднього розділу, можна представити також у вигляді

$$p_n^2 - p_k^2 = B \cdot Q_k^2 \cdot \frac{L}{K^2}, \quad (125)$$

де $B = \frac{1}{A^2} = 0,3452 \cdot 10^{10} \cdot \frac{ZT\Delta}{d_3^{5,2}}$, причому в цій формулі так само, як і в

попередніх, тиски вимірюються в **МПа**, протяжності - у **км**, діаметри - в **мм**, температури - в **К**, комерційний витрата газу - в **млн. м³/добу**, а величини Z , T і Δ вважаються постійними (середніми) по довжині ділянки газопроводу.

Якщо ділянка складного газопроводу складається з декількох (n) ділянок (d_i, L_i) простого газопроводу, з'єднаних *послідовно*, то для такої ділянки так само справедливі формули (122) і (125), якщо коефіцієнт витрати K , щовходить в них, розраховувати за формулою

$$\frac{L}{K^2} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{L_i}{K_i^2} \quad (126)$$

де d_i, L_i - діаметр і довжина i -ї ділянки, що становить складний газопровід, відповідно; K_i - коефіцієнт витрати i - ї ділянки простого газопроводу;

$L = \sum_{i=1}^{i=n} L_i$. Передбачається, природно, що значення коефіцієнтів A_i для різних ділянок газопроводу близькі один до одного. Таким чином, для складного газопроводу, що складається з послідовно з'єднаних ділянок простих газопроводів, величина L_i/K_i^2 дорівнює сумі відповідних величин.

Якщо ж ділянка складного газопроводу складається з декількох (n) ділянок (d_i, L_i) простих газопроводів, з'єднаних *паралельно*, то для такої ділянки так само справедливі формули (122) і (125), якщо тільки коефіцієнт K витрати, що входить в них, розраховувати за формулою

$$K = \sum_{i=1}^{i=n} K_i \quad (127)$$

де K_i - коефіцієнт витрати i -ї ділянки простого газопроводу. Таким чином, для складного газопроводу, що складається з паралельно з'єднаних ділянок простих газопроводів, коефіцієнт витрати K дорівнює сумі коефіцієнтів витрати K_i ділянок, що з'єднуються.

ЗАДАЧІ

201. Ділянка газопроводу складається з двох послідовно з'єднаних сегментів: першого (d_1, L_1) і другого (d_2, L_2). Тиск на початку ділянки газопроводу становить p_n , а в кінці газопроводу - p_k . Чому дорівнює середній тиск p_{cp} на ділянці цього газопроводу?

Відповідь.
$$p_{cp} = \frac{2}{3} \cdot \left(p_* + \frac{L_1}{L} \frac{p_n^2}{p_n + p_*} + \frac{L_2}{L} \frac{p_k^2}{p_k + p_*} \right),$$

де $p_* = \sqrt{\frac{p_n^2 \cdot K_1^2/L_1 + p_k^2 \cdot K_2^2/L_2}{K_1^2/L_1 + K_2^2/L_2}}$ - тиск в місці зчленування трубопровідних сегментів різного діаметру.

202. На ділянці газопроводу з діаметром D_1 вирішили замінити існуючу трубу трубою більшого діаметру D_2 ($D_2 > D_1$) на половині довжини ділянки. В якому випадку середній тиск на ділянці газопроводу буде більшим - в разі, якщо замінити трубою більшого діаметру першу половину ділянки або другу? Тиски на початку і кінці ділянки в порівнюваних варіантах вважати однаковими.

Відповідь. Першу.

203. Ділянка газопроводу складається з двох послідовно з'єднаних сегментів: першого ($D_1 = 1220 \times 10$ мм, $L_1 = 70$ км) і другого ($D_2 = 1020 \times 10$ мм, $L_2 = 80$ км). Тиск на початку ділянки газопроводу становить 7,3 МПа, а в його кінці - 4,0 МПа. Знайти середній тиск на ділянці цього газопроводу?

Відповідь. 6,14 МПа.

204. Природний газ ($\mu = 18$ кг/кмоль, $p_{кр} = 4,7$ МПа, $T_{кр.} = 196$ К) транспортують по 120-км ділянці газопроводу, що складається з двох послідовно з'єднаних трубопровідних сегментів: перший - ($D_1 = 1220 \times 12$ мм, $L_1 = 40$ км); другий - ($D_2 = 1020 \times 10$ мм, $L_2 = 80$ км). Тиск на початку ділянки становить 5,5 МПа, в кінці ділянки - 3,5 МПа. Транспортування ведеться в режимі, близькому до ізотермічного, при середній температурі 15 °С. Знайти комерційний витрата газу.

Відповідь. 36,82 млн. м³/добу.

205. Перші 60 км ділянки газопроводу мають діаметр 1220 мм при товщині стінки 12 мм, а решта 70 км - 1020 мм при товщині стінки 10 мм. У скільки разів більшим був би комерційний витрата газу на даній ділянці при тих же значеннях тиску на початку і кінці ділянки, якби ця ділянка цілком складався з труби $D = 1220 \times 10$ мм?

Відповідь. В 1,352 рази, тобто на 35,2%.

206. На ділянці газопроводу ($D = 1020 \times 10$ мм, $L = 140$ км) знадобилося замінити 45 км труби. Оскільки в розпорядженні були труби діаметром $D = 1220 \times 12$ мм, то заміну вирішено було робити з труб саме цього більшого діаметра. Визначити, на скільки відсотків можна підвищити витрату газу на даній ділянці газопроводу, якщо тиски на його початку і кінці зберегти колишніми.

Відповідь. На 11,4%.

207. Ділянка газопроводу складається з трьох послідовно з'єднаних сегментів: першого ($D_1 = 1220 \times 12$ мм, $L_1 = 70$ км), другого ($D_2 = 1020 \times 10$ мм, $L_2 = 30$ км) і третього ($D_3 = 820 \times 10$ мм, $L_3 = 50$ км). Знайти комерційну витрату газу ($\Delta = 0,62$) на цій ділянці, якщо тиск на початку ділянки становить 5,75 МПа, а в його кінці - 3,8 МПа. Вважати, що транспортування газу відбувається в ізотермічному режимі ($T = 15$ °С), середнє значення коефіцієнта Z стисливості прийняти рівним 0,9.

Відповідь. 24,8 млн. м³/добу.

208. На ділянці газопроводу ($D = 1020 \times 10$ мм, $L = 120$ км) проклали лупінг довжиною 75 км з труби того ж діаметра, що і основна магістраль. У скільки разів збільшилася комерційна витрата газу, якщо відомо, що транспортування газу ведеться при тих же тисках на початку і кінці ділянки, що були до прокладки лупінга.

Відповідь. В 1,372 рази.

209. Визначити комерційну витрату газу ($\Delta = 0,59$) на ділянці газопроводу ($D = 1020 \times 12$ мм, $L = 120$ км), що має лупінг ($D_{л} = 820 \times 10$ мм, $L_{л} = 40$ км), якщо тиск в початку ділянки становить 5,5 МПа, а в його кінці - 3,8 МПа. Прийняти, що температура газу постійна уздовж всієї ділянки і дорівнює 10°C , а середнє значення коефіцієнта стисливості 0,9. Визначити також, на скільки лупінг збільшує пропускну спроможність ділянки.

Відповідь. 35,135 млн. м³/добу; \approx на 11,6%

210. На перших 70 км ділянка магістрального газопроводу - двотрубна, тобто складається з двох паралельних трубопроводів ($D_1 = 530 \times 8$ мм), а на інших 50 км вона - однострубна ($D_2 = 720 \times 10$ мм). В одному з варіантів проекту модернізації газопроводу вирішено замінити двотрубну частину ділянки однострубною з діаметром $D_2 = 720 \times 10$ мм. Питається, збільшиться чи зменшиться пропускну спроможність ділянки в цьому варіанті, якщо тиски на початку і кінці ділянки залишити такими ж, якими вони були до модернізації?

Відповідь. Збільшиться $\approx 7\%$.

211. Ділянка газопроводу складається з двох паралельних трубопроводів: перший $D_1 = 1020 \times 12$ мм, другий $D_2 = 820 \times 10$ мм, причому тиски в них однакові, як на початку, так і в кінці. Для поточного ремонту знадобилося тимчасово вивести з експлуатації половину другого трубопроводу, починаючи від середини і закінчуючи кінцем. Для цього спорудили перемичку, з'єднавши середини трубопроводів між собою, і потік газу з другої труби направили в першу трубу. Визначити, на скільки відсотків зменшиться при цьому пропускну здатність ділянки, якщо тиски в його початку і кінці зберегти колишніми. Опором перемички знехтувати.

Відповідь. На 24%.

214. Для того, щоб зменшити ступінь стиснення газу на компресорній станції, вирішено збільшити тиск на її вході (тобто в кінці попередньої ділянки) на 15% від існуючого значення, зберігши при цьому комерційну

витрату Q_k газу і тиск p_n на початку попередньої ділянки незмінними. Як спосіб реалізації такого рішення обрали прокладку лупінга на попередній ділянці газопроводу з труб того ж діаметра, що і основна магістраль. Яку частку від протяжності попередньої ділянки повинен мати лупінг, якщо відомо, що відношення p_n/p_k існуючих тисків на початку і кінці цієї ділянки, відповідно, становить 1,6?

Відповідь. 27,6%.

213. Ступінь стиснення газу на компресорній станції можна зменшити без зниження комерційної витрати за рахунок зниження втрат тиску на 140-км ділянці газопроводу, наступної за станцією. Для цього на частині ділянки, що розглядається, вирішено прокласти лупінг з діаметром, рівним діаметру основної магістралі. Визначити довжину такого лупінга, якщо відомі існуючі значення тисків: 6,5 МПа на початку ділянки, і 3,8 МПа в його кінці, а також вимога, згідно з якою тиск на початку ділянки повинен бути знижений на 1,0 МПа, а в кінці ділянки залишитися незмінним.

Відповідь. 80,5 км.

214. Природний газ транспортують по 100-км ділянці газопроводу $D_0 = 1020 \times 10$ мм з комерційною витратою $Q_k = 28$ млн. м³/добу. На скільки може збільшити пропускну здатність цієї ділянки лупінг, що має діаметр $D_1 = 820 \times 10$ мм і довжину 40 км. Тиски на початку і в кінці ділянки в порівнюваних варіантах вважати однаковими.

Відповідь. На 4 млн. м³/добу.

215. На 150-км ділянці газопроводу ($D = 820 \times 10$ мм) є два лупінга: перший ($D_1 = 620 \times 10$ мм) з довжиною 20 км, і другий ($D = 530 \times 8$ мм) з довжиною 50 км. Визначити комерційну витрату газу ($\Delta = 0,62$) на даній ділянці, якщо тиск на початку ділянки становить 6,2 МПа, а в кінці ділянки - 3,8 МПа. Прийняти, що середня температура газу на ділянці газопроводу становить 15 °С, а коефіцієнт стисливості $Z \cong 0,9$.

Відповідь. 15,79 млн. м³/добу.

216. Природний газ транспортують по 120-км ділянці газопроводу. Потрібно збільшити комерційну витрату газу на даній ділянці газопроводу на 25% при збереженні тисків на початку і кінці ділянки. Яку протяжність повинен мати лупінг, виконаний з труби такого ж діаметру, що і основна магістраль, щоб забезпечити необхідне збільшення витрат. Транспортування газу ведеться в режимі, близькому до ізотермічного.

Відповідь. 57,6 км.

217. Комерційна витрата газу ($\Delta = 0,59$) на ділянці газопроводу ($L = 125$ км, $D = 1020 \times 12$ мм, $T_{\text{ср.}} = 12$ °С, $Z = 0,92$) становить 32,5 млн. м³/добу, а тиск на початку ділянки 4,8 МПа. Через відводи, підключені до газопроводу в двох точках: на 40-му і 75-му км, газ відбирається з основної магістралі, причому витрата в першому відведенні становить 2 млн. м³/добу, а в другому - 4 млн. м³/добу. Визначити тиск в кінці ділянки газопроводу.

Відповідь. 2,83 МПа.

218. На 75-му км ділянки газопроводу ($D = 1020 \times 12$ мм, $L = 130$ км) є відведення ($L_0 = 20$ км, $D_0 = 530 \times 8$ мм). Яку частину витрати газу основної магістралі забирає відвід, якщо відомі тиску $p_{\text{н}} = 5,8$ МПа на початку ділянки, $p_{\text{к}} = 3,5$ МПа в його кінці і $p_{\text{к0}} = 2,0$ МПа - в кінці відведення?

Відповідь. 0,451, тобто $\approx 45,1\%$.

219. Природний газ ($\Delta = 0,62$) транспортують по 130-км ділянці газопроводу ($D = 1020 \times 10$ мм), причому тиск на початку ділянки 5,8 МПа, а в кінці ділянки - 3,75 МПа. У 30 км від початку ділянки є відвод, через який газ подають на станцію підземного зберігання газу (СПЗГ) з витратою 8,0 млн. м³/добу для закачування в пласт. Визначити комерційну витрату газу на початку і в кінці розглянутої ділянки. Прийняти, що середня температура газу на ділянці газопроводу становить 12 °С, а коефіцієнт стисливості $Z \approx 0,9$.

Відповідь. 39 і 31 млн. м³/добу.

220. Ділянка газопроводу складається з двох послідовно з'єднаних сегментів: першого (d_1, L_1) і другого (d_2, L_2). Температура на початку ділянки газопроводу дорівнює $T_{\text{н}}$. °С, а в кінці газопроводу - $T_{\text{к}}$. °С. Чому дорівнює середня температура $T_{\text{ср.}}$ на ділянці цього газопроводу, якщо температура навколишнього ґрунту становить $T_{\text{гр.}}$. °С? Прийняти, що коефіцієнт а теплопередачі для обох сегментів однаковий.

Відповідь.

$$T_{\text{ср.}} = T_{\text{гр.}} + \frac{d_1 L_1 + d_2 L_2}{L_1 + L_2} \cdot \left(\frac{T_{\text{н.}} - T_{*}}{d_1} + \frac{T_{*} - T_{\text{к.}}}{d_2} \right) / \ln \left(\frac{T_{\text{н.}} - T_{\text{гр.}}}{T_{\text{к.}} - T_{\text{гр.}}} \right)$$

$$T_{*} = T_{\text{гр.}} - (T_{\text{н.}} - T_{\text{гр.}})^{d_2 L_2 / (d_1 L_1 + d_2 L_2)} (T_{\text{к.}} - T_{\text{гр.}})^{d_1 L_1 / (d_1 L_1 + d_2 L_2)}$$

1.13 РОЗРАХУНОК РЕЖИМІВ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВИХ НАГНІТАЧІВ ГАЗУ

Довідковий матеріал

Транспортування газу по трубопроводах здійснюється компресорними станціями (КС), обладнаними газоперекачувальними агрегатами (ГПА).

Газоперекачувальні агрегати складаються з *приводу*, в якості якого можуть використовуватися газові турбіни, електродвигуни або двигуни внутрішнього згорання, і *відцентрового нагнітача* (ВЦН). Завдання приводу полягає в тому, щоб обертати вал відцентрового нагнітача; задача відцентрового нагнітача - примусово (за рахунок відцентрової сили інерції) переміщати газ з лінії низького тиску (лінії всмоктування) в лінію високого тиску (лінію нагнітання).

Характеристиками відцентрових нагнітачів називають залежності ступеня стиснення $\varepsilon = p_n/p_b$, внутрішньої потужності N (кВт) і політропічного к.к.д. η від об'ємної витрати Q_b , м³/хв (подачі) газу при постійному числі n об/хв робочого колеса:

$$\varepsilon_n = f_1(\rho_b, p_b, Q_b, n, D, \dots); N_n = f_2(\rho_b, p_b, Q_b, n, D, \dots);$$

$$\eta_n = f_3(\rho_b, p_b, Q_b, n, D, \dots),$$

де ρ_b , p_b , Q_b - щільність, тиск і об'ємна витрата газу в лінії всмоктування нагнітача; p_n - тиск в лінії нагнітання ВЦН; D - діаметр його робочого колеса.

У безрозмірному вигляді ці характеристики мають вигляд:

$$\varepsilon_n = F_1\left(\frac{\rho_b/p_b}{n^2 D^2}, \frac{Q_b/S_0}{nD}\right), \frac{N_n/S_0}{\rho_b n^3 D^3} = F_2\left(\frac{\rho_b/p_b}{n^2 D^2}, \frac{Q_b/S_0}{nD}\right);$$

$$\eta_n = F_3\left(\frac{\rho_b/p_b}{n^2 D^2}, \frac{Q_b/S_0}{nD}\right),$$

де індекс n показує, що характеристики ВЦН взяті при числі n оборотів його робочого колеса.

З міркувань розмірності звідси випливає:

$$\varepsilon_n = \varepsilon_{n_0} \left(\frac{\rho_b n_0^2}{\rho_b n^2}, \frac{Q_b n_0}{n} \right), N_n = \left(\frac{n}{n_0} \right)^3 \cdot N_{n_0} \left(\frac{\rho_b n_0^2}{\rho_b n^2}, \frac{Q_b n_0}{n} \right);$$

$$\eta_n = \eta_{n_0} \left(\frac{p_{в.}}{\rho_{в.}} \frac{n_0^2}{n^2}, Q_{в.} \frac{n_0}{n} \right), \quad (128)$$

де $\varepsilon_{n_0}, N_{n_0}, \eta_{n_0}$ - характеристики ВЦН при номінальному, зокрема, паспортному числі (n_0) обертів вала робочого колеса.

Умови приведення характеристик ВЦН до універсального виду припускають подання їх у формі (128) з тією лише різницею, що в лінії всмоктування нагнітача вибираються цілком певні фіксовані умови:

$$Z_{пр.} = 0,91; R_{пр.} = 490 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}; T_{пр.} = 288 \text{ К}; n = n_0.$$

Якщо при цьому врахувати, що $p_{в.}/\rho_{в.} = Z_{в.} R_{в.} T_{в.}$, то за умов приведення $(p_{в.}/\rho_{в.})_{пр.} = Z_{пр.} R_{пр.} T_{пр.}$ мають місце так звані наведені характеристики ВЦН:

$$\varepsilon_n = \varepsilon_{n_0} \left(Z_{пр.} R_{пр.} T_{пр.} \left(\frac{n_0}{n} \right)_{пр.}^2, (Q_{в.})_{пр.} \right); \quad (129)$$

$$N_n = \rho_{в.} \left(\frac{n}{n_0} \right)^3 \cdot \left(\frac{N}{\rho_{в.}} \right)_{пр.} \left(Z_{пр.} R_{пр.} T_{пр.} \left(\frac{n_0}{n} \right)_{пр.}^2, (Q_{в.})_{пр.} \right); \quad (130)$$

$$\eta_n = \eta_{n_0} \left(Z_{пр.} R_{пр.} T_{пр.} \left(\frac{n_0}{n} \right)_{пр.}^2, (Q_{в.})_{пр.} \right) \quad (131)$$

де використані позначення:

$$\left(\frac{n}{n_0} \right)_{пр.} = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{Z_{пр.} R_{пр.} T_{пр.}}{Z_{в.} R T_{в.}}} - \text{наведене число обертів};$$

$$(Q_{в.})_{пр.} = Q_{в.} \frac{n}{n_0} - \text{приведена витрата всмоктування}.$$

Наведені характеристики двох відцентрових нагнітачів 370-18-1 ($n_0 = 4800$ об/хв) і Н-300-1,23 ($n_0 = 6150$ об/хв) представлені на рис. 1.13 і 1.14.

У політропічному процесі стиснення газу в ВЦН температура $T_{н.}$ в лінії нагнітання пов'язана з температурою $T_{в.}$ в лінії всмоктування формулою:

$$\frac{T_{н.}}{T_{в.}} = \left(\frac{p_{н.}}{p_{в.}} \right)^{\frac{m-1}{m}} = \varepsilon^{\frac{m-1}{m}}$$

де m - показник політропи ($m = 1,25 \div 1,30$).

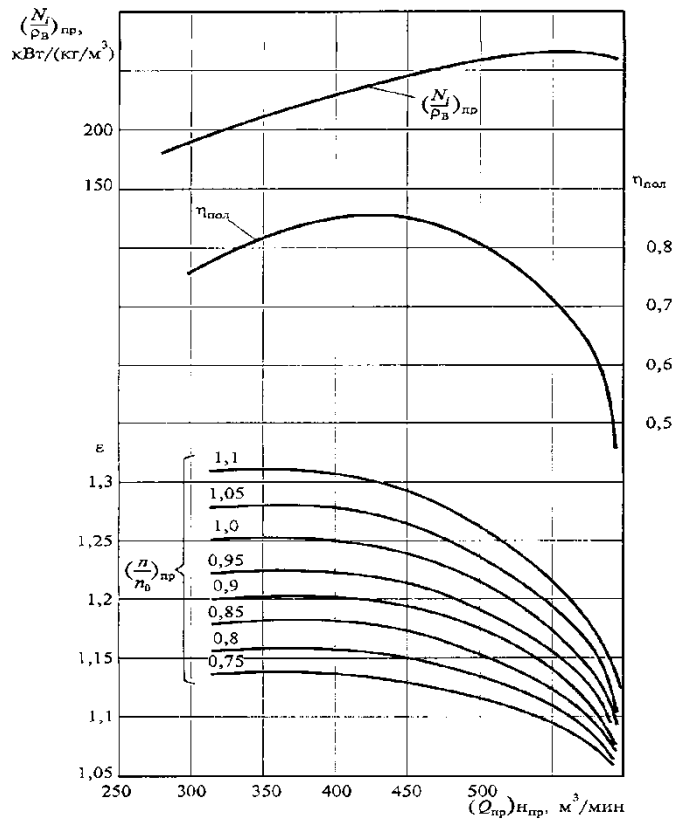


Рис. 1.13. Наведені характеристики нагнітача 370-18-1 при

$T_{пр.} = 288 \text{ К}; Z_{пр.} = 0,9; R_{пр.} = 490 \text{ Дж}/(\text{кг К})$

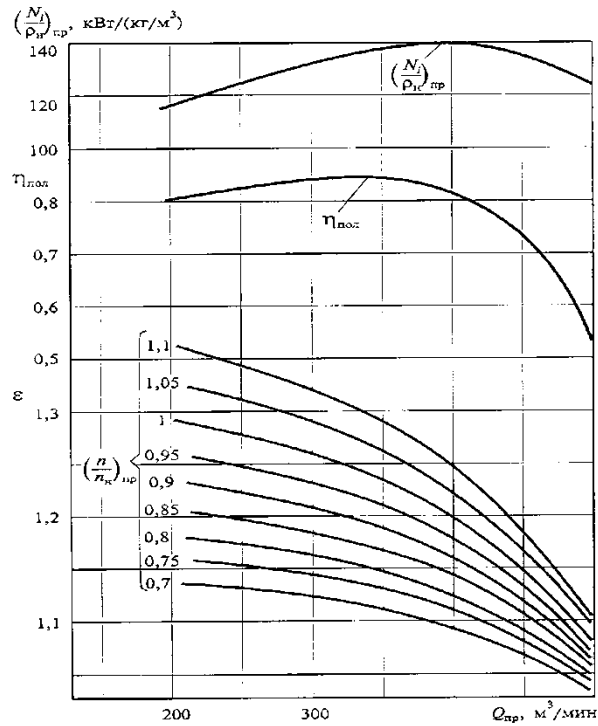


Рис. 1.14. Наведені характеристики нагнітача Н-300-1,23 при $T_{пр.} = 288 \text{ К}; Z_{пр.} = 0,91; R_{пр.} = 490 \text{ Дж}/(\text{кг К})$

Корисну потужність $N_{\text{пол.}}$, затрачену на політропічне стиснення газу, наближено можна розрахувати за формулою

$$N_{\text{пол.}} = \frac{\gamma}{Z_{\text{в.}} \cdot (\gamma - 1)} \cdot p_{\text{в.}} Q_{\text{в.}} \left(\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) = \frac{\gamma}{Z_{\text{н.}} \cdot (\gamma - 1)} = p_{\text{н.}} Q_{\text{н.}} \left(1 - \varepsilon^{\frac{m-1}{m}} \right), \quad (133)$$

де $\gamma = C_p / C_v$ - показник адиабати газу.

Потужність $N_{\text{влп.}}$ на валу приводу нагнітача дається формулою

$$N_{\text{влп.}} = N_{\text{пол.}} + N_{\text{мех.}}, \quad (134)$$

де $N_{\text{мех.}}$ - потужність механічних втрат, прийнятих, як правило, рівними 100 кВт для газотурбінних і 150 кВт для електричних приводів.

ЗАДАЧІ

221. Визначити щільність $\rho_{\text{в.}}$ газу ($\mu = 17,36$ кг/кмоль, $p_{\text{кр.}} = 4,8$ МПа, $T_{\text{кр.}} = 198$ К), що надходить у всмоктуючий колектор компресорної станції, якщо відомо, що тиск в ньому дорівнює 4,0 МПа, а температура $+ 15$ °С.

Відповідь. 31,87 кг/м³.

222. Знайти об'ємну витрату $Q_{\text{в.}}$ (м³/хв) газу в лінії всмоктування компресорної станції, якщо комерційна витрата газу ($p_{\text{кр.}} = 4,7$ МПа, $T_{\text{кр.}} = 194$ К) становить 15 млн. м³/добу, а тиск і температура в лінії всмоктування КС рівні 3, 5 МПа і 15 °С, відповідно.

Відповідь. 274 м³/хв.

223. Тиск і температура газу на вході в відцентровий нагнітач складають 3,5 МПа і 15 °С, а на виході з нього - 4,55 МПа і 31,5 °С, відповідно. На скільки градусів збільшиться температура газу на виході з відцентрового нагнітача, якщо при тій же самій мірі стиснення температура на його вході збільшиться на 5 °С?

Відповідь. 5,3 °С.

224. Тиск природного газу ($\mu = 17$ кг/кмоль, $p_{\text{кр.}} = 4,7$ МПа, $T_{\text{кр.}} = 170$ К) в лінії всмоктування відцентрового нагнітача 370-18-1 ($n_0 = 4800$ об/хв) становить 3,5 МПа, а температура - 10 °С. Визначити ступінь стиснення, яку розвиває цей нагнітач при подачі 400 м³/хв і числі обертів 4300 об/хв.

Відповідь. 1,19.

225. Тиск природного газу ($\mu = 18,5$ кг/кмоль, $p_{кр.} = 4,8$ МПа, $T_{кр.} = 195$ К) в лінії всмоктування відцентрового нагнітача Н-300-1,23 ($n_0 = 6150$ об/хв) становить 3,75 МПа, а температура $+10$ °С. Визначити ступінь стиснення, яку розвиває цей нагнітач при подачі 260 м³/хв і числі обертів 5300 об/хв.

Відповідь. 1,21.

226. На скільки підвищиться ступінь стиснення газу нагнітачем Н-300-1,23, який працює в умовах, описаних в попередній задачі, якщо число його обертів збільшити з 5300 до номінального значення $n_0 = 6150$ об/хв?

Відповідь. 1,31.

227. Газоперекачувальний агрегат з відцентровим нагнітачем Н-300-1,23 ($n_0 = 6150$ об/хв) перекачує природний газ ($\Delta = 0,59$, $p_{кр.} = 4,75$ МПа, $T_{кр.} = 198$ К), причому частота обертання ротора нагнітача становить 6500 об/хв, а ступінь стиснення $1,25$. Визначити комерційну витрату газу, що забезпечується цим агрегатом, якщо відомо, що тиск і температура газу на вході в нагнітач рівні $3,8$ МПа і 17 °С, відповідно.

Відповідь. 22,06 млн. м³/добу.

228. Навести ($\varepsilon - Q_{в.пр.}$) - характеристики відцентрового нагнітача 370-18-1, рис. 1.13, у вигляді $\varepsilon^2 = a - b \cdot Q_{в.пр.}^2$, де $\varepsilon = p_H / p_B$; $Q_{в.пр.}$ - наведене значення об'ємної витрати газу на вході в нагнітач; a, b - коефіцієнти апроксимації, що залежать від наведеного числа (n/n_0) обертів ротора нагнітача: $(n/n_0)_{пр.} = 0,95$; $(n/n_0)_{пр.} = 1,00$; $(n/n_0)_{пр.} = 1,05$ Наближення будувати по двох точках, які мають абсциси

$$(Q_{в.пр.})_1 = 350 \text{ м}^3/\text{хв}; \text{ і } (Q_{в.пр.})_2 = 550 \text{ м}^3/\text{хв}.$$

Відповідь.

$$(n/n_0)_{пр.} = 0,95: \varepsilon^2 = 1,62 - 0,983 \cdot 10^{-6} \cdot Q_{в.пр.}^2 ;$$

$$(n/n_0)_{пр.} = 1,00: \varepsilon^2 = 1,69 - 1,041 \cdot 10^{-6} \cdot Q_{в.пр.}^2 ;$$

$$(n/n_0)_{пр.} = 1,05: \varepsilon^2 = 1,79 - 1,235 \cdot 10^{-6} \cdot Q_{в.пр.}^2.$$

229. Навести ($\varepsilon - Q_{в.пр.}$) - характеристики відцентрового нагнітача Н-300-1,23, рис. 1.14, у вигляді $\varepsilon^2 = a - b \cdot Q_{в.пр.}^2$, де $\varepsilon = p_H / p_B$; $Q_{в.пр.}$ - наведене значення об'ємної витрати газу на вході в нагнітач; a, b - коефіцієнти апроксимації, що

залежать від наведеного числа $(n/n_0)_{\text{пр.}}$ обертів ротора нагнітача: $(n/n_0)_{\text{пр.}} = 0,95$; $(n/n_0)_{\text{пр.}} = 1,00$; $(n/n_0)_{\text{пр.}} = 1,05$. Наближення будувати по двох точках, які мають абсциси $(Q_{\text{в.пр.}})_1 = 250 \text{ м}^3/\text{хв}$; і $(Q_{\text{в.пр.}})_2 = 450 \text{ м}^3/\text{хв}$.

Відповідь.

$$(n/n_0)_{\text{пр.}} = 0,95: \varepsilon^2 = 1,69 - 2,040 \cdot 10^{-6} \cdot Q_{\text{в.пр.}}^2 ;$$

$$(n/n_0)_{\text{пр.}} = 1,00: \varepsilon^2 = 1,76 - 2,165 \cdot 10^{-6} \cdot Q_{\text{в.пр.}}^2 ;$$

$$(n/n_0)_{\text{пр.}} = 1,05: \varepsilon^2 = 1,91 - 2,668 \cdot 10^{-6} \cdot Q_{\text{в.пр.}}^2$$

230. Відцентрові нагнітачі Н-300-1,23 ($n_0 = 6150$ об/хв) використовують для перекачування природного газу ($\Delta = 0,62$, $p_{\text{кр.}} = 4,8$ МПа, $T_{\text{кр.}} = 195$ К) з комерційною витратою $15 \text{ млн. м}^3/\text{добу}$ в розрахунку на кожен нагнітач. При цьому ступінь стиснення, необхідна для транспортування газу по ділянці газопроводу, наступного за КС, дорівнює 1,2. Визначити число обертів нагнітача і потужність на валу його приводу, якщо відомо, що тиск і температура в лінії всмоктування нагнітача рівні 3,2 МПа і 10°C , відповідно.

Відповідь. 5380 об/хв; 2518 кВт.

231. Визначити необхідну кількість обертів вала відцентрового нагнітача 370-18-1 ($n_0 = 4800$ об / хв), що забезпечує транспортування природного газу ($\Delta = 0,62$, $p_{\text{кр.}} = 4,7$ МПа, $T_{\text{кр.}} = 194$ К) з комерційною витратою $22 \text{ млн. м}^3/\text{добу}$ і ступенем стиснення 1,25. Відомо, що тиск і температура газу в лінії всмоктування нагнітача складають 3,8 МПа і $+15^\circ\text{C}$, відповідно.

Відповідь. 4714 об/хв.

232. Природний газ ($\Delta = 0,62$ кг/кмоль, $p_{\text{кр.}} = 4,7$ МПа, $T_{\text{кр.}} = 200$ К) перекачують по 125-км ділянці газопроводу ($D = 1220 \times 12$ мм). Транспортування газу ведеться двома однаковими ГПА з нагнітачами Н-300-1,23 ($n_0 = 6150$ об/хв), що з'єднані паралельно і забезпечують сумарну комерційну витрату $10 \text{ млрд. м}^3/\text{рік}$ (число робочих днів у році вважається рівним 350). Визначити число обертів роторів цих нагнітачів і сумарну споживану потужність, якщо відомо, що тиск в кінці всіх ділянок газопроводу становить 3,5 МПа, а температура газу, що транспортується постійна і дорівнює 12°C .

Відповідь. 5360 об/хв; 5,4 МВт.

233. Природний газ ($\Delta = 0,65$ кг/кмоль, $p_{кр.} = 4,75$ МПа, $T_{кр.} = 195$ К) транспортують по 105-км ділянці газопроводу ($D = 1220 \times 12$ мм) двома однаковими ГПА з нагнітачами 370- 18-1 ($n_0 = 4800$ об/хв), з'єднаними паралельно. Визначити, яка повинна бути ступінь стиснення газу і число обертів роторів нагнітачів, щоб забезпечити в газопроводі комерційну витрату 21 млрд. м³/рік (число робочих днів у році вважається рівним 350). Відомо, що тиск в кінці ділянки газопроводу становить 3,8 МПа, а в лінії всмоктування нагнітачів - 4,7 МПа, при цьому температура газу в лінії всмоктування дорівнює +12 °С, очікувана після компримування +30 °С, навколишнього ґрунту +8 °С.

Відповідь. 1,28; 4750 об/хв.

234. Два однакових відцентрових нагнітача Н-300-1,23 ($n_0 = 6150$ об/хв), з'єднані послідовно, перекачують природний газ ($\mu = 17$ кг/кмоль, $p_{кр.} = 4,7$ МПа, $T_{кр.} = 170$ К). У кожному нагнітачі відбувається політропічне ($m = 1,27$) стиснення газу, причому проміжне охолодження відсутнє. Визначити ступінь стиснення газу системою цих двох нагнітачів, якщо тиск та температура в лінії всмоктування першого нагнітача складають 3,5 МПа і +10 °С, числа n_1 і n_2 оборотів їх робочих коліс - 5300 і 5700 об/хв, відповідно, а об'ємна подача $Q_{в.1}$ газу за умов входу в перший з них становить 250 м³/хв. Знайти також температуру газу на виході другого ступеня стиснення.

Відповідь. 1,46; 307 К.

235. Два відцентрових нагнітача 370-18-1 ($n_0 = 4800$ об/хв), з'єднані послідовно, перекачують природний газ ($\Delta = 0,62$, $p_{кр.} = 4,7$ МПа, $T_{кр.} = 200$ К) з витратою $Q_{в.1} = 500$ м³/хв. Число n_1 обертів ротора першого нагнітача дорівнює номінальному - 4800 об / хв, а число обертів n_2 ротора другого нагнітача треба підбирати так, щоб загальна ступінь стиснення $p_{н2}/p_{в1}$ системою нагнітачів становила 1,5. Визначити число n_2 обертів ротора другого ВЦН і сумарну потужність системи нагнітачів, якщо тиск та температура на вході в неї складають $p_{в1} = 3,2$ МПа, $T_{в.1} = 15$ °С. Прийняти, що в нагнітачах відбувається політропічне ($m = 1,25$) стиснення газу, причому проміжним охолодженням і втратами в сполучних пристроях знехтувати.

Відповідь. 4670 об/хв; 14,05 МВт.

Питання для самоконтролю

1. Які види тиску ви знаєте, і якими приладами вони вимірюються?

2. Яке чисельне співвідношення між одиницями тиску "Паскаль" і "Технічна атмосфера"?

3. Як запишеться основне рівняння гідростатики, якщо відомо тиск p_u на вільній поверхні рідини, і потрібно визначити абсолютний тиск в нижче розташованій точці?

4. Який вид тиску обов'язково використовується в формулах барометричного нівелювання?

5. Де розташована пьезометрична поверхня для відкритої посудини з рідиною?

4.4. Підбір ГПА для КС магістрального газопроводу

Теоретичні основи

До основного обладнання КС відносяться компресорні машини (КМ) і двигуни, що приводять їх у дію. Для транспорту газу застосовується в основному відцентрові нагнітачі і поршневі компресори – газомотокомпресори (ГМК). Кожен тип компресорних машин має свою сферу раціонального застосування.

ГМК економічніші нагнітачів при продуктивності КС (газопроводу) менше 10 млн.м³/добу, нагнітачі – при продуктивності КС понад 15 млн.м³/добу. В інтервалі пропускної здатності 10-15 млн. м³/добу економічні показники транспорту газу ГМК і нагнітачами приблизно однакові.

В даний час у зв'язку з розробкою нових марок ГМК область застосування їх розширена. Зокрема, нещодавно створений ГМК ДР12/І/ІІ можна використовувати на газопроводах продуктивністю до 40 млн. м³/добу нарівні з ГТУ потужністю 6 тис. КВт.

Добова продуктивність КС визначається за річною за допомогою наступного виразу

$$Q = \frac{Q_{год}}{0,365 \cdot K_n^0}, \text{ млн. м}^3/\text{добу},$$

де $Q_{год}$ – річна продуктивність КС (газопроводу) при стандартних умовах млрд.м³/рік; $K_n^0 = K_{дн}^0 \cdot K_{год}^0 \cdot K_{т.а.}^0$ – коефіцієнт використання пропускної здатності газопроводу; $K_{рс}$, $K_{ем}$ - коефіцієнти, що враховують запас пропускної здатності газопроводу для забезпечення газопостачання відповідно в періоди підвищеного попиту на газ і в періоди екстремально

високих температур, що призводять до зниження потужності ГПА, $K_{pc} = 0,95$, $K_{em} = 0,98$; $K_{f.a.}^0$ – коефіцієнт що враховує запас пропускної здатності газопроводу на випадок аварійних відмов лінійної частини газопроводу і КС. Після визначення економічного типу компресорної машини для проектованої КС проводиться виявлення оптимального варіанту КС, тобто визначається оптимальна марка ГПА, число і схема з'єднання машин даної марки на КС, кількості ступенів стиснення КС.

Для цього з безлічі компресорних машин необхідного типу попередньо вибирається 3...4 машини різних марок, що відрізняються подачею і ступенем стиснення (або тиском нагнітання). До розгляду приймаються машини, число яких на КС буде знаходитися в межах $2 \div 6$ – для нагнітачів і $2 \div 13$ – для ГМК. Крім того, підбираються машини, які в розрахунковому режимі роботи і в можливих при експлуатації режимах не повинні мати політропічного ККД нижче 0,8 (для відцентрових нагнітачів).

При продуктивності КС понад 15 млн.м³/добу для кожної марки попередньо обраного нагнітача розглядається два підваріанти КС – з одноступінчастим стисненням і з двоступінчастим стисненням (для повнонапірних нагнітачів розглядається один підваріант – з одноступінчастим стисненням). При продуктивності КС $10 \div 15$ млн.м³/добу – також два підваріанти, але з дво- і триступінчастим стисненням. У всіх випадках число машин на КС повинно знаходитися в раніше зазначених межах. Для кожного варіанту і підваріанту КС визначається число резервних машин, ступінь стиснення КС ε і питомі приведені витрати C_k на станції з урахуванням типу привода. На основі значень ε і C_k розраховується комплекс (χ). Остаточню приймається той варіант (підваріант) КС, якому відповідає найменше значення комплексу (χ).

$$\chi = C_k \cdot \frac{\varepsilon^2}{\varepsilon^2 - 1} \quad (4.19)$$

Якщо продуктивність КС знаходиться в межах $10 \div 15$ млн.м³/добу, то економічний тип компресорної машини і оптимальний варіант КС знаходиться одночасно. Для цього за вище розглянутою методикою проводиться порівняння двох-трьох варіантів КС з ГМК і двох-трьох варіантів КС з відцентровими нагнітачами.

В якості приводу компресорних машин на КС зазвичай застосовуються поршневі газові двигуни, газові турбіни і електродвигуни. Від вибору типу

приводу компресорних машин багато в чому залежать техніко-економічні показники КС і зручність її експлуатації.

Газомотокомпресори, як правило, приводяться у дію поршневими газовими двигунами, які конструктивно оформляються за одне ціле з ГМК.

Відцентрові нагнітачі можуть облаштовуватися електродвигунами і газотурбінними установками (ГТУ). При віддаленості КС від надійного джерела електроенергії менше ніж на 50-100 км вигідніше застосовувати електропривод, при віддаленості понад 300 км – газотурбінний привід.

В інтервалі відстаней 50-300 км тип приводу встановлюється техніко-економічним розрахунком по мінімуму приведених витрат на КС з урахуванням будівництва ЛЕП, трансформаторної підстанції і вартості споживаної ГПА енергії у вигляді газу і електроенергії.

У разі рівного розподілу наведених витрат (комплексу χ) для обох типів приводу перевагу зазвичай віддають електроприводу як більш безпечному, який не пов'язаний з витратою газу, що транспортується, спрощує технологічну схему КС, менш схильний до впливу зовнішніх умов і має вищі показники надійності.

Наведені витрати (комплекс χ) вважаються рівними, якщо відрізняються не більше, ніж на 5%.

Завдання для самостійного рішення

Підібрати ГПА для КС магістрального газопроводу продуктивністю $Q_{\text{год}}$.

Характеристика лінійної частини газопроводу: діаметр D ; протяжність L . Поблизу КС є n незалежних джерел електроенергії, кожне з яких віддалений від КС на відстань l_i .

Таблиця 4.4

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$D, \text{мм}$	1020	1020	1020	1020	1020	1020	1420	1420	1420	1420
$L, \text{км}$	440	515	837	371	725	543	784	847	917	635
$Q_{\text{год}}$	13,3	20,0	16,7	10,0	23,3	21,6	26,6	25,0	31,0	33,3

мрдм³/год

<i>n</i>	3	2	1	3	2	3	1	2	3	1
<i>l</i> ₁ , км	67	73	25	54	84	93	12	87	117	37
<i>l</i> ₂ , км	125	118	-	171	254	105	-	125	255	-
<i>l</i> ₃ , км	270		-	348	-	64	-	-	53	-

Довідкові дані для вирішення завдання дивись у додатку. 8, 9, 10, 11, 12.

Методичні вказівки щодо вирішення завдання

1. Табличні дані по продуктивності нагнітачів відповідають максимальним значенням ККД даних машин. Фактично нагнітачі можуть мати продуктивність в діапазоні, що дорівнює приблизно 0,85 ÷ 1,15 значення оптимальної продуктивності.

2. При відсутності економічних даних по ГПА їх приймають по найближчому аналогу, для якого ці дані відомі. За критерій аналогії беруть потужність ГПА. При цьому чисельні значення економічних коефіцієнтів для ГПА-аналога, наведені в додатку 19, змінюють пропорційно, відповідно потужності розглянутого ГПА і ГПА-аналога

4.5. Розрахунок режиму роботи КС з відцентровими нагнітачами

Теоретичні основи

Розрахунок режиму роботи КС проводиться при проектуванні станцій і газопроводів, а також при їх експлуатації. Мета розрахунку режиму роботи КС при проектуванні:

а) перевірка можливості і економічності транспорту газу обраним обладнанням КС в заданій кількості; визначення методів регулювання роботи КС для досягнення станцією необхідних технологічних параметрів (подачі і тиску);

б) визначення параметрів газу (тиску і температури) на вході і виході КС для знаходження потрібної кількості станцій і їх розстановки по трасі газопроводу;

в) розробка заходів, що запобігають перегріву газу та перенапруження трубопроводів на виході КС, а також заходів, що забезпечують найбільш економічний транспорт газу підібраним обладнанням.

При експлуатації КС розрахунок режиму її роботи проводиться в наступних цілях:

а) перевірка можливості транспорту газу в заданому обсязі у різні періоди експлуатації КС (по місяцях, сезонах і т.д.);

б) визначення кількості працюючих ГПА і способів регулювання режиму їх роботи для досягнення КС необхідних технологічних параметрів;

в) оптимізація транспорту газу в різних умовах експлуатації.

Результати розрахунку режимів роботи КС використовуються також для визначення зон можливого випадання кристалогідратів в трубопроводі і розробки профілактичних заходів.

У всіх випадках розрахунок полягає у визначенні потужності N , споживаної кожною компресорною машиною, і потужності N_e^p , що розвивається приводним двигуном.

Можливість транспорту газу в заданій кількості існує при дотриманні нерівності

$$N \leq N_e^p. \quad (4.20)$$

Економічність – при $P_n = P'_n$ і наступних умовах:

а) КС з відцентровими нагнітачами

$$\eta_{пол} > 0,8; 0,9 \cdot N_e^p \leq N \leq N_e^p \text{ при } T_a > 273K$$

$$\eta_{пол} > 0,8; 0,85 \cdot N_e^p \leq N \leq N_e^p \text{ при } T_a < 273K \quad (4.21)$$

б) КС з газомотокомпресорами

$$N \leq N_e^p \quad (4.22)$$

де P_n – тиск на виході КС; P'_n – номінальний тиск на виході КС або необхідний тиск на виході станції (при неповному розвитку КС і газопроводу або їх недовантаженні); $\eta_{пол}$ – політропічний ККД, який визначається за наведеною характеристикою нагнітача; T_a – середня температура зовнішнього повітря в розглянутий період, що визначається за даними СНіП 2.01.01 - 82.

При проектуванні КС (газопроводу) розраховується для середньорічних значень T_a , при експлуатації - для середнього значення T_a в розглянутий період часу (місяць, квартал і т.д.).

Чисельні значення N і N_e^p для різних типів компресорних машин я приводних двигунів розраховуються по різному.

Розрахунок наявної потужності ГТУ

Наявна потужність ГТУ, що приводить відцентровий нагнітач, знаходиться в залежності від умов роботи установки за формулою

$$N_e^p = N_e^h \cdot K_n \cdot K_{об} \cdot K_y \left(1 - K_t \frac{T_3 - T_3^h}{T_3} \right) \frac{P_a}{0,1013},$$

де N_e^h – номінальна потужність ГТУ, кВт; K_n – коефіцієнт, що враховує технічний стан ГТУ; K_t – коефіцієнт, що враховує вплив температури зовнішнього повітря; $K_{об}$ – коефіцієнт, що враховує вплив протизаморожуючої системи; K_y – коефіцієнт, що враховує вплив системи утилізації тепла вихлопних газів; P_a – розрахунковий тиск зовнішнього повітря (додаток 13) МПа; T_3 і T_3^h – розрахункова і номінальна температура повітря на вході ГТУ, К:

$$T_3 = T_a + \delta T_a$$

Де T_a – середня температура зовнішнього повітря в розглянутий період, К; δT_a – поправка на мінливість кліматичних параметрів і місцевий підігрів зовнішнього повітря на вході ГТУ, $\delta T_a = 5$ К;

Значення N_e^h , K_n , K_t , T_3^h приймати згідно з додатками. Чисельне значення K_y при відсутності технічних даних по системі утилізації тепла приймати рівним 0,985, а $K_{об}$ при виконанні курсової та дипломної роботи рівним одиниці.

Значення наявної потужності не повинно перевищувати номінальну потужність на 15% (для ГПУ-10 номінальну потужність). Якщо в результаті розрахунку отримано більшу величину, то слід приймати

$$N_e^p = 1,154 N_e^h \text{ (для ГПУ-10 } N_e^p = N_e^h \text{)}.$$

Розрахунок потужності, споживаної компресорними машинами

Потужність N знаходиться при розрахунку режимів роботи компресорних машин (КМ). Даний розрахунок полягає у визначенні потрібного числа працюючих КМ на КС і методів регулювання режимів їх роботи для забезпечення станцією заданих значень подачі Q , тиску всмоктування P_{ex} , тиску нагнітання P_n і температури газу на виході КС T_n .

Розрахунок виконується окремо для різних видів КС магістрального газопроводу – головної КС (ГКС), останньої КС газопроводу, проміжних станцій.

Різниця в розрахунку режимів роботи КМ названих станцій полягає в тому, що тиск на вході ГКС в загальному випадку відрізняється від тиску на вході інших КС, а тиск на виході останньої КС – від аналогічного тиску на інших станціях.

Можливі випадки, коли режими роботи всіх КС газопроводу можуть бути різні (наприклад, при не повному завантаженні газопроводу і виведенні з експлуатації частини станцій, при наявності шляхових підкачок і скидів).

Перед виконанням розрахунку уточнюється необхідна продуктивність станції і обґрунтовуються необхідні тиски на вході і виході КС на основі розрахунку втрат тиску на прилеглих до КС ділянках газопроводу.

Розрахунок режиму роботи відцентрових нагнітачів

На компресорних станціях, обладнаних відцентровими нагнітачами, може мати місце одно-, дво- і триступеневе стиснення. Розрахунок режиму роботи таких станцій ведеться по окремим ступеням стиснення. Результати розрахунку справедливі для всіх паралельно працюючих нагнітачів, що становлять єдину ступінь стиснення.

А. Розрахунок режиму роботи нагнітачів першого ступеня стиснення

1. Визначення параметрів газу на вході нагнітачів першого ступеня стиснення

$$T_{e1} = T_{ex} ; \quad P_{e1} = P_{ex} - \Delta P_{ex}$$

де T_{e1} і T_{ex} – температура газу на вході нагнітачів першого ступеня і на вході КС; P_{e1} і P_{ex} – тиск газу на вході нагнітачів і КС, МПа; ΔP_{ex} – втрати тиску у вхідних технологічних комунікаціях КС, МПа.

2. Розрахунок характеристик газу при умовах на вході в нагнітачі

$$R = \frac{287}{\Delta}; \quad \rho_n = \Delta \cdot \rho_{\text{воз}}; \quad \rho_{\text{в1}} = \frac{\rho_{\text{в1}}}{Z_1 R T_{\text{в1}}} 10^6,$$

де R – газова постійна, транспортованого газу, Дж/кг·К; Δ – відносна щільність газу по повітрю; ρ_n і $\rho_{\text{воз}}$ – щільність газу і повітря при стандартних умовах (20° С і 760 мм рт.ст.), кг/м³; $P_{\text{в1}}$ – тиск на вході нагнітача першого ступеня стиснення, МПа; $\rho_{\text{в1}}$ – щільність газу при умовах всмоктування, кг/м³; Z_1 – коефіцієнт стисливості газу при умовах всмоктування.

3. Визначення об'ємної продуктивності нагнітача в м³/хв

$$Q_v = \frac{Q \cdot \rho_n}{1440 \rho_{\text{в1}}}; \quad Q = \frac{Q_{\text{кс}}}{K};$$

де Q – продуктивність нагнітача, м³/добу; $Q_{\text{кс}}$ – продуктивність КС, м³/добу; K – кількість паралельно працюючих нагнітачів.

4. Визначення допустимого інтервалу зміни числа обертів ротора нагнітача

а) з умови економічності роботи нагнітача

$$n_{\text{min}} \div n_{\text{max}} = n_n \frac{Q_v}{Q_{\text{нр max}} \div Q_{\text{нр min}}};$$

б) з умови дотримання правил технічної експлуатації газотурбінного приводу нагнітача

$$n_{\text{min}} \div n_{\text{max}} = i(n_{\text{T min}} \div n_{\text{T max}})$$

де n_n – номінальна частота обертання ротора нагнітача, об/хв; $Q_{\text{нр.min}}$ і $Q_{\text{нр.max}}$ – мінімальне і максимальне значення $Q_{\text{нр}}$, відповідне зоні наведеної характеристики з $\eta_{\text{пол}} \geq 0,8$; $n_{\text{T min}}$ і $n_{\text{T max}}$ – мінімально і максимально допустимі значення частоти обертання валу силової турбіни; i – передавальне число редуктора, що з'єднує вал силової турбіни (ТНД) з валом нагнітача.

Для нагнітачів з електроприводом, що має постійну частоту обертання ротора, даний пункт розрахунку опускається.

5. Визначення потрібної частоти обертання ротора нагнітача.

Для забезпечення оптимальних умов роботи нагнітача частота обертання його ротора повинна бути рівною або близькою n_n . Значення n , що відрізняються від n_n слід призначати лише при невиконанні однієї з умов

(4.20) і (4.21) при $n = n_n$. У всіх випадках n повинно знаходитися в інтервалі, що одночасно задовольняє допустимим інтервалам зміни n , визначеним у п. 4.

Для електроприводних нагнітачів з постійною частотою обертання ротора двигуна $n = n_n$.

6. Визначення наведеної продуктивності нагнітача

$$Q_{np} = Q_v \frac{n_n}{n}.$$

7. Розрахунок наведеного числа оборотів ротора нагнітача

$$\left(\frac{n}{n_n} \right)_{np} = \frac{n}{n_n} \sqrt{\frac{Z_{np} R_{np} T_{np}}{Z_1 R T_{e1}}},$$

де Z_{np} , R_{np} , T_{np} – параметри газу з наведеної характеристики; розмірність R_{np} – Дж/(кг·К).

8. Перевірка віддаленості режиму роботи нагнітача від кордону помпажа

Нагнітачу гарантується безпомпажна робота при дотриманні нерівності

$$\frac{Q_{np}}{Q_{np}} \geq 1,1,$$

де Q_{np} – значення Q_{np} з наведеної характеристики, відповідне максимуму залежності ε - Q_{np} для розглянутого значення $(n/n_n)_{np}$, а при відсутності максимуму у залежності ε - Q_{np} – мінімальне значення Q_{np} з наведеної характеристики.

8. Визначення ступеня стиснення нагнітача ε і відносної наведеної внутрішньої потужності нагнітачів (N_i / ρ_n) за наведеною характеристикою нагнітача.

9. Розрахунок потужності, споживаної нагнітачем

$$N_i = \left(\frac{N_i}{\rho_n} \right)_{np} \cdot \rho_{e1} \left(\frac{n}{n_n} \right)_{np}^3.$$

10. Визначення потрібної потужності для приводу нагнітача

$$N = \frac{Ni}{0,95\eta_M}, \text{ кВт},$$

де η_M – механічний ККД нагнітача і редуктора (якщо є); для електроприводних ГПА повинен прийматися рівним 0,96, для газотурбінних – визначатися за додатками.

Режим роботи нагнітачів приймається остаточно при дотриманні умов (4.20) і (4.21). При невиконанні даних умов слід задатися новим значенням n з урахуванням п. 5 або використовувати інші методи регулювання і розрахунок режиму роботи повторити.

При невиконанні умов (4.20) і (4.21) для електроприводних нагнітачів N слід зменшити доступними для даного електроприводу методами регулювання режиму роботи нагнітача.

11. Розрахунок параметрів газу на виході нагнітачів першого ступеню стиснення

$$P_{н1} = P_{г1} \cdot \varepsilon \quad ; \quad T_{н1} = T_{г1} \cdot \varepsilon^{\frac{0,235}{\eta_{пол}}}$$

де $P_{н1}$ і $T_{н1}$ – тиск і температура газу на виході нагнітачів першого ступеня стиснення, МПа і К відповідно.

В. Розрахунок режиму роботи нагнітачів другого ступеня стиснення

1. Визначення параметрів газу на вході нагнітачів другого ступеня стиснення

$$P_{г2} = P_{н1} - \Delta P_1 \quad ; \quad T_{г2} = T_{н1}$$

де $P_{г2}$ і $T_{г2}$ – відповідно тиск і температура газу на вході нагнітачів другого ступеня стиснення, МПа і К; ΔP_1 – втрати тиску в комунікаціях КС між першим і другим ступенями стиснення, МПа; ΔP_1 знаходиться за додатком.

Надалі розрахунок аналогічний розрахунку режиму роботи нагнітачів першого ступеня стиснення. Так же розраховується і третій ступінь стиснення.

Розрахунок режиму роботи КС вважається завершеним остаточно, якщо виконуються умови (4.20) і (4.21) для всіх ступенів стиснення і умови (4.23) для всієї КС в цілому

Довідкові дані для вирішення завдання дивись у додатку. 9, 13, 14, 15,16.

Методичні вказівки до вирішення завдання

1. Щільність повітря при 20°C і 760 мм. рт. ст. в розрахунках приймати рівною $1,205 \text{ кг/м}^3$.
2. Припустиму температуру газу на виході КС приймати, виходячи з умови запобігання руйнуванню ізоляції трубопроводу (60°C).
3. Передаточне число редуктора ГПА дорівнює відношенню частоти обертів ротора нагнітача до номінальної частоти обертання ротора турбіни n_n .

4.6. Забезпечення безпомпажної роботи нагнітачів КС

Теоретичні основи

При експлуатації лопатевих компресорних машин, до яких відносяться і відцентрові нагнітачі магістральних газопроводів, можливе виникнення особливого явища, званого помпажем. Дане явище здатне викликати серйозні наслідки, аж до руйнування компресорної машини.

Для з'ясування суті помпажа розглянемо спільну роботу нагнітача і трубопроводу (рис. 4.5). У вихідному режимі система має робочу точку M_0 , продуктивність її відповідно Q_0 , тиск на виході нагнітача і в трубопроводі P_0 .

Припустимо, подача газу в систему скоротилася до Q_1 . Відповідно до характеристики нагнітача при Q_1 він розвиває тиск P_1 і робоча точка переміщається в положення M_1 . Одночасно з цим тиск в трубопроводі залишається тим самим і рівним P_0 , за рахунок значної пружної енергії газу, який займає великий обсяг трубопроводу. В результаті виникає ситуація, коли тиск в трубопроводі буде вище тиску на виході нагнітача. Газ починає зворотну течію з нагнітального трубопроводу в нагнітач.

У міру перетікання газу, тиск у нагнітачі починає рости і, в певний момент часу, він починає подавати газ в трубопровід. Це рівносильно переміщенню робочої точки нагнітача з положення M_1 в положення M_0 . Однак, злиття M_1 з M_0 не відбувається, так як в систему газ подається не в кількості Q_0 , а в розмірі Q_1 , і весь процес знову циклічно повторюється. Цей процес називається помпажем в системі великого геометричного обсягу. Цей

випадок характерний для нагнітачів МГ, тому що газопроводи мають значну протяжність і великий діаметр, тобто значний геометричний обсяг. Також цей випадок характерний для осьових компресорів, що приводять у рух нагнітачі газотурбінних установок.

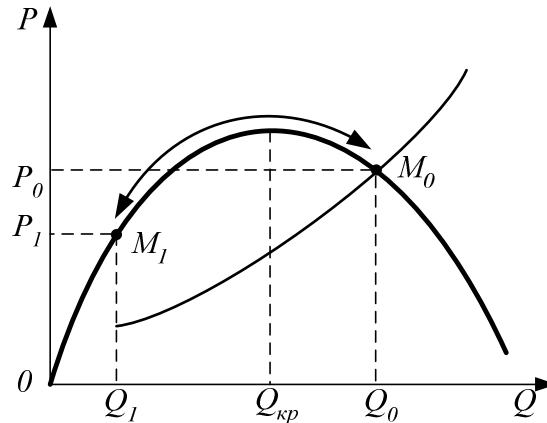


Рис. 4.5. Сумісна характеристика нагнітача і трубопроводу

Як видно з рис. 4.5 помпаж в даному випадку супроводжується не тільки циклічною зміною тиску нагнітача в інтервалі P_1, P_0 і циклічною зміною подачі від Q_1 до Q_0 , а й зміною (циклічною) напрямку руху газу в нагнітачі.

Це в значній мірі ускладнює ситуацію істотним збільшенням циклічних впливів осьових сил на ротор, підшипники, корпус нагнітача. Ці сили досягають декількох тонн і перетворюють ротор в подібну стінобитної машини, здатної зруйнувати нагнітач в найкоротший час. Тому помпажний режим неприпустимий.

Зважаючи на особливу небезпеку помпажа, кожен нагнітач і осьовий компресор обов'язково оснащуються протипомпажною системою, крім того, кожна КС обов'язково оснащується загальної протипомпажною системою. Ці системи налаштовуються або на максимальну ступінь стиснення нагнітачів ϵ_{max} , або на $Q_{кр}$, відповідної ϵ_{max} , або на обидва ці параметра.

У зв'язку з тим, що захист від помпажа здійснюється автоматично, а всі засоби автоматики мають певну інерційність і похибки, то настройка протипомпажних систем проводиться не на $Q_{кр}$, нижче якої власне виникає помпаж, а на

$$Q = 1,1 \cdot Q_{кр},$$

тобто приймається 10% запас.

Завдання для самостійного рішення

Компресорна станція оснащена трьома нагнітачами, з'єднаними паралельно. Кожен нагнітач працює з частотою обертання ротора n і об'ємною продуктивністю Q . За наведеною характеристикою нагнітача (дод. 16) визначити в якому режимі працюють нагнітачі – помпажному або безпомпажному.

Якщо нагнітачі працюють в зоні помпажа, запропонувати заходи (не менше трьох), що виводять нагнітачі з цієї зони.

Таблиця 4.6

Параметр	Номер варіанта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Марка нагнітача	НЗЛ 260-13-2	ГПА-Ц-6,3	370-18-1 с зауж. колесом	520-12-1	Н-300-1,23	НГ-280-9	370-14-1	НЗЛ 260-13-2	Н-16-76/1,25	520-12-1
n , об/хв.	5400	6970	4800	4320	6765	5250	5300	4860	6175	4560
Q , м ³ /хв.	150	148	150	290	275	365	200	135	285	285

ТИПОВІ ЗАВДАННЯ ПО КУРСУ «ПРОЕКТУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ»

Теоретичні основи

6.1. Пропускна здатність і режим роботи

магістрального газопроводу

Пропускна здатність і режим роботи магістрального газопроводу (МГ) визначаються спільною роботою КС і лінійних ділянок, його складових. При цьому режими роботи окремих КС і ділянок, в зв'язку з відмінностями їх геометричних розмірів, тиску і температури газу, значно відрізняються, що диктує необхідність почергового розрахунку всіх елементів системи. Вихідні параметри одного елемента є вхідними параметрами наступного за ним.

Таким чином, по черзі слідують розрахунки роботи ділянок і компресорних станцій. На кожному етапі ведеться перевірка відповідності отриманих параметрів умовам нормальної роботи газопроводу і оптимальності режиму.

За аналогічною схемою буде працювати математична модель МГ при розрахунках на ЕОМ. Для її реалізації потрібно формалізувати роботу основних елементів системи: ділянку, газоперекачувальний агрегат (ГПА), пиловловлювач (ПУ), апарат повітряного охолодження (АВО).

Розглянемо по черзі основні рівняння, що дозволяють оцінити зміни параметрів газу при його переміщенні по елементах МГ, і на їх основі складемо алгоритми вирішення найважливіших завдань експлуатації газопроводу.

Основним розрахунковим рівнянням для ділянки МГ є рівняння пропускної здатності. У загальному випадку пропускна здатність ділянки залежить від його довжини, внутрішнього діаметра труб, перепаду тиску, фізичних властивостей газу і рельєфу траси. З огляду на те, що щільність газу мала, впливом рельєфу найчастіше можна знехтувати. Згідно ОНТП газопровід розраховується як горизонтальний при різниці геодезичних відміток менше 100 м. У цьому випадку рівняння пропускної здатності використовується в наступному вигляді:

$$q = 105,087 \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2) D^5}{\lambda \cdot z \cdot T \cdot l \cdot \Delta}} \quad , \quad (6.1)$$

де q - пропускна здатність ділянки ($T = 293\text{K}$, $P = 0,1$ МПа), млн. м³/добу; P_1 , P_2 - тиск на початку та в кінці ділянки, МПа; D - еквівалентний діаметр труб, м; z - коефіцієнт стисливості газу при середньому значенні тиску і температури в ділянці; T – середня температура газу в ділянці, К; l - довжина ділянки, км; λ - розрахункове значення коефіцієнта гідравлічного опору.

Для визначення пропускної здатності необхідно визначити:

- коефіцієнт гідравлічного опору;
- середній тиск газу на ділянці;
- середню температуру газу на ділянці;
- фізичні властивості газу при $P_{\text{ср}}$ і $T_{\text{ср}}$.

6.1.1. Визначення фізичних властивостей газу

Фізичні властивості газу визначаються при середніх значеннях T і P ділянки (розрахунок ділянки), при T і P на вході в ВЦН (розрахунок ВЦН) і при середніх значеннях T і P в АВО (розрахунок АВО).

Широке використання ЕОМ диктує необхідність аналітичного визначення фізичних властивостей газу. При гідравлічних і теплових розрахунках МГ використовуються наступні фізичні величини: коефіцієнт стисливості, динамічна в'язкість, питома теплоємність і коефіцієнт Джоуля - Томсона. Базовим параметром є відносна щільність газу (Δ), або щільність газу при стандартних умовах ($\rho_{СТ}$), між якими існує наступна зв'язок:

$$\rho_{СТ} = 1,205 \cdot \Delta . \quad (6.2)$$

Коефіцієнт стисливості (z) і динамічна в'язкість газу (η) визначаються через наведені значення тиску і температури:

$$P_{ПР} = \frac{P}{P_{КР}}, \quad T_{ПР} = \frac{T}{T_{КР}}, \quad (6.3)$$

де $P_{ПР}$ і $T_{ПР}$ - наведені тиск і температура; P і $P_{КР}$ - тиск, при якому визначаються властивості і критичний тиск газу; T і $T_{КР}$ - температура, при якій визначаються властивості і критична температура газу:

$$P_{КР} = 0,1773 \cdot (26,831 - \rho_{СТ}), \quad (6.4)$$

$$T_{КР} = 155,24 \cdot (0,564 + \rho_{СТ}) . \quad (6.5)$$

В даний час для визначення коефіцієнта стисливості і динамічної в'язкості газу рекомендується використовувати наступні залежності:

$$z = 1 - 0,0241 \frac{P_{ПР}}{\tau}, \quad (6.6)$$

де $\tau = 1 - 1,68T_{ПР} + 0,78T_{ПР}^2 + 0,0107T_{ПР}^3$;

$$\eta = 5,1 \cdot 10^{-6} \cdot [1 + \rho_{СТ}(1,1 - \rho_{Н})][(0,037 + T_{ПР}(1 - 0,104T_{ПР}))] \times$$

$$\times \left[\left(1 + \frac{P_{ПР}^2}{30(T_{ПР} - 1)} \right) \right], \quad (6.7)$$

де η - динамічна в'язкість газу, Па·с.

Питома теплоємність c_p (кДж/(кгК)) і коефіцієнт Джоуля - Томсона D_i (К/МПа) газу визначаються з рівнянь (6.8) і (6.9):

$$c_p = 1,696 + 1,838 \cdot 10^{-3} T + 1,96 \cdot 10^6 \frac{P-1}{T^3}, \quad (6.8)$$

$$D_i = \frac{1}{c_p} \left(\frac{0,980 \cdot 10^{-6}}{T^2} - 1,5 \right). \quad (6.9)$$

При вирішенні завдань слід постійно стежити за відповідністю умов, при яких визначаються фізичні властивості газу реальним, умовам ділянки газопроводу, що розраховується.

6.1.2. Визначення коефіцієнта гідравлічного опору

У загальному випадку коефіцієнт гідравлічного опору залежить від числа Рейнольдса Re і відносної шорсткості ε

$$\varepsilon = \frac{2k}{D}, \quad (6.10)$$

де k - еквівалентна шорсткість труб.

При відсутності уточнених даних k приймається рівним 0,03 мм.

Число Рейнольдса визначається залежністю

$$Re = \frac{WD\rho}{\eta}, \quad (6.11)$$

де W - швидкість потоку газу, м/с; D - внутрішній діаметр трубопроводу, м; ρ - щільність газу, кг/м³; η - динамічна в'язкість газу, Па·с.

Прийнявши $Q = \frac{M}{\rho}$ і $W = \frac{Q}{F} = \frac{4Q}{\pi D^2}$, отримуємо

$$Re = \frac{4Q\rho}{\pi D\eta} = \frac{4M}{\pi D\eta}. \quad (6.12)$$

Для практичних розрахунків Re можна визначати за такою формулою

$$Re = 17,75 \cdot 10^3 \frac{Q \cdot \Delta}{D \cdot \eta}, \quad (6.13)$$

де Q - об'ємна продуктивність МГ, млн. м³/добу; D - внутрішній діаметр труб, м; Δ - відносна щільність газу.

Для умов МГ можна вважати динамічну в'язкість постійною величиною. В такому випадку постійною величиною буде і Re.

Для розрахунків МГ нормами технологічного проектування рекомендується формула ВНДШгазу

$$\lambda = 0,067 \left(\frac{158}{\text{Re}} + \frac{2k}{D} \right)^{0,2} . \quad (6.14)$$

Ця формула справедлива для всієї області турбулентного режиму течії газу. МГ при повній їх завантаженні зазвичай працюють в квадратичній зоні цього режиму. Для визначення зони, в якій працює МГ, використовуються перехідні значення числа Рейнольдса і продуктивності

$$\text{Re}_{II} = 11 \left(\frac{2k}{D} \right)^{-1,5} , \quad (6.15)$$

$$Q_{II} = 1,334 \cdot 10^6 \frac{\eta D^{2,5}}{\Delta} . \quad (6.16)$$

У квадратичній зоні вплив Re незначно, тому

$$\lambda = 0,067 \left(\frac{2k}{D} \right)^{0,2} \quad (6.17)$$

або при $k = 0,03$ мм

$$\lambda = \frac{0,03817}{D^{0,2}} , \quad (6.18)$$

тут D - діаметр МГ, мм.

На гідравлічний опір МГ впливають місцеві опори і засмічення труб. Для урахування цих факторів при розрахунках використовується розрахункове значення коефіцієнта гідравлічного опору

$$\lambda_p = 1,05 \frac{\lambda}{E^2} , \quad (6.19)$$

де E - коефіцієнт гідравлічної ефективності газопроводу.

Відповідно до ОНТП і правилами технічної експлуатації МГ, за відсутності реального значення ефективності роботи МГ, приймається

$E = 0,95$ для газопроводу, обладнаного вузлами для очищення труб, і $E = 0,92$ при їх відсутності.

6.2. Визначення тиску в магістральному газопроводі

Тиск є основним параметром, за яким контролюється режим роботи трубопроводів.

Газ надходить на КС з тиском і температурою в кінці трубопроводу, що підводить (головна КС) або попередньої ділянки (проміжні КС) P_2 і T_2 . На виході станції (на початку наступної ділянки) тиск буде P_1 . Ступінь стиснення станції ε_K при цьому складе

$$\varepsilon_K = \frac{P_1}{P_2} . \quad (6.20)$$

З огляду на втрати у вхідному і вихідному колекторах, ступінь стиснення нагнітачів повинна бути вищою:

$$\varepsilon_H = \frac{P_1 + \Delta P_H + \Delta P_A}{P_2 - \Delta P_B} , \quad (6.21)$$

де ΔP_B , ΔP_H - втрати тиску у вхідному і вихідному колекторах КС; ΔP_A - втрати тиску в апаратах повітряного охолодження, $\Delta P_A = 0,0588$ МПа.

Можливість реалізації необхідного ступеня стиснення визначається наявною потужністю приводу нагнітача N_D :

$$N_D = \frac{N_i}{0,95 \cdot \eta_M} \leq N_P , \quad (6.22)$$

де N_D , N_i - споживана потужність двигуна і внутрішня потужність нагнітача; η_M - механічний ККД нагнітача.

Для електроприводних ГПА $\eta_M = 0,96$.

Внутрішня потужність нагнітача визначається за допомогою наведених характеристик:

$$N_i = \left[\frac{N_i}{\rho_B} \right] \cdot \rho_B \left(\frac{n}{n_H} \right)^3 , \quad (6.23)$$

де $[\frac{N_i}{\rho_B}]$ - приведена потужність нагнітача; n, n_H - фактична і номінальна частота обертання ротора нагнітача; ρ_B - щільність газу при умовах входу в нагнітач, кг/м³.

$$\rho_B = \frac{P_B}{z_B \cdot R \cdot T_B} = \rho_{„T} \frac{P_B \cdot T_{CT}}{P_{CT} \cdot T_B \cdot z_B}, \quad (6.24)$$

де P_B, P_{CT} - тиск (абсолютний) газу на вході нагнітача і при стандартних умовах, Па; T_B, T_{CT} - температура газу на вході нагнітача і при стандартних умовах, К; z_B - коефіцієнт стисливості газу при умовах входу в нагнітач; R - газова постійна, Дж/(кгК):

$$R = 286 / \Delta. \quad (6.25)$$

Допускається визначення внутрішньої потужності з (6.26)

$$N_i = 13,34 \frac{z_B \cdot T_B \cdot Q}{\eta_{\Pi}} \left(\varepsilon_H \frac{K-1}{K \eta_{\Pi}} - 1 \right), \quad (6.26)$$

де N_i - внутрішня потужність, кВт; Q - продуктивність нагнітача, млн.м³/добу; η_{Π} - політропічний ККД нагнітача; K - показник адіабати стиснення, $K = 1,31$.

Наявна потужність ГТУ і електродвигуна залежить від умов їх роботи.

Використовуючи (6.26), можна визначити максимальну продуктивність нагнітача, а відповідно і КС, при необхідному ступеню стиснення і наявній потужності ГПА або максимальну ступінь стиснення при заданій продуктивності. Отриманий таким чином результат не завжди може бути реалізований при використанні конкретного типу нагнітача із заданою проточною частиною. Реалізовані значення ступеня стиснення визначаються тільки за наведеними характеристиками ВЦН.

Наведена характеристика нагнітача є графічне зображення трьох функцій:

$$\varepsilon - Q_{\text{ГПР}}, \eta_{\Pi} - Q_{\text{ГПР}}, [\frac{N_i}{\rho_B}] - Q_{\text{ГПР}}.$$

Аналітично ці функції можна апроксимувати поліномами

$$\varepsilon - Q_{\text{ГПР}}, \eta_{\Pi} - Q_{\text{ГПР}}, [\frac{N_i}{\rho_B}] - Q_{\text{ГПР}} \quad (6.27)$$

де $Q_{\text{ПР}}$ - наведена продуктивність, м³/хв:

$$Q_{\text{ПР}} = Q_{\text{В}} \frac{n_{\text{Н}}}{n}, \quad (6.28)$$

де $n_{\text{Н}}$, n - номінальна і фактична частота обертання робочого колеса нагнітача; $Q_{\text{В}}$ - продуктивність за умов входу в нагнітач, м³/хв.

$$Q_{\text{В}} = \frac{Q \cdot 10^6 \cdot \rho_{\text{СТ}}}{1440 \rho_{\text{В}}}, \quad (6.29)$$

де Q - продуктивність нагнітача при стандартних умовах, млн. м³/добу.

Залежність $\varepsilon - Q_{\text{ПР}}$ описується для випадку

$$\left[\frac{n}{n_{\text{Н}}} \right] = \frac{n}{n_{\text{Н}}} \sqrt{\frac{T_{\text{ПР}} \cdot z_{\text{ПР}} \cdot R_{\text{ПР}}}{T_{\text{В}} \cdot z_{\text{В}} \cdot R}} = 1, \quad (6.30)$$

де $T_{\text{ПР}}$, $z_{\text{ПР}}$, $R_{\text{ПР}}$ - наведені параметри нагнітача; $\left[\frac{n}{n_{\text{Н}}} \right]$ - наведена частота обертання робочого колеса ВЦН.

Наявна ВЦН ступінь стиснення при будь-якій частоті обертання може бути перерахована за рівнянням

$$\varepsilon_{\text{Н}} = \left[\frac{T_{\text{ПР}} z_{\text{ПР}} R_{\text{ПР}}}{T_{\text{В}} z_{\text{В}} R} \left(\frac{n}{n_{\text{Н}}} \right)^2 \left(\varepsilon^{\frac{K-1}{K \cdot \eta_{\text{П}}}} - 1 \right) + 1 \right]^{\frac{K \cdot \eta_{\text{П}}}{K-1}}, \quad (6.31)$$

де ε - ступінь стиснення ВЦН при наведеній частоті обертання, рівній 1,00.

Рівняння (6.31) дозволяє визначити частоту обертання робочого колеса, при якій ВЦН створює необхідний ступінь стиснення:

$$n = n_{\text{Н}} \left(\frac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{П}}}} - 1}{\varepsilon_{\text{Н}}^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{П}}}} - 1} \right)^{0,5} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{В}} z_{\text{В}} R}{T_{\text{ПР}} z_{\text{ПР}} R_{\text{ПР}}}}. \quad (6.32)$$

При цьому повинні дотримуватися умови (6.22), (6.33), (6.34) і

$$n \leq 1,1 \cdot n_{\text{Н}}, \quad (6.33)$$

$$1,1 \cdot Q_{\text{ПР min}} < Q_{\text{ПР}} < Q_{\text{ПР max}}. \quad (6.34)$$

Тиск на виході КС не повинен перевищувати робочого тиску МГ P_p :

$$P_1 = P_H - \Delta P_H - \Delta P_A \leq P_p . \quad (6.35)$$

Користуючись рівнянням (6.1) можна визначити тиск в будь-якій точці ділянки МГ

$$P_x^2 = P_1^2 - \frac{zT\lambda\Delta}{c^2 D^5} Q^2 x = P_1^2 - A Q^2 x . \quad (6.36)$$

де

$$A = \frac{z \cdot T \cdot \lambda \cdot \Delta}{c^2 \cdot D^5} \approx idem$$

З (6.36) видно, що P^2 змінюється по довжині ділянки лінійно.

З рис. 6.1 видно, що

$$tg \alpha = \frac{P_1^2 - P_2^2}{L} = A Q^2 .$$

Тоді для тиску в будь-якій точці ділянки можна записати

$$P_x = \sqrt{P_1^2 - \frac{P_1^2 - P_2^2}{L} x} . \quad (6.37)$$

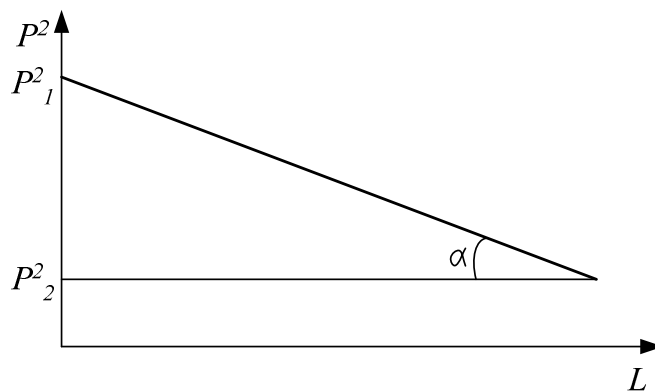


Рис. 6.1. Зміна P^2 по довжині ділянки

Отже, тиск по довжині ділянки змінюється по параболічного закону і середній тиск має визначатися як середньгеометричне.

$$P_{cp} = \frac{2}{3} \left(P_1 + \frac{P_2^2}{P_1 + P_2} \right) . \quad (6.38)$$

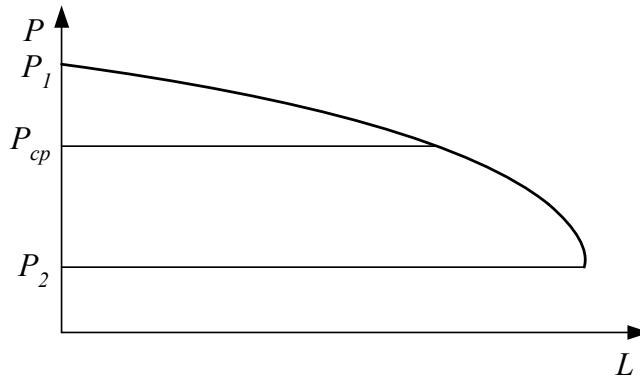


Рис. 6.2. Зміна P по довжині ділянки

6.3. Розрахунок складних трубопроводів

Практично ділянка між КС являє собою або кілька паралельних трубопроводів, кожен з яких складається з декількох підділянок з різним внутрішнім діаметром, або кілька підділянок, що відрізняються числом ниток або внутрішнім діаметром. Розрахунок таких складних трубопроводів замінюють розрахунком простого, використовуючи поняття еквівалентного діаметра або коефіцієнта витрати.

Еквівалентним діаметром $D_{\text{ЕК}}$ називається діаметр простого трубопроводу, що має пропускну здатність, що дорівнює пропускну здатності реального трубопроводу при інших рівних умовах.

Коефіцієнтом витрати k_p називають відношення пропускну здатності реального трубопроводу до пропускну спроможності еталонного трубопроводу q_0 з довільно обраним еталонним діаметром D_0 при інших рівних умовах:

$$k_p = \frac{q}{q_0} \quad (6.39)$$

Для випадку простого трубопроводу

$$k_{pi} = \left(\frac{D_i \cdot \lambda_0}{D_0 \cdot \lambda_i} \right)^{0,5}, \quad (6.40)$$

де D_i та λ_i - діаметр і коефіцієнт гідравлічного опору простого трубопроводу; D_0 і λ_0 - діаметр і коефіцієнт гідравлічного опору еталонного трубопроводу.

При квадратичному режимі течії газу

$$k_{Pi} = \left(\frac{D}{D_0}\right)^{2,6} . \quad (6.41)$$

При паралельному з'єднанні простих трубопроводів

$$k_P = \sum k_{Pi} , \quad (6.42)$$

$$D_{ЭК} = \left(\sum D_i^{2,6}\right)^{\frac{1}{2,6}} . \quad (6.43)$$

При послідовному з'єднанні трубопроводів

$$k_P = \left(\frac{l}{\sum \frac{l_i}{k_{Pi}^2}}\right)^{0,5} , \quad (6.44)$$

$$D_{ЭК} = \left(\frac{l}{\sum \frac{l_i}{D_i^{5,2}}}\right)^{\frac{1}{5,2}} , \quad (6.45)$$

де l, l_i - довжина ділянки і підділянки.

Для складного газопроводу з послідовним і паралельним з'єднанням ділянок коефіцієнт витрати k_P або еквівалентний діаметр $D_{ЭК}$ визначаються послідовним використанням формул (6.43) і (6.45) або (6.42) і (6.44).

При розрахунку МГ коефіцієнт витрати має наступний вигляд:

$$q = k_P \cdot q_0 = 105,087 \cdot k_P \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2) D_0^5}{\lambda_0 \cdot z \cdot T \cdot l \cdot \Delta}} , \quad (6.46)$$

де D_0, λ_0 - діаметр і коефіцієнт гідравлічного опору еталонного трубопроводу.

6.4. Температурний режим ділянки газопроводу

Температурний режим роботи ділянки залежить від багатьох факторів.

1. Температури газу на вході в КС (T_2).
2. Підвищення температури газу при його компримування

$$T_B = T_2 \cdot \varepsilon^{\frac{k}{(k-1) \cdot \eta_n}}, \quad (6.47)$$

де T_B - температура газу на виході ВЦН; ε - ступінь стиснення нагнітача; η_n - політропічний ККД ВЦН.

3. Охолодження газу в АВО

$$T_1 = T_B - k_{A2} Q_0 \frac{n_2 + k_{A1} \cdot n_1 + k_{A0} \cdot n_0}{M c_{pm}}, \quad (6.48)$$

де T_1 - температура на виході КС; Q_0 - теоретичне теплотзнімання з одного АВО при двох працюючих вентиляторах, Вт; k_{A2} , k_{A1} , k_{A0} - коефіцієнти теплової ефективності АВО при 1,2 і 0 працюючих вентиляторах; n_2 , n_1 , n_0 - кількість АВО, що працюють з 2,1 і 0 вентиляторів; M - масова витрата газу через всі АВО; c_{pm} - теплоємність газу при умовах АПО

$$P = P_H, \quad T = 0,5(T_H + T_A), \quad (6.49)$$

тут T_A - температура повітря.

Знімання тепла Q_0 зручно визначати по номограммам теплового розрахунку АВО. Знімання тепла АПО типу 2АВГ - 75с при двох працюючих вентиляторах описується наступною залежністю

$$Q_0 = \frac{160 \cdot (t_H - t_a)}{1 + \frac{1,3 \cdot 10^5}{c_p \cdot M_1}}, \quad (6.50)$$

де Q_0 - знімання тепла з одного АВО при двох працюючих вентиляторах, кВт; t_H - температура газу за нагнітачем, $^{\circ}\text{C}$; t_a - температура повітря, $^{\circ}\text{C}$; c_p - питома теплоємність газу, Дж/(кг·град); M_1 - витрата газу через один АВО, кг/с.

Значення коефіцієнтів k_{A1} і k_{A0} також визначаються за результатами експлуатації АВО. У першому наближенні можна прийняти $k_{A1} = 0,55-0,60$, $k_{A0} = 0,18-0,20$.

Кількість працюючих вентиляторів для реалізації заданої температури на виході КС визначається з (6.49). Беручи до уваги, що при регулюванні температури спочатку відключають по черзі по одному вентилятору на всіх АВО і тільки після цього починають відключення других, в сумі рівняння

(6.49) ніколи не буде більше двох доданків. Для визначення схеми роботи зручно скористатися величиною середнього коефіцієнта ефективності:

$$k_{CP} = \frac{c_p G(T_H - T_1)}{n Q_o}, \quad (6.51)$$

де n - кількість працюючих на КС АВО.

Залежно від величини k_{CP} можливі наступні варіанти:

$$k_{CP} \geq 1 \quad n = n_2 ;$$

$$1 > k_{CP} > 0,6 ; n = n_1 + n_2$$

$$0,6 > k_{CP} > 0,2 ; n = n_1 + n_0$$

$$k_{CP} \leq 0,2 \quad n = n_0 .$$

Схема роботи АПО визначається з умови мінімуму витрат електроенергії для забезпечення оптимальної температури газу за КС. Не рекомендується приймати температуру на виході КС $T_1 > 50^0\text{C}$ і менше значення, при якому температура газу в кінці ділянки менше 271 К або температури ґрунту для ділянок вічної мерзлоти.

Газ в ділянці охолоджується внаслідок теплообміну з навколишнім середовищем і його розширення при зниженні тиску.

$$T = T_0 + (T_1 - T_0) \exp(-ax) - D_i \frac{P_1^2 - P_2^2}{2aLP_{cp}} [1 - \exp(-ax)] \quad (6.52)$$

де D_i - коефіцієнт Джоуля-Томсона, К/МПа; T_0 - температура навколишнього середовища, К;

$$a = \frac{k\pi D}{Mc_{pm}}, \quad (6.53)$$

де k - повний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К).

Нехтуючи впливом дроселювання газу, отримаємо *рівняння Шухова*

$$T = T_0 - (T_1 - T_0) \exp(-ax) . \quad (6.54)$$

Відповідно до (6.54) температура газу прагне в нескінченності до температури навколишнього середовища. З урахуванням дросельного ефекту температура газу в кінці ділянки менше температури навколишнього середовища. При температурі ґрунту близькою до 0 °С температура газу може бути негативною, що викличе промороження ґрунту навколо труб і додаткові деформації трубопроводу. Рекомендується обмежувати температуру газу в кінці ділянки $T_2 = 271-273$ К, що призводить до обмеження температури газу на виході КС.

Оскільки температура газу по довжині ділянки змінюється експоненціально, то середня температура визначається як середньгеометрична

$$T_{cp} = T_0 + \frac{T_1 - T_0}{aL} [1 - \exp(-aL)] - D_i \frac{P_1^2 - P_2^2}{2aLP_{cp}} \left[1 - \frac{1 - \exp(-aL)}{aL}\right]. \quad (6.55)$$

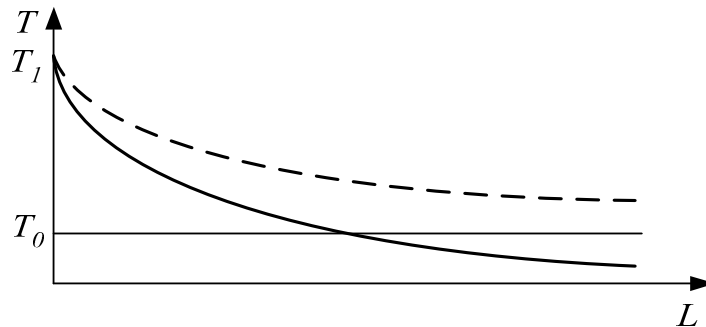


Рис. 6.3. Розподіл температури газу по довжині ділянки

При відомих або прийнятих значеннях температури газу на початку і в кінці ділянки з достатньою точністю середню температуру можна визначити, використовуючи наступне рівняння

$$T_{cp} = \frac{1}{3} T_1 + \frac{2}{3} T_2 \quad (6.56)$$

Відстань між КС визначається з рівняння пропускної здатності (6.1) при тисках P_1 на початку ділянки і P_2 в кінці. Для випадку електроприводних ГПА всі ділянки між собою рівні. Кінцева ділянка розраховується при тисках P_1 і P_K і виходить в α разів довше:

$$\alpha \approx \frac{P_1^2 - P_K^2}{P_1^2 - P_2^2}. \quad (6.57)$$

В цьому випадку теоретичне число КС n_0 визначиться залежністю

$$n_0 = \frac{L - l_K}{l} - 1, \quad (6.58)$$

де L - довжина МГ; l і l_K - довжина проміжного і кінцевого ділянки.

Так як газопровід рекомендується виконувати без лупінга, дробове число КС зазвичай округляється в більшу сторону. Уточнені довжини ділянок визначаються з виразів

$$l = \frac{L}{n - 1 - \alpha}, \quad (6.59)$$

$$l_K = L - l(n - 1), \quad (6.60)$$

де n - прийняте число станцій.

При обладнанні ГПА газовими турбінами продуктивність газопроводу зменшується на величину паливного газу, що призводить до збільшення довжин ділянок:

$$l_{Gi} = l \left(\frac{Q}{Q - n_i \cdot Q_T} \right)^2, \quad (6.61)$$

де l_{Gi} - довжина i -ої ділянки; n_i - номер КС, що працює на i -ту ділянку.

В цьому випадку теоретичне число КС можна визначити з рівності

$$L = l \left(\sum_1^{n-1} \frac{Q}{Q - n_i \cdot Q_T} + \alpha \frac{Q}{Q - n \cdot Q_T} \right). \quad (6.62)$$

Розстановка КС проводиться відповідно до (6.62) і з урахуванням умов будівництва і експлуатації МГ.

6.5. Визначення коефіцієнта гідравлічної ефективності МГ

Незважаючи на ретельну підготовку газу до дальнього транспорту, в трубопроводі потрапляє значна кількість води і конденсату. Крім того, в газі містяться продукти корозії металу і масло з ущільнень нагнітачів. Сторонні домішки поступово накопичуються у внутрішній порожнині газопроводу, збільшуючи його гідравлічний опір. Стан внутрішньої порожнини ділянки газопроводу характеризується величиною коефіцієнта гідравлічної ефективності E , що представляє собою відношення фактичної

продуктивності ділянки до його пропускної здатності при тих же параметрах роботи:

$$E = \frac{Q}{q} \quad (6.63)$$

Найчастіше гідравлічна ефективність роботи МГ визначається наявністю рідини в газі. При русі рідини в потоці газу частина її рухається у вигляді плівки по стінках труб. Товщина пристінного шару залежить від вмісту рідини в газі і швидкості руху газу в трубопроводі. Кількість рідини в пристінному шарі не може перевищити величину, яка визначається співвідношенням цих факторів. Отже, кожному їх поєднанню відповідає своя мінімальна величина E_{\min} :

$$E_{\min} = (1 + 49,15 \frac{W_B}{W})^{-1} \quad (6.64)$$

де W_B - об'ємний вміст рідини в газі; W - середня швидкість течії газу в ділянці, м/с.

Досягнувши мінімального значення, гідравлічна ефективність надалі змінюється слідом за зміною продуктивності МГ і вмісту рідини в газі. Зміст рідини при нормальній роботі установок підготовки газу є величиною досить стабільною, і зміни E відбуваються в основному за рахунок зміни продуктивності газопроводу. При порушенні роботи установок підготовки газу вміст рідини змінюється стрибкоподібно, що призводить до різкого зниження ефективності головних ділянок. Продуктивність газопроводу змінюється синусоподібно відповідно до сезонної зміни споживання газу, досягаючи максимуму в холодний період і мінімуму в теплий.

Обсяг відкладень в трубопроводі можна орієнтовно визначити, виходячи з рівномірного їх розподілу по довжині ділянки:

$$V_{OT} = aV_{TP} (1 - E^{0,77}) \quad (6.65)$$

де V_{OT} – об'єм відкладень в ділянці газопроводу; V_{TP} - геометричний об'єм внутрішньої порожнини труб ділянки; a - постійний для даної ділянки коефіцієнт, $a = 1,8-2,0$.

Рівняння (6.65) дозволяє вирішити зворотну задачу, визначити ефективність ділянки при відомому об'єм відкладень. Об'єм рідини, що

накопичився у ділянці, можна оцінити за різницею вмісту води у газі на вході і виході ділянки.

Точність визначення ефективності роботи ділянки δE по одному режиму буде визначатися точністю вимірювання продуктивності δQ і точністю визначення пропускної здатності δq ділянки:

$$\delta E = \delta Q + \delta q \cdot (6.66)$$

У свою чергу, точність визначення пропускної здатності залежить від достовірності інформації про довжину і діаметр ділянки, властивості газу, що транспортується, точності вимірювання тиску і температури і точності визначення коефіцієнта гідравлічного опору. Беручи до уваги, що помилка у визначенні довжини і діаметру є систематичною і може бути відкоректована за результатами розрахунків, δq можна представити таким чином:

$$\delta q = \delta P + \delta T + \delta \Delta + 0,5 \delta \lambda , \quad (6.67)$$

де δP - середня точність вимірювання тиску; δT - середня точність вимірювання температури; $\delta \Delta$ - точність визначення щільності газу; $\delta \lambda$ - точність визначення коефіцієнта гідравлічного опору ділянки.

Отже, обробка одного режиму роботи ділянки не дозволить визначити E з точністю не менше 5%. Для отримання результату з достатньою точністю, порядку (0,1-0,2)%, необхідно визначати E статистичною обробкою серії з n режимів:

$$n = \left(\frac{\delta E}{\delta E_0} \right)^2 , (6.68)$$

де δE_0 - необхідна точність визначення E .

Якщо проводити обробку обраних почергово режимів з періоду стабільної роботи МГ протягом 2-3 діб, то потрібну точність забезпечать 10-12 режимів.

Поступове забруднення газопроводу призводить до зниження E і зниження його пропускної здатності. Якщо МГ працює з недовантаженням, то зменшення E супроводжується збільшенням ступеня стиснення КС і, відповідно, зростанням витрат енергії на транспорт газу. В цьому випадку всі заходи, спрямовані на підтримку E на більш високому рівні, призводять до зниження витрат на компримування газу, отже, до зниження витрат

паливного газу або електроенергії. В умовах експлуатації МГ основними заходами щодо підвищення E є періодичне очищення і продування ділянок.

У загальному випадку збитки під час продування ділянки пов'язані з втратою газу. При багатониткових газопроводах продування здійснюють по черговим відключенням окремих ниток, що виключає безповоротні втрати газу, і в цьому випадку збитки пов'язані зі зниженням продуктивності МГ і збільшенням витрат на компримування газу. При роботі газопроводу з недовантаженням збитків від недопоставки газу може не бути.

У разі очищення газопроводу додаткові витрати пов'язані з придбанням очисних пристроїв, зниженням продуктивності МГ, безповоротними втратами газу при скиданні продуктів очищення і заробітною платою додаткового персоналу.

Збільшення витрат на підтримання на високому рівні ефективності роботи газопроводу призводить до зростання прибутку від транспортної роботи.

Оптимальній величині гідравлічної ефективності повинен відповідати максимальний прибуток від транспорту газу.

Для даного випадку зміну прибутку $\Delta\Pi$ від транспорту газу по МГ можна представити таким чином:

$$\Delta\Pi = T(Q_2 - Q_1) - (S_{M2} - S_{M1}), \quad (6.69)$$

де T - тариф на транспортування газу по даному газопроводу, грн/млн м³; Q_1 і Q_2 - річна продуктивність МГ до і після проведення заходу, млн м³; S_{M1} і S_{M2} - витрати, пов'язані з проведенням даного заходу (очищення, продування і т.п.), грн.

Якщо захід, що проводиться, не має на меті підвищення продуктивності МГ, то оптимальному варіанту відповідає мінімум витрат S_M . При очищенні ділянки вони будуть складатися з вартості енергії на транспорт газу і вартості очисток:

$$S_M = Q_T C_T + C_o n, \quad (6.70)$$

де Q_T - річний обсяг паливного газу, витрачений на транспорт газу, при n очисток ділянки в рік; C_T - вартість паливного газу; C_o - вартість одного очищення.

Спожита кількість паливного газу залежить від потужності, що витрачається ГТУ на стиснення газу:

$$Q_T = \frac{86400 N_D}{\eta_T Q_H} T_0, \quad (6.71)$$

де T_0 - число робочих днів МГ в році; Q_H - нижча теплотворна здатність газу, кДж/м³; η_T - ККД двигуна.

Споживана потужність N_D визначається з рівнянь (6.23) і (6.26). Ступінь стиснення КС визначається з рівняння пропускної здатності:

$$\varepsilon_K = \frac{P_1}{\sqrt{P_1^2 - \frac{A_1}{E_{\text{„}}^2}}}, \quad (6.72)$$

$$\text{де } A_1 = \frac{Q^2 \lambda \cdot T \cdot z \cdot l \cdot \Delta}{105,087^2 D^5}, \quad (6.73)$$

E_c - середнє значення коефіцієнта ефективності ділянки за міжочистний період.

У загальному випадку, після очищення ділянки E знижується від початкового значення E_0 експоненціально до мінімального значення і, досягнувши його, залишається відносно постійною величиною. Так як ця зміна відбувається повільно, а при визначенні оптимальної періодичності не потрібно високої точності, то для досить великого проміжку часу роботи МГ можна уявити зміну ефективності лінійною залежністю, тоді

$$E_c = \frac{E_1 + E_2}{2}, \quad (6.74)$$

де E_1 і E_2 - ефективність роботи ділянки на початку і в кінці міжочистного періоду.

Практично протягом значного проміжку часу монотонна зміна E відбувається рідко. По закінченню певного часу, експоненціальне зниження ефективності переходить в синусоїдальне або якесь інше, обумовлене діючими факторами. В цьому випадку можна уявити зміну ефективності ламаною лінією і тоді середня ефективність визначається залежністю

$$E_C = \frac{\sum_{i=1}^n E_i \cdot \tau_i}{\sum_{i=1}^n \tau_i} \quad (6.75)$$

де E_i - середньоарифметична ефективність роботи ділянки в i -му періоді; τ_i - тривалість i -го періоду.

Значення E_1 і E_2 приймаються за результатами аналізу роботи МГ.

Основною причиною установки АПО на КС є необхідність забезпечення цілостності антикорозійної ізоляції і стійкості трубопроводу. З іншого боку, охолодження призводить до зниження середньої температури газу в ділянці, що супроводжується зниженням гідравлічного опору і, як наслідок, підвищенням пропускної здатності ділянки або при незмінній продуктивності – зниженням витрат енергії. Зниження середньої температури на 3-4 градуси призводить до підвищення пропускної спроможності на 1%. Отже, охолодження газу є досить ефективним способом підвищення економічності роботи МГ.

Оптимізація температурного режиму МГ може розглядатися в двох аспектах:

- обладнання КС установками охолодження газу;
- вибір оптимального числа працюючих вентиляторів на встановлених АВО.

Установка нових АПО призводить до підвищення вартості основних фондів КС. Частка АПО в вартості станції становить (3-4)%. Відповідно до (6.69), охолодження газу призведе до зниження витрат потужності ГПА на його транспорт і, як наслідок, до зниження вартості енергії на переміщення газу по ділянці. В АПО газ охолоджується повітрям, що подається вентиляторами з приводом від електродвигунів, що збільшує витрати електроенергії на КС.

Збільшення сумарної вартості витрат енергії на транспорт газу по ділянці однозначно свідчить про недоцільність обладнання КС апаратами повітряного охолодження.

При зниженні витрат енергії доцільність обладнання КС АПО оцінюється терміном окупності додаткових капіталовкладень:

$$T = \frac{K_A}{S_1 - S_2}, \quad (6.76)$$

де K_A - капітальні витрати на дообладнання КС; S_1 і S_2 - вартість енергії до і після дообладнання КС.

Для випадку обладнання КС газотурбінними перекачувальними агрегатами енерговитрати представлені паливним газом і електроенергією:

$$S = Q_T C_T + A_E C_E \quad (6.77)$$

де A_E - витрати електроенергії на охолодження газу, кВт · год:

$$A_E = n_B N_B T_B; \quad (6.78)$$

n_B - кількість працюючих вентиляторів на всіх АПО, при якому забезпечується оптимальне значення температури T_1 ; N_B - потужність, споживана одним електродвигуном, що обертає вентилятор, кВт; T_B - час роботи вентиляторів, годин.

Температура газу на виході КС і середня температура газу в ділянці визначаються рівняннями (6.48) і (6.55).

Оптимальна температура газу на виході КС і відповідна їй схема роботи АПО визначаються мінімумом витрат енергії (6.76).

Приклади розв'язання задач

Особливістю розрахунку газопроводу є те, що найчастіше є брак інформації про параметри його роботи. Зазвичай неможливо визначити гідравлічний режим течії газу або визначити середню температуру і середній тиск газу в ділянці. У цьому випадку завдання вирішується методом послідовних наближень. Режимом течії газу або відсутніми параметрами задаються на підставі досвіду або рекомендацій. Потім прийняті параметри визначаються, і перевіряється відповідність отриманих значень з прийнятими. Якщо розбіжність перевищує необхідну точність розрахунку або режим відрізняється від припущеного, то розрахунки повторюються з новими значеннями параметрів або при новому режимі.

Приклад 6.1. Оцінити діапазон зміни коефіцієнта стисливості газу і проміжних величин, що його визначають.

Відносна щільність газу може змінюватися від 0,55 до 0,62. Тиск газу в газопроводі може приймати значення від 2,0 МПа в кінці газопроводу до 7,36 МПа на виході КС. Температура газу змінюється від -2 °С в кінці ділянки до 50 °С на виході КС.

Рішення

Визначимо щільність газу при стандартах умовах і його критичні параметри для мінімальних значень параметрів $\Delta = 0,55$, $t = -2$ °С, $P = 2,0$ МПа:

абсолютне значення температури $T = -2 + 273 = 271$ К;

абсолютне значення тиску $P = 2,0 + 0,1 = 2,1$ МПа;

$$P_{\text{кр}} = 0,1773 (26,831 - 0,663) = 4,64 \text{ МПа};$$

$$T_{\text{кр}} = 155,24 (0,564 + 0,663) = 191,7 \text{ К}.$$

Визначимо приведені параметри і τ :

$$P_{\text{ПР}} = 2,1 / 4,64 = 0,43;$$

$$T_{\text{ПР}} = 271 / 191,7 = 1,41;$$

$$\tau = 1 - 1,68 \times 1,41 + 0,78 P_{\text{кр}} 1,41^2 + 0,0107 \times 1,41^3 = 0,21.$$

Коефіцієнт стисливості газу Z_{max}

$$Z_{\text{max}} = 1 - 0,0241 \frac{0,43}{0,21} = 0,949$$

При максимальних значеннях $\Delta = 0,62$, $P = 7,46$ МПа і $T = 323$ К:

$$\rho_{\text{ст}} = 0,62; P_{\text{кр}} = 4,62 \text{ МПа}; T_{\text{кр}} = 204,8 \text{ К}; P_{\text{ПР}} = 1,59; T_{\text{ПР}} = 1,58;$$

$$\tau = 0,33 \text{ і } Z_{\text{min}} = 0,885.$$

Висновок. В умовах МГ параметри міняються в наступних межах:

$$\rho_{\text{ст}} = 0,663 \div 0,747 \text{ кг/м}^3;$$

$$P_{\text{кр}} = 4,64 \div 4,62 \text{ МПа}; T_{\text{кр}} = 191,7 \div 204,8 \text{ К};$$

$$P_{\text{кр}} = 0,45 \div 1,59; T_{\text{ПР}} = 1,47 \div 1,58;$$

$$\tau = 0,21 \div 0,33; z = 0,951 \div 0,825.$$

Приклад 6.2. Визначити фізичні властивості газу при умовах на початку і в кінці ділянки МГ.

Прийmemo для газопроводу з робочим тиском 7,36 МПа абсолютний тиск на початку ділянки $P_1 = 7,46$ МПа і температуру $T_1 = 300$ К і, відповідно, в кінці ділянки $P_2 = 5,1$ МПа і $T_2 = 280$ К. Відносна щільність газу, що транспортується $\Delta = 0,58$.

Рішення

Аналогічно прикладу 6.1 визначимо щільність газу при стандартних умовах і коефіцієнт стисливості газу при умовах початку (z_1) і кінця (z_2) ділянки:

$$\rho_{CT} = 0,699 \text{ кг/м}^3; P_{PP1} = 1,61; T_{PP1} = 1,52; z_1 = 0,865;$$

$$P_{PP2} = 1,10; T_{PP2} = 1,42; z_2 = 0,878.$$

$$c_{p1} = 1,696 + 1,838 \cdot 10^{-3} \cdot 300 + 1,96 \cdot 10^6 \frac{7,46 - 0,1}{300^2} = 2,78 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{град)};$$

$$D_{i1} = \frac{1}{2,78} \left(\frac{0,980 \cdot 10^6}{300^2} - 15 \right) = 3,38 \text{ К/МПа};$$

$$\eta_1 = 5,1 \cdot 10^{-6} [1 + 0,699 (1 - 0,25 \cdot 0,699)] [0,037 + 1,52 (1 - 0,104 \cdot 1,52)] \left[1 + \frac{1,62^2}{30 (1,52 - 1)} \right] = 12 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

В кінці ділянки: $c_{p2} = 2,66$ Дж/(кг·град); $D_{i2} = 4,14$ К/МПа; $\eta_2 = 11,5 \cdot 10^{-6}$ Па·с.

Приклад 6.3. По ділянці газопроводу з внутрішнім діаметром 1400 мм перекачується 90 млн. м³ газу на добу. Тиск і температура газу на початку ділянки $P_1 = 7,36$ МПа, $T_1 = 300$ К. В кінці ділянки $P_2 = 5,1$ МПа, $T_2 = 280$ К. Відносна щільність газу, що транспортується $\Delta = 0,58$. Оцінити вплив зміни швидкості течії газу по довжині ділянки на загальну зміну тиску в ньому.

Рішення

З прикладу 6.2 маємо: $\rho_{CT} = 0,699$ кг/м³, $z_1 = 0,869$, $z_2 = 0,878$.

Визначимо секундну продуктивність ділянки

$$Q = \frac{90 \cdot 10^6}{24 \cdot 3600} 1041,7 \text{ м}^3/\text{с} .$$

Використовуючи рівняння стану газу, і прийнявши коефіцієнт стисливості газу при стандартних умовах рівним одиниці, отримаємо наступне рівняння для визначення об'ємної продуктивності при робочих умовах

$$Q = Q_{СТ} \frac{P_{СТ}}{P} \cdot \frac{T \cdot z}{T_{СТ}} ,$$

$$Q_1 = 1041,7 \frac{0,1013}{7,46} \cdot \frac{300 \cdot 0,865}{293} = 12,5 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q_2 = 1041,7 \frac{0,1013}{5,2} \cdot \frac{280 \cdot 0,878}{293} = 17,0 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для визначення швидкості течії газу в трубопроводі скористаємося такою залежністю

$$W = \frac{Q}{F} = \frac{4Q}{\pi D^2} ,$$

$$W_1 = \frac{4 \cdot 12,5}{3,14 \cdot 1,4^2} = 8,1 \text{ м/с} ,$$

$$W_2 = \frac{4 \cdot 17,0}{3,14 \cdot 1,4^2} = 11,0 \text{ м/с} .$$

Для визначення зниження тиску за рахунок зміни швидкості течії газу скористаємося залежністю

$$\Delta P_{СК} = \frac{W_2^2}{2} \rho_2 - \frac{W_1^2}{2} \rho_1 .$$

Щільність газу при робочих умовах визначимо аналогічно тому, як визначили продуктивність

$$\rho = \rho_{СТ} \frac{P}{P_{СТ}} \cdot \frac{T_{СТ}}{T \cdot z} ,$$

$$\rho_1 = 0,699 \frac{7,46}{0,1013} \cdot \frac{293}{300 \cdot 0,865} = 58,1 \text{ кг/м}^3 ,$$

$$\rho_2 = 0,699 \frac{5,2}{0,01013} \cdot \frac{293}{280 \cdot 0,878} = 42,8 \text{ кг/м}^3,$$

$$\Delta P_{CK} = \frac{11^2}{2} 42,8 - \frac{8,1^2}{2} 58,1 = 683 \text{ Па.}$$

Оцінимо у відсотках частку зниження тиску від зміни швидкості течії газу в загальних втратах тиску в ділянці

$$\partial P_{CK} = \frac{\partial P_{CK}}{P_1 - P_2} 100$$

звідки

$$\partial P_{CK} = \frac{683}{7,36 \cdot 10^6 - 5,1 \cdot 10^6} 100 = 0,03\% .$$

Висновок. Вплив зміни кінетичної енергії газу в ділянці на загальні втрати тиску в ньому незначний і ним, при вирішенні інженерних задач, можна знехтувати.

Приклад 6.4. Визначити тиск і температуру газу в кінці ділянки МГ довжиною 100 км і діаметром 1000 мм, якщо тиск та температура на початку ділянки $P_1 = 5,0$ МПа і $T_1 = 30$ °С. Продуктивність газопроводу $Q = 30$ млн. м³/добу. Температура ґрунту на глибині залягання трубопроводу $T_0 = 0$ °С. Транспортуються газ з відносною щільністю $\Delta = 0,58$.

Рішення

1. Точність тиску і температури.

Точністю визначення параметрів роботи ділянки задамося з урахуванням точності встановлених на газопроводі приладів. Прийmemo точність визначення тиску $\Delta P = 0,1$ МПа і температури $\Delta T = 1$ К.

2. Визначення середніх значень тиску і температури в ділянці.

Задамося значеннями тиску і температури в кінці ділянки:

$$P_2 = 3,5 \text{ МПа, } T_1 = 273 \text{ К,}$$

$$P_{cp} = \frac{2}{3} \left(P_1 + \frac{P_2^2}{P_1 + P_2} \right) ,$$

де P_1 - абсолютний тиск газу на початку ділянки, МПа P_2 - абсолютний тиск газу в кінці ділянки, МПа.

Прийmemo атмосферний тиск $P_a = 0,1$ МПа, тоді $P_1 = 5,1$ МПа

$$P_{cp} = \frac{2}{3} \left(5,1 + \frac{3,5^2}{5,1 + 3,5} \right) = 4,35 \text{ МПа.}$$

Так як значення температури ґрунту і повного коефіцієнта теплопередачі невідомі, то орієнтовний значення середньої температури газу в ділянці T_{cp} визначимо з рівняння

$$T_{cp} = \frac{1}{3} T_1 + \frac{2}{3} T_2,$$

де T_1, T_2 - температура газу на початку і в кінці ділянки, К

$$T_{cp} = \frac{1}{3} 303 + \frac{2}{3} 273 = 283 \text{ К.}$$

3. Визначення фізичних властивостей газу при середньому значення температури і тиску в ділянці

$$\rho_{cm} = \rho_v \cdot \Delta$$

де ρ_{ct} - щільність газу при стандартних умовах, кг/м³,

ρ_v - щільність повітря при стандартних умовах, кг / м³

$$\rho_v = 1,205 \text{ кг/м}^3,$$

$$\rho_{cm} = 1,205 \cdot 0,58 = 0,699 \text{ кг/м}^3.$$

Визначимо критичні значення тиску $P_{кр}$ і температури $T_{кр}$ газу

$$P_{кр} = 0,1773 (26,831 - \rho_{ct}), \text{ МПа,}$$

$$T_{кр} = 156,24 (0,564 + \rho_{ct}), \text{ К}$$

$$P_{кр} = 0,1773 (26,831 - 0,699) = 4,63 \text{ МПа,}$$

$$T_{кр} = 156,24 (0,564 + 0,699) = 197 \text{ К.}$$

Наведені значення $P_{пр}$ і $T_{пр}$

$$P_{пр} = P_{cp} / P_{кр} = 4,35 / 4,63 = 0,939,$$

$$T_{np} = T_{cp}/T_{кр} = 283/197 = 1,434.$$

Знайдемо значення τ

$$\begin{aligned}\tau &= 1 - 1,68T_{np} + 0,78T_{np}^2 + 0,0107T_{np}^3 = \\ &= 1 - 1,68 \cdot 1,434 + 0,78 \cdot 1,434^2 + 0,0107 \cdot 1,434^3 = 0,226.\end{aligned}$$

Визначимо коефіцієнт стисливості газу z

$$z = 1 - \frac{0,0241 \cdot P_{np}}{\tau} = 1 - \frac{0,0241 \cdot 0,939}{0,226} = 0,900.$$

Динамічна в'язкість газу η

$$\eta = 5,1 \cdot 10^6 [1 + p_{cm}(1,1 - 0,25p_{cm})] \cdot [0,037 + T_{np}(1 - 0,104T_{np})] \cdot \left[1 + \frac{P_{np}^2}{30(T_{np} - 1)} \right],$$

$$\eta = 11,3 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Питома теплоємність газу

$$c_p = 1,696 + 1,838 \cdot 10^{-3} T_{cp} + 1,96 \cdot 10^6 \frac{P_{cp} - 1}{T_{cp}^3}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$c_p = 1,696 + 1,838 \cdot 10^{-3} \cdot 283 + 1,96 \cdot 10^6 \frac{4,35 - 1}{283^3} = 2,58 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Коефіцієнт Джоуля-Томсона

$$D_i = \frac{1}{c_p} \left(\frac{0,980 \cdot 10^{-6}}{T_{cp}^2} - 1,5 \right) = \frac{1}{2,58} \left(\frac{0,980 \cdot 10^{-6}}{283^2} - 1,5 \right) = 4,2 \text{ К/Па}.$$

4. Визначення коефіцієнта гідравлічного опору λ

Для оцінки гідравлічного режиму течії газу знайдемо значення перехідної продуктивності Q_{Π}

$$Q = 1,33 \cdot 10^6 \frac{D^{2,5} \cdot \eta}{\Delta} = 1,33 \cdot 10^6 \frac{1 \cdot 11,3 \cdot 10^{-6}}{0,58} = 25,9 \text{ млн. м}^3/\text{добу},$$

$Q > Q_{\Pi}$ - газ тече при квадратичному режимі.

Тоді при еквівалентній шорсткості труб $k_e = 0,03$ мм

$$\lambda = \frac{0,03817}{D^{0,2}},$$

де D - внутрішній діаметр труб, мм

$$\lambda = \frac{0,03817}{1000^{0,2}} = 0,0096.$$

Розрахункове значення λ_p

$$\lambda_p = 1,05 \frac{\lambda}{E^2},$$

де E - коефіцієнт гідравлічної ефективності ділянки.

Відповідно до ОНТП прийmemo $E = 0,95$

$$\lambda_p = 1,05 \frac{0,0096}{0,95^2} = 0,0112.$$

5. Визначення тиску в кінці ділянки.

З рівняння пропускної здатності ділянки

$$Q = 105,087 \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2) D^5}{\lambda_p z T l \Delta}}, \text{ млн. м}^3/\text{добу}$$

визначимо P_2

$$P_{21} = \sqrt{P_1^2 - \frac{Q^2 \cdot \lambda_p z T l \Delta}{105,087^2 \cdot D^5}} = \sqrt{5,1^2 - \frac{30^2 \cdot 0,0112 \cdot 0,900 \cdot 283 \cdot 100 \cdot 0,58}{105,087^2 \cdot 1}} = 3,54 \text{ МПа.}$$

6. Визначення температури газу.

$$T_2 = T_0 = (T_1 - T_0) \exp(-al) - Di \frac{P_1^2 - P_2^2}{2alP_{cp}} [1 - \exp(-al)],$$

$$T_{cp} = T_0 + \frac{T_1 - T_0}{al} [1 - \exp(-al)] - Di \frac{P_1^2 - P_2^2}{2alP_{cp}} \left[1 - \frac{1 - \exp(-al)}{al} \right].$$

Масова продуктивність ділянки

$$M = \frac{Q \cdot 10^6 \rho_{cm}}{24 \cdot 3600} = \frac{30 \cdot 10^6 \cdot 0,699}{24 \cdot 3600} = 242,7 \text{ кг/с.}$$

Прийmemo повний коефіцієнт теплопередачі $\kappa = 1,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}$ і знайдемо значення коефіцієнта a

$$a = \frac{\kappa \pi D}{M c_p} = \frac{1,5 \cdot 3,14 \cdot 1}{242,7 \cdot 2,58} = 7,51 \cdot 10^{-3}, \text{ 1/кг}$$

$$\dot{Q}_{\text{нал}} = 273 + \frac{303 - 273}{7,51 \cdot 10^{-3} \cdot 100} [1 - \exp(-7,51 \cdot 10^{-3} \cdot 100)] - 4,2 \frac{5,1^2 - 3,5^2}{2 \cdot 7,51 \cdot 10^{-3} \cdot 100 \cdot 4,35}$$

$$\left[1 - \frac{1 - \exp(-7,51 \cdot 10^{-3} \cdot 100)}{7,51 \cdot 10^{-3} \cdot 100} \right] = 291,6, \hat{\text{Е}}$$

7. Оцінка збіжності результатів.

$$\Delta P_2 = P_{21} - P_2 = 3,54 - 3,5 = 0,04 \text{ МПа,}$$

$$\Delta T_{cp} = T_{cp1} - T_{cp} = 291,6 - 283 = 8,6 \text{ К.}$$

Збіжність результатів незадовільна, отже, потрібне уточнення значень P_2 і T_{cp} .

Приймаємо $P_2 = 3,34 \text{ МПа}$, $T_{cp} = 291,6 \text{ К}$ і повторюємо розрахунок. Результати розрахунку наведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1- Параметри роботи ділянки

Параметры	Наближення	
	1	2
P_2 , МПа	3,5	3,54
T_2 , К	273	-
P_{cp} , МПа	4,35	4,37
T_{cp} , К	283	291,6
Z	0,900	0,911
C_p , кДж/(кг·град)	2,58	2,57
D_i , К/МПа	4,2	3,9
η , Па·с	$11,3 \cdot 10^{-6}$	$11,7 \cdot 10^{-6}$
Q_{II} , млн м ³ /сут	25,9	26,4
λ	0,0096	0,0096
λ_p	0,0112	0,0112
a , 1/км	$7,51 \cdot 10^{-3}$	$7,55 \cdot 10^{-3}$
P_{21} , МПа	3,54	3,46
T_{cp1} , К	291,6	291,6

Температура в кінці ділянки

$$T_2 = 273 + (303 - 273) \exp(-7,55 \cdot 10^{-3} \cdot 100) - 3,9 \frac{5,1^2 - 3,54^2}{2 \cdot 7,55 \cdot 10^{-3} \cdot 100 \cdot 4,37} \\ \left[1 - \exp(-7,55 \cdot 10^{-3} \cdot 100) \right] = 282,7 \text{ К}$$

Висновок: $P_2 = 3,46$ МПа, $T_2 = 282,7$ К.

Приклад 6.5. Оцінити вплив коефіцієнта теплопередачі на величину кінцевої і середньої температури газу в ділянці.

Оцінку зробимо на прикладі ділянки МГ діаметром 1400 мм і довжиною 100 км. Продуктивність газопроводу 90 млн. м³ на добу при початкових значеннях температури $T_1 = 290$ К і тиску $P_1 = 7,36$ МПа. Температура ґрунту $T_0 = 273$ К. Відносна щільність газу $\Delta = 0,58$.

Рішення

Задамося для кінця ділянки $P_2 = 5,0$ МПа і $T_2 = 273$ К. Розрахуємо середні значення тиску і температури в ділянці.

$$P_{CP} = \frac{2}{3} \left(7,46 + \frac{5,1^2}{7,46 + 5,1} \right) = 6,35 \text{ МПа.}$$

$$T_{CP} = \frac{1}{3} 290 + \frac{2}{9} 273 = 278,7 \text{ К.}$$

Фізичні властивості газу при P_{CP} і T_{CP} : $\rho_{ст} = 0,699$ кг/м³, $z = 0,846$, $\eta = 12 \cdot 10^{-6}$ Па·с, $c_{cp} = 2,77$ кДж/(кг·К), $D_i = 4,01$ К / МПа.

Для визначення гідравлічного режиму течії газу знайдемо $Q_{ПЕР}$

$$Q_{ПЕР} = 1,333 \frac{12 \cdot 10^6}{0,58} 1,4^{2,5} = 64 \text{ млн. м}^3/\text{добу.}$$

Так як $Q_{ПЕР} < Q$, то газопровід буде працювати в квадратичній зоні і для визначення коефіцієнта гідравлічного опору скористаємося рівнянням

$$\lambda = \frac{0,03817}{1400^{0,2}} = 0,00896.$$

Розрахункове значення коефіцієнта гідравлічного опору складе

$$\lambda_p = 1,05 \frac{0,00896}{0,95^2} = 0,0104 .$$

Визначимо тиск в кінці ділянки

$$P_2 = \sqrt{P_1^2 - \frac{Q^2 \lambda_z T \Delta}{c^2 D^5}} ,$$

$$P_2 = \sqrt{2,46^2 - \frac{90^2 \cdot 0,0104 \cdot 0,846 \cdot 278,7 \cdot 100 \cdot 0,58}{105,087 \cdot 1,4^5}} = 6,02 \text{ МПа.}$$

Для визначення температури газу в кінці ділянки і середньої температури газу в ділянці необхідно попередньо знайти значення масової секундної продуктивності МГ M і коефіцієнта a .

$$M = \frac{90 \cdot 10^6}{24 \cdot 3600} 0,699 = 728,1 \text{ кг/с.}$$

Прийmemo $\kappa = 1,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$

$$a = \frac{1,0 \cdot 3,14 \cdot 1,4}{2,77 \cdot 728,1} = 2,1810^{-3} \text{ 1/м.}$$

Температура газу в кінці ділянки:

$$T_2 = 273 + (290 - 273)e^{-2,18 \cdot 10^{-3} \cdot 100} - 4,01 \frac{7,46^2 - 5,1^2}{2 \cdot 2,18 \cdot 10^{-3} \cdot 100 \cdot 6,35} (1 - e^{-2,18 \cdot 10^{-3} \cdot 100}) = 281,2$$

Середня температура газу в ділянці:

$$T_{CP} = 273 + (290 - 273) \frac{1 - e^{-2,18 \cdot 10^{-3} \cdot 100}}{2,18 \cdot 10^{-3} \cdot 100} - 4,01 \frac{7,46^2 - 5,1^2}{2 \cdot 2,18 \cdot 10^{-3} \cdot 100 \cdot 6,35} \times$$

$$\times \left[1 - \frac{1}{2,18 \cdot 10^{-3}} (1 - e^{-2,18 \cdot 10^{-3} \cdot 100}) \right] = 285,4 \text{ К.}$$

Отримані значення тиску в кінці ділянки і середньої температури газу значно відрізняються від прийнятих величин і потрібно їх уточнення.

Прийmemo $P_2 = 6,02 \text{ МПа}$ і $T_{CP} = 285,4 \text{ К}$ і повторимо наведені вище розрахунки.

Результати уточненого розрахунку: $P_{CP} = 6,76 \text{ МПа}$, $z = 0,85$, $c_p = 2,78 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$, $D_i = 3,78 \text{ К/МПа}$, $P_2 = 5,97 \text{ МПа}$, $a = 2,17 \cdot 10^{-3} \text{ 1/км}$, $T_2 = 281,6 \text{ К}$, $T_{CP} = 285,7 \text{ К}$.

Прийmemo $\kappa = 2 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Результати уточненого розрахунку: $z = 0.849$, $c_p = 2,78 \text{ кДж/(КгК)}$, $D_i = 3,81 \text{ К/МПа}$, $a = 4,341 \cdot 10^{-3} \text{ 1/км}$, $P_2 = 5,98 \text{ МПа}$, $T_2 = 279,4 \text{ К}$, $T_{CP} = 284,4 \text{ К}$.

Висновок. При збільшенні коефіцієнта теплопередачі в два рази середня температура газу знизилася всього на 1,3 градуса, що дозволяє зробити висновок про допустимість використання при експлуатаційних розрахунках МГ $\kappa = (1,5-2,0) \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Значення еквівалентної шоркості для труб (по А.Д. Альтшулю)

Труби	Стан труб	Δ , мм
1. Тягнуті зі скла і кольорових металів	Нові, технічно гладкі	$\frac{0 - 0,002}{0,001}$
2. Безшовні сталеві	Нові чисті	$\frac{0,01 - 0,02}{0,014}$
	Після кількох років експлуатації	$\frac{0,15 - 0,3}{0,2}$
	Нові чисті	$\frac{0,03 - 0,1}{0,06}$
3. Сталеві зварні	З незначною корозією після очистки	$\frac{0,1 - 0,2}{0,15}$
	Помірно заіржавілі	$\frac{0,3 - 0,7}{0,5}$
	Старі заіржавілі	$\frac{0,5 - 1,5}{1}$
	Нові асфальтовані	$\frac{0 - 0,16}{0,12}$
4. Чавунні	Нові без покриття	$\frac{0,2 - 0,5}{0,3}$
	Вживані	$\frac{0,8 - 1,5}{1}$
	Дуже старі	до 3 мм

ДОДАТОК 2

Значення коефіцієнтів місцевих опорів (квадратична зона)

Опір	$\zeta_{кв}$	Опір	$\zeta_{кв}$
Вхід в трубу: с гострими крайками, що вдаються всередину резервуара	0,5 1,00	Засувка: повністю відкрита ($n=1$)	0,15
Вихід з труби	1,00	$n=0,75$	0,20
Кутник з кутом повороту: 45°	0,44	$n=0,5$	2,00
90°	1,32	$n=0,4$	4,60
Коліно плавное (90°)	0,23	$n=0,3$	10,00
Трійник	0,32	$n=0,2$	35,00
Шаровий кран	45,00	Кран корковий	0,40
Вентиль звичайний	4,00	Фільтри для нафтопродуктів:	
Прижимна коробка труби з клапаном і сіткою при d_{mp} , мм:		світлих	1,70
100	7,00	темних	1,20
150	6,00	Діафрагма згострими крайками при $n = S_{om}/S_{mp}$:	
200	5,20	0,4	7,00
300	3,70	0,5	4,00
		0,6	2,00
		0,7	0,97

ДОДАТОК 3

Поправочна функція φ для $\zeta_{кв}$ у формулі $\zeta = \varphi \zeta_{кв}$
при ламінарному и переходному режимах руху

Re	φ	Re	φ
200	4,20	1600	2,95
400	3,81	1800	2,90
600	3,51	2000	2,84
800	3,37	2200	2,48
1000	3,22	2400	2,26
1200	3,12	2600	2,12
1400	3,01	2800	1,98

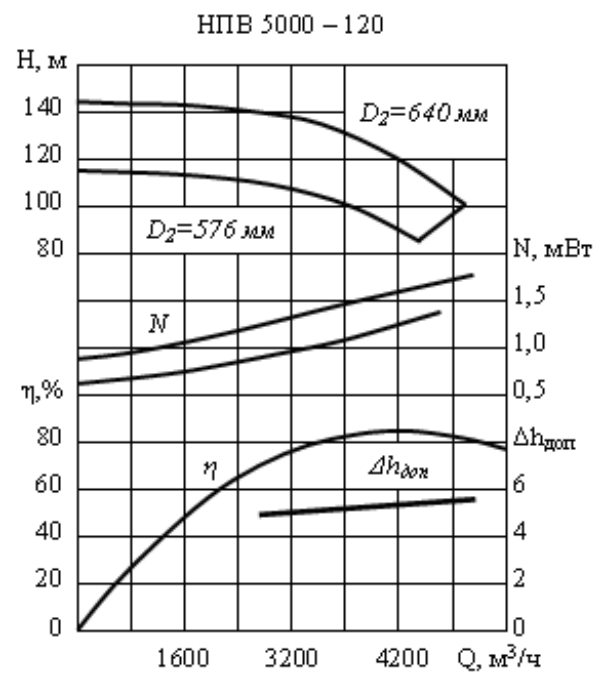
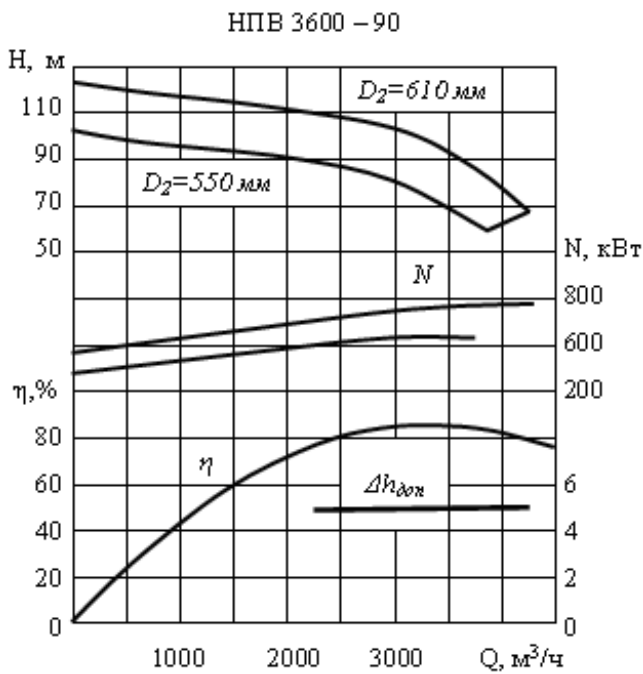
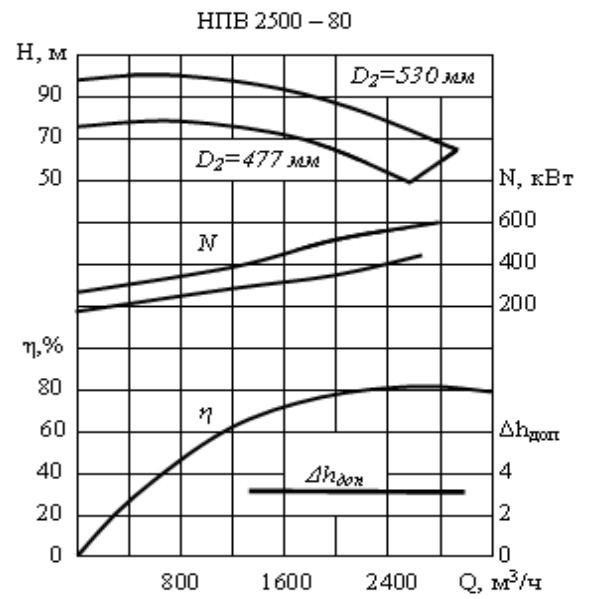
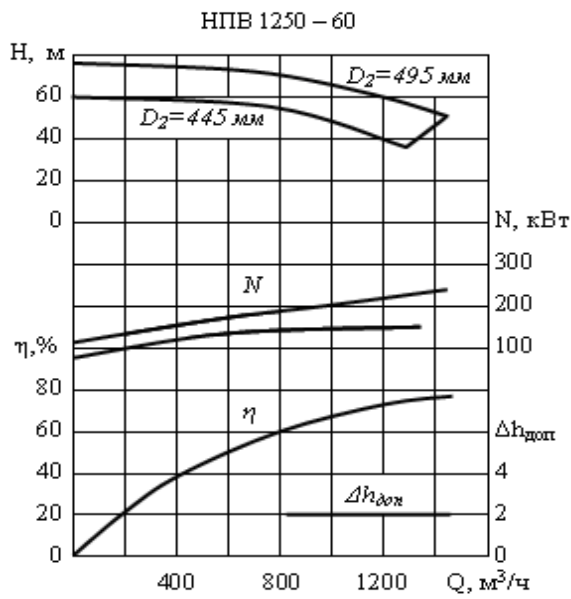
Теплофізичні властивості деяких рідин

Властивість	Температура, °С								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Вода								
Щільність ρ , кг/м ³	1000	998	996	991	988	983	978	973	965
Динамічна в'язкість η , мПа·с	1,31	1,00	0,80	0,66	0,55	0,47	0,41	0,36	0,32
Тиск насичених парів p_n , кПа	1,22	2,34	4,24	7,38	12,34	19,92	31,17	47,37	70,13
	Паливо Т-1								
Щільність ρ , кг/м ³	—	819	814	808	801	795	787	781	774
Динамічна в'язкість η , мПа·с	—	1,49	—	1,08	—	0,83	—	0,66	—
Тиск насичених парів p_n , кПа	—	4,67	7,47	11,2 1	15,61	21,35	28,02	36,02	44,43
	Масло МС-20								
Щільність ρ , кг/м ³	898	892	886	881	876	870	864	859	853
Динамічна в'язкість η , мПа·с	248,0	102, 0	47,5	24,0	13,4	8,0	5,1	3,5	2,4

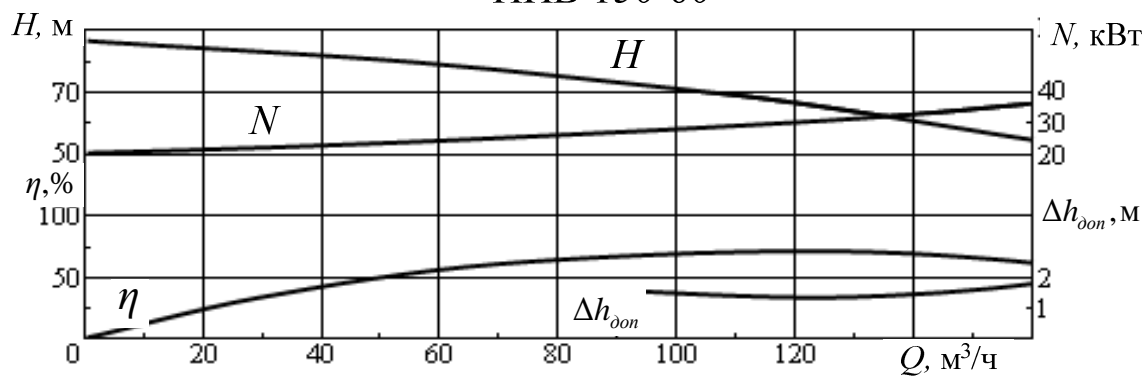
Основні геометричні розміри насосів

Марка насоса	Робоче колесо		Діаметр вхідного патрубку*, мм
	D_2 , мм	b_2 , мм	
Основні магістральні насоси			
НМ 125 – 550	264	16	150
НМ 360 – 460	300	24	200
НМ 500 – 300	300	28	250
НМ 1250 – 260	440	26	300
	418	26	
	430	36	
НМ 2500 – 230	405	38	400
	425	26	
	450	41	
НМ 3600 – 230	430	43	500
	450	29	
	450	69	
НМ 5000 – 210	430	72	700
	460	28	
	465	61	
НМ 7000 – 210	475	49	800
	450	52	
	475	66	
НМ 10000 – 210	496	57	1000
	465	58	
Підпірні насоси*			
НПВ 1250 – 60	495	23	300
НПВ 2500 – 80	530	29	400
НПВ 3600 – 90	610	30	500
НПВ 5000 – 120	640	48	700

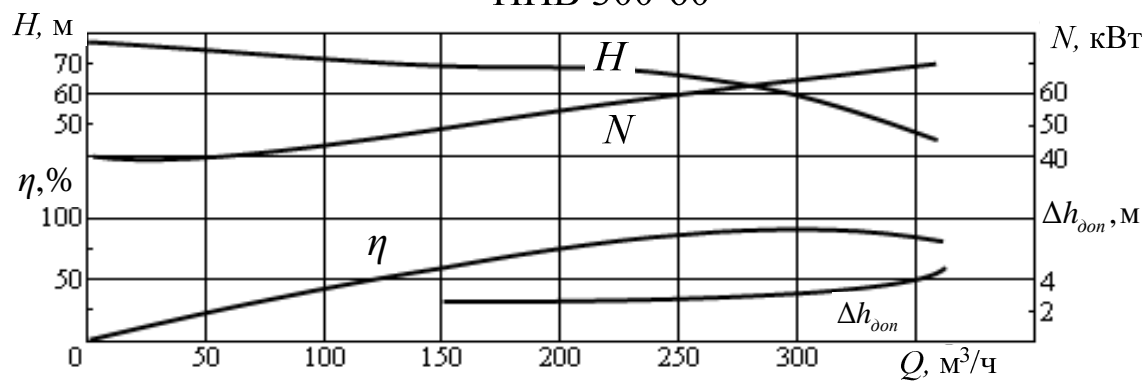
*Дані орієнтовні

Характеристики підпірних насосів(вода 20° С, $n = 1480$ об/хв)

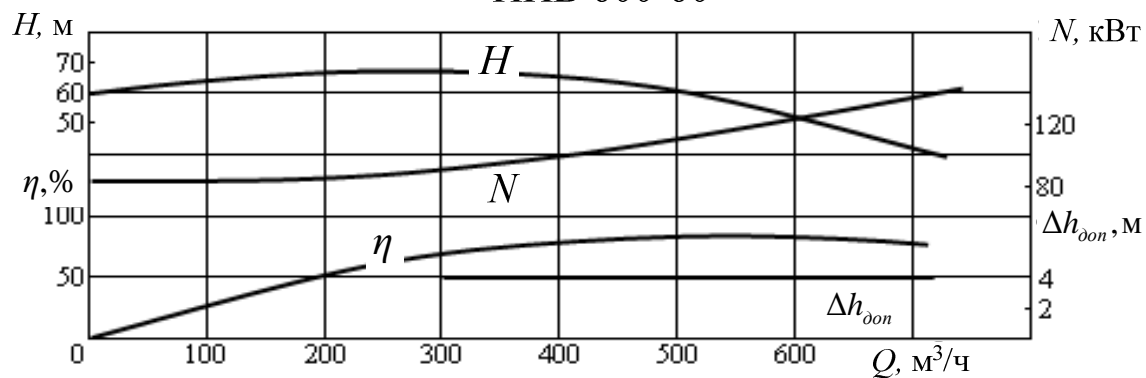
НПВ 150-60



НПВ 300-60

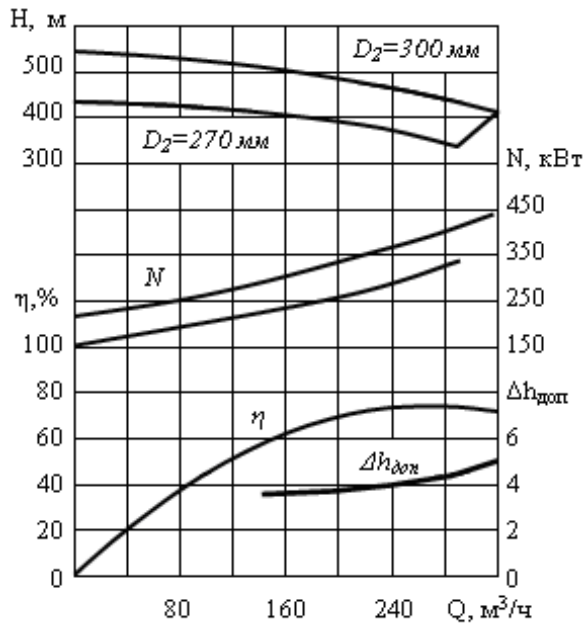


НПВ 600-60

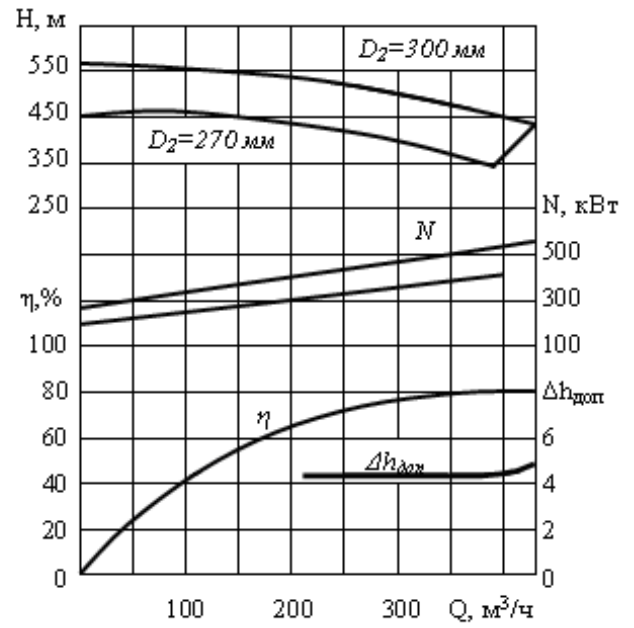


ДОДАТОК 7

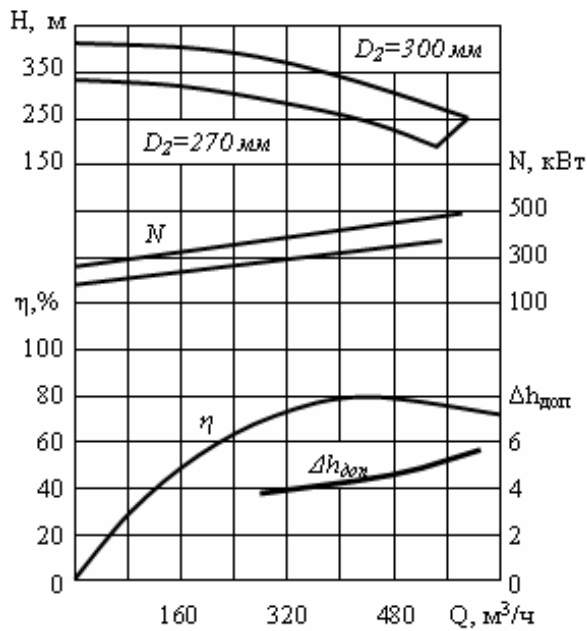
НМ 250 – 475



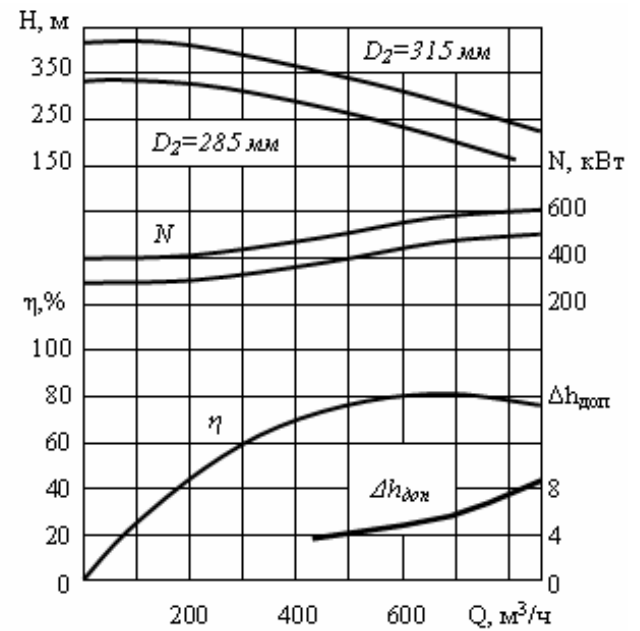
НМ 360 – 460



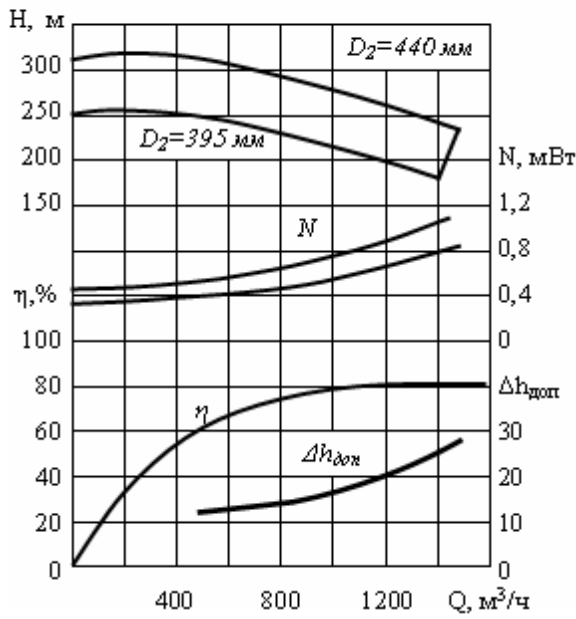
НМ 500 – 300



НМ 710 – 280

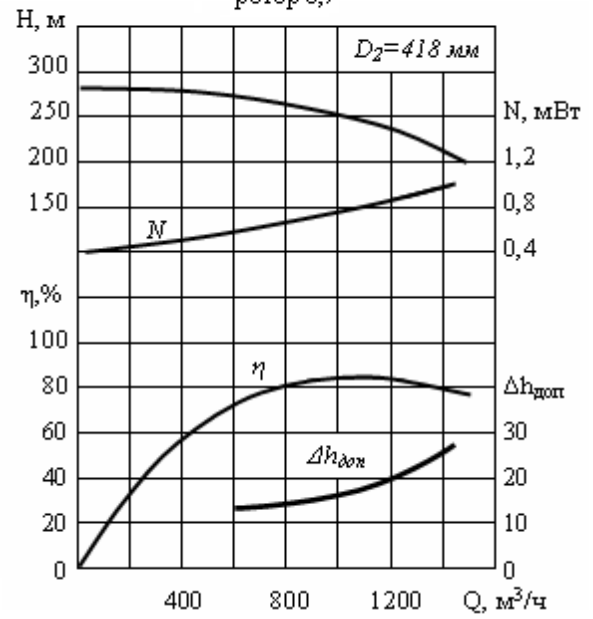


HM 1250 – 260

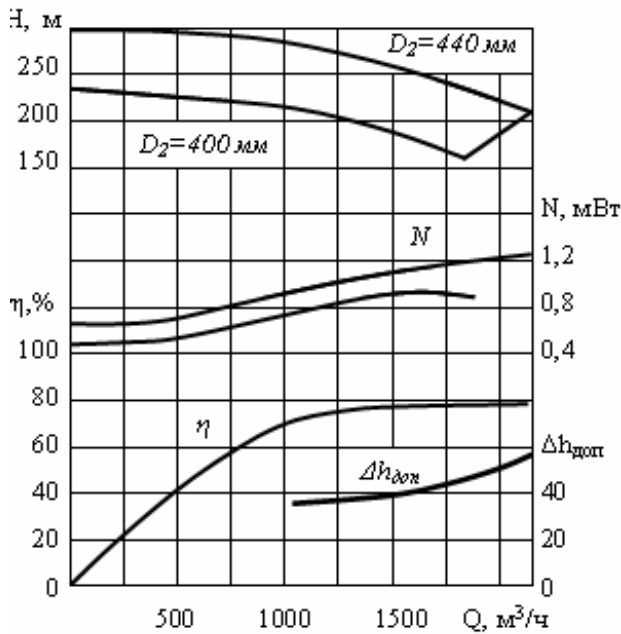


HM 1250 – 260

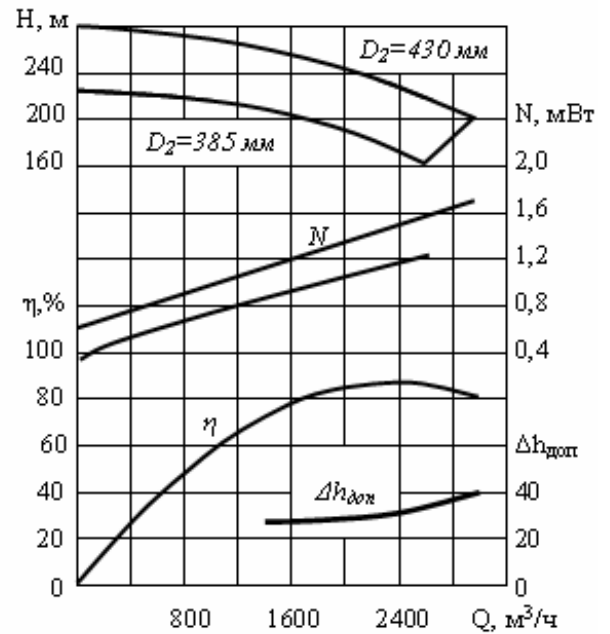
ротор 0,7

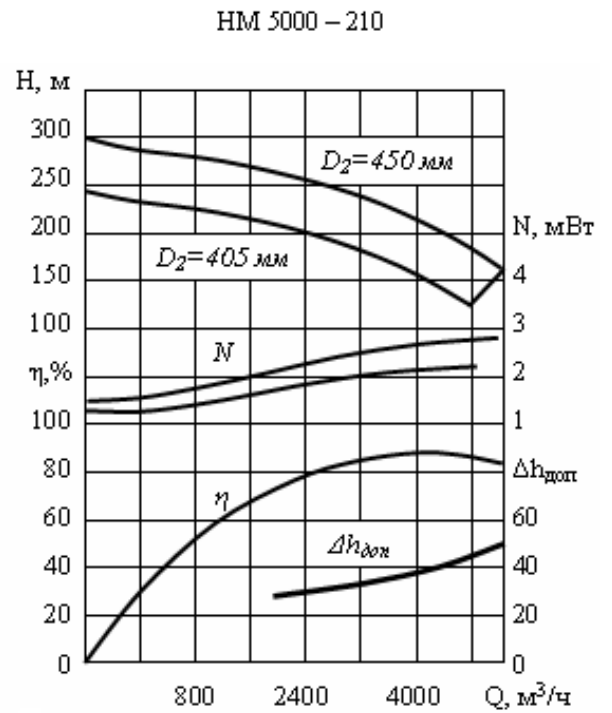
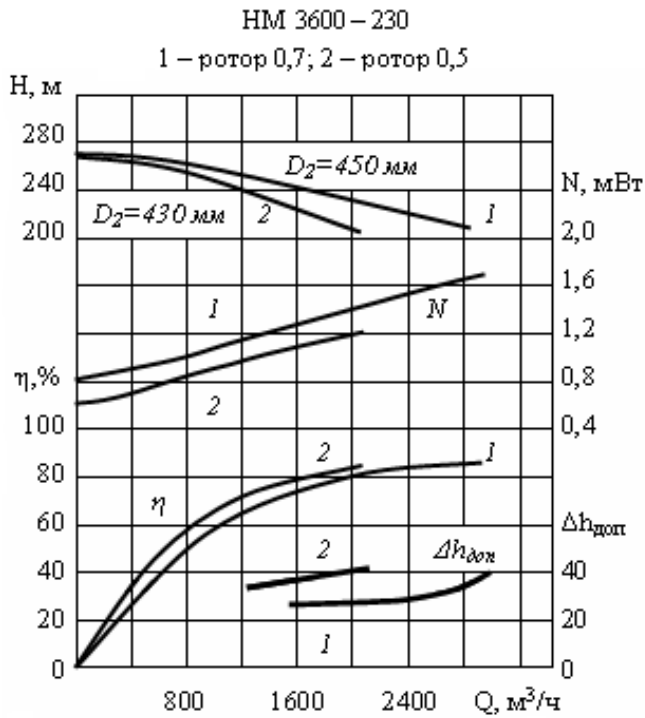
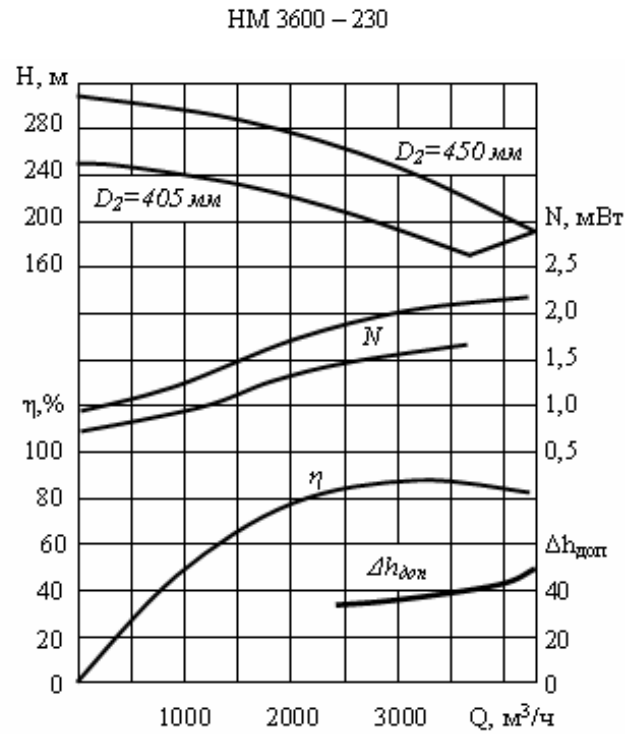
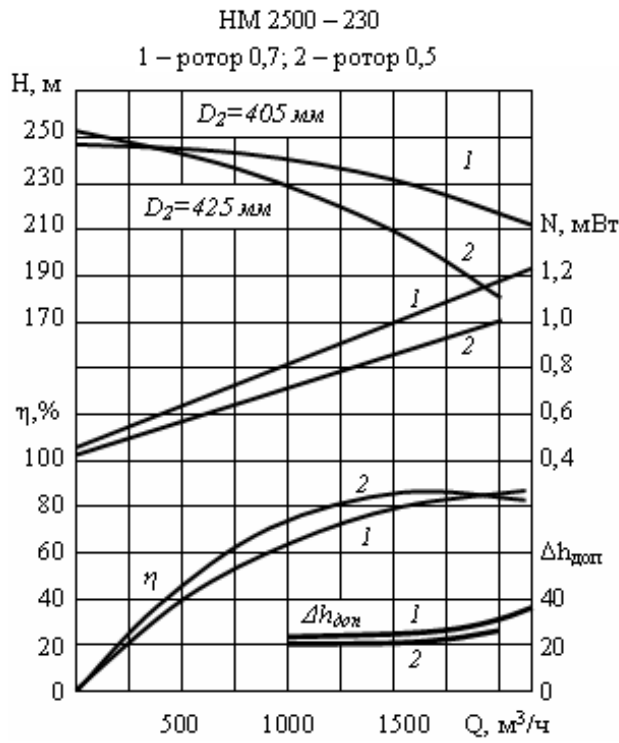


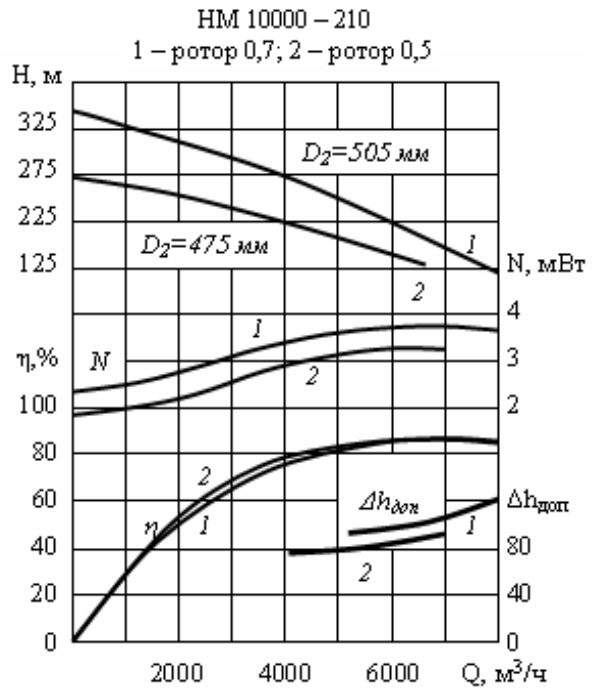
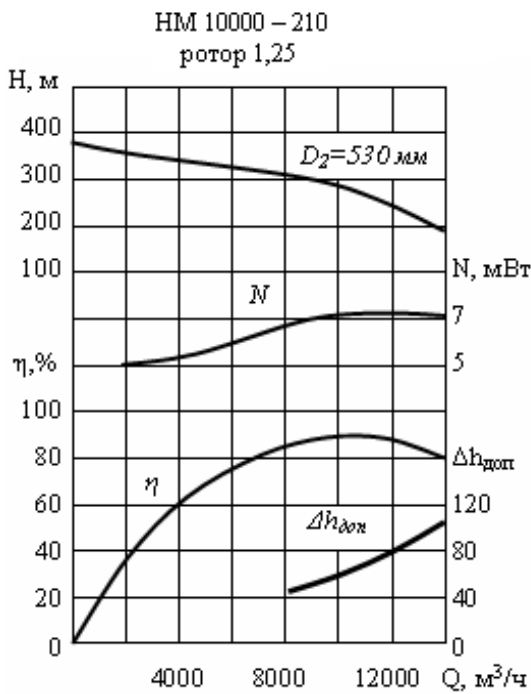
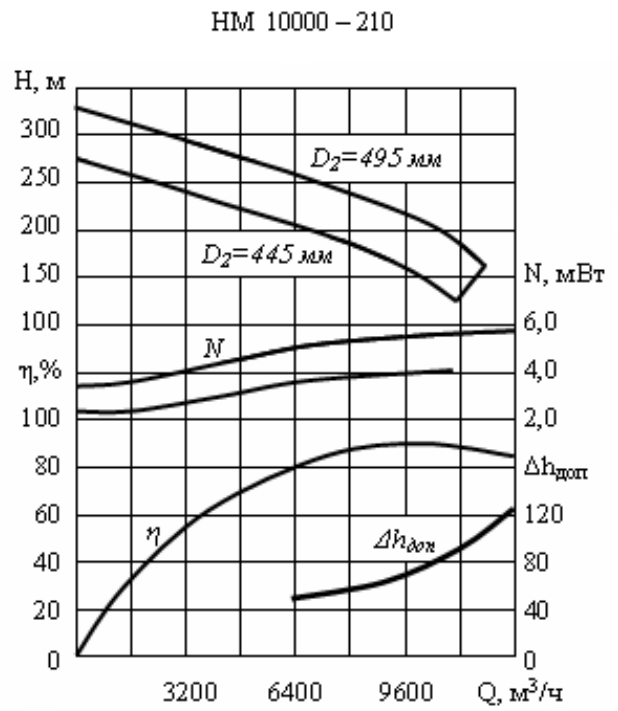
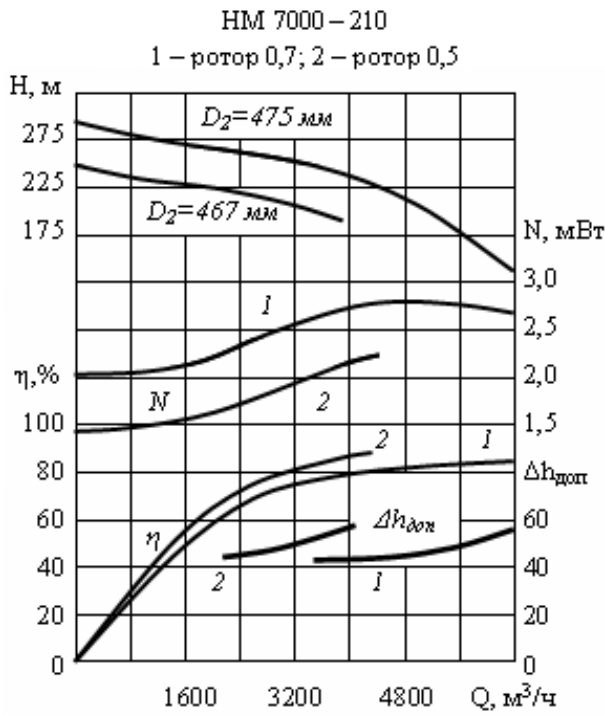
HM 1800 – 240



HM 2500 – 230







Співвідношення кількості робочих і резервних ГПА
на КС одноступінчастих газопроводів

ГПА з приводом від газової турбіни		ГПА з приводом від електродвигуна						ГМК	
Тип нагнітача									
неповнонапірні		повнонапірні		Неповнонапірні		повнонапірні			
Роб.	Рез.	Роб.	Рез.	Роб.	Рез.	Роб.	Рез.	Роб.	Рез.
2	1	2	2*	2	1	2	1	2-4	1
4	2	3	2*	4	2*	3	1	5-9	2*
6	2	4	2*	6	2	4	2*	10-13	3*
		5	2			5	2		
		6	2			6	2		

*) Для варіантів КС, відмічених зірочкою допускається скорочувати число резервних ГПА на одну, насамперед на КС другої та останніх черг багатониточних газопроводів.

ДОДАТОК 9

Технічна характеристика ГПА з трубопроводом

Тип ГПА	Тип ВН	Подача, млн. м ³ /доб	Тиск нагнітача P _н , МПа	Тиск на вході P _{вх} при числі послідовно працюючих ГПА, МПа			Частота обертання, об/хв
				1	2	3	
				ГТ-700-4	280-11-2	13,0	
ГТК-5	260-13-2	14,0	5,5	4,42	3,68	3,14	5550
ГТ-750-6	370-14-1	19,5	5,5	4,42	3,68	3,14	5300
ГТ-6-750	Н-300-1,23	19,0	5,5	4,32	3,53	3,04	6150
ГТН-6	Н-300-1,23	19,0	5,5	4,32	3,53	3,04	6150
ГПА-Ц-6,3	ГПА-Ц-6,3	13,0	5,5	3,79	-	-	8200
ГТК-10-2	520-12-1	29,3	5,5	4,32	3,53	3,04	4800
ГТК-10-4	370-18-1	37,0	7,5	6,08	4,97	4,32	4800
ГТК-16	Н-16-76	51,0	7,35	5,89	4,71	-	4600
ГТК-10 И	PCL-802/24	17,2	7,36	4,88	-	-	6200
ГТН-25 И	PCL-1002/40	45,0	7,36	4,88	-	-	4600
ГТН-25	650-22-2	47,0	7,5	5,00	-	-	3700
Коберра-182	RF 2BB-30	21,8	7,5	5,00	-	-	5000

Тип ГПА	Трубопровід								
	Номіна- л. потуж- ність, МВт	КПД ГТУ, %	Частота обертання, об/хв			Паливний газ		Пусковий газ	
			N_n	n_{min}	n_{max}	Витрата $m^3/(кВт\cdot ч)$	Тиск, МПа	Витрата на пуск	Тиск, МПа
ГТ-700-4	4,00	16	3100	2600	3100	0,650	0,9	1,8	2,0
ГТК-5	4,40	26	5500	3800	5750	0,400	0,8	2,0	1,0
ГТ-750-6	6,00	27	5300	3800	5600	0,386	0,9	3,0	0,9
ГТ-6-750	6,30	24	6150	4600	6400	0,454	1,0	1,3	2,0
ГТН-6	6,30	24	6150	4600	6400	0,454	1,0	1,3	2,0
ГПА-Ц-6,3	6,30	21	8200	6150	8500	0,497	2,2	0,05	0,5
ГТК-10-2	10,0	28	4800	3300	5000	0,372	1,5	1,0	1,5
ГТК-10-4	10,0	29	4800	3300	5000	0,360	1,5	1,0	1,5
ГТК-16	16,0	25	4600	3500	4875	0,416	2,0	5,0	1,2
ГТК-10 И	9,69*	26	6500	3250	6820	0,416	1,4	-	1,4
ГТН-25 И	24,4	27	4670	2800	4900	0,386	1,5	10	2,5
ГТН-25	24,0	29	3700	3000	3900	0,347	2,0	6,0	1,5
Коберра- 182	12,9	28	5000	3000	5500	0,379	3,5	0,02	1,2

*) при температурізовнішнього повітря 25 °С.

Технічна характеристика ГПА з електроприводом

Тип ГПА	Відцентровий нагнітач						Електродвигун				
	Тип ВН	Подача, млн. м ³ /доб	P_n , МПа	Ступінь стискан- ня	Частота обертан- ня об/мин	Частота обертан- ня, об/мин	ККД. %	Потужність, МВт	Напру- га тока, В		
СТД-4000	280-11-1	13	5,5	1,25	7980	3000	4,0	96,7	6000		
СТД-12500	370-18-2	37	7,5	1,23	4800	3000	12,5	97,9	6000		

Технічна характеристика газомоторних поршневих ГПА

Тип ГПА	Подача, млн.м ³ /доб	$P_{нр}$, МПа	P_{ex} , МПа	Частота оберт., об/хв	Чис-ло цилін- дрів	Діа- метр цилін- дрів, мм	Номін. потуж- ність, кВт	ККД двигун а, %	Адیا- батиц. ККД, %
МК8 (25-43)-56	1,538-5,28	5,5	2,5- 4,3	300	4	360	2060	36	80-85
10ГК-1-3	0,528	5,5	2,5	300	3	197	736	-	-
10ГКМ-1-4	0,726	4,2	2,3	300	4	197	736	23	65-82
10ГКН-1-5	0,856	5,5	2,5	300	5	197	935	29	65-82
ДР12(35-45)-56	8,04-13,29	5,5	3,5- 4,5	330	6	406,4	5500	37	85-88
ДР12(35-52)-76	5,53-12,40	7,5	3,5- 5,2	330	6	406,4	5500	37	85-88

Наведені витрати на КС розраховуються за формулою:

$$C_k = \mathcal{E} + E * K;$$

де E - експлуатаційні витрати, тис. руб / рік; K - капіталовкладення в КС, тис.руб.; E - галузевий коефіцієнт, зворотний терміну окупності і рівний для об'єктів транспорту і зберігання нафти і газу 0,15, 1/рік;

$$\mathcal{E} = n * a_{\mathcal{E}} + n_p * b_{\mathcal{E}} + c_{\mathcal{E}}; K = (n + n_p) * a_k + b_k;$$

де n - число робочих ГПА на станції; n_p - число резервних ГПА;
 $a_{\mathcal{E}}$, $b_{\mathcal{E}}$, $c_{\mathcal{E}}$, a_k , b_k - коефіцієнти, що відображають витрати, пов'язані з ГПА та іншими системами і службами КС, незалежними від числа ГПА на станції;

Орієнтовні значення коефіцієнтів для КС першої нитки з робочим тиском 5,5 Мпа

Агрегати	Числове значення коефіцієнтів				
	$a_{\mathcal{E}}$	$b_{\mathcal{E}}$	$c_{\mathcal{E}}$	a_k	b_k
1	2	3	4	5	6
Газомоторні поршневі ГПА					
МК 8	189	77	598	901	6819
10 ГК-1-3	3	47	504	375	5422
10 ГКМ-1-4	93	49	517	435	5670
10 ГКН-1-5	108	51	543	547	6111
ДР 12 (35-45) – 56	544	276	752	2791	7444
Газотурбінні з відцентровими нагнітачами					
ГТК-5	385	94	249	986	4371
ГТ-6-750	497	122	391	144	5071
ГТК-10	686	218	583	1537	7813
ГТК-16	1122	275	726	2653	13483
ГТК-25	1708	419	1104	3918	19903
ГТН-6	520	121	336	1400	3555
ГПА-Ц-6,3	594	155	983	969	6782
Електроприводні з відцентровими нагнітачами					
СТД-4000	749	46	443	426	6269
СТД-6000	1150	220	567	805	6647
СТД-10000	1648	63	836	985	6647

Орієнтовні значення коефіцієнтів для КС
першої нитки с робочим тиском 7,5 МПа

Агрегати	Числові значення коефіцієнтів				
	a_3	b_3	c_3	a_K	b_K
Газомоторні поршневі ГПА					
ДР 12 (35-52)-76	544	276	752	2791	7444
Газотурбинні з відцентровими нагнітачами					
ГТК-10	710	206	458	1647	8278
ГТН-16	1146	290	679	3003	6854
ГТН-25	1657	408	971	4109	7828
Електроприводні з відцентровими нагнітачами					
СТД-10000	1836	111	825	1029	7798

Примітка: Значення коефіцієнтів надані для рівнинно-горбистої місцевості, для іншої місцевості \mathcal{E} и K необхідно множити на поправочні коефіцієнти з таблиці.

Район будівництва КС	Поправочний коефіцієнт	
	На капвкладення	На експлуатаційні витрати
Ямало-Ненецький авт. округ	2,6	1,9
Ханти-Мансійський авт. округ	2,5	1,8
Тюменська обл., Якутія	2,0	1,5
Комі – східніше Ухти	1,7	1,5
Комі – західніше Ухти	1,1	1,1
Узбекистан, Таджикистан, Туркменія	1,2	1,1

Нормативні номінальні значення параметрів ГТУ

Тип ГТУ	Показник					
	N_e'' , МВт	T_3'' , К	q_{mz}'' , тис. м ³ /Год	K_t	K_H	η_M
ГТ-700-5	4,25	288	1,88	4,4	0,85	0,95
ГТ-750-6 (ГТК-5)	6,00	288	2,45	3,4	0,85	0,983
ГТ-6-750 (ГТН-6)	6,30	288	2,82	2,8	0,95	0,975
ГПА-Ц-6,3	6,30	288	3,28	1,3	0,95	0,984
ГТК-10	10,0	288	3,70	3,7	0,95	0,990
ГПУ-10	10,0	298	4,05	3,7	0,95	0,990
ГТН-10 И	10,2	288	4,22	2,0	0,95	0,990
Коберра-182	12,9	288	5,03	2,2	0,95	0,985
ГТК-16	16,0	288	6,86	3,2	0,95	0,990
ГТН-16	16,0	288	5,93	3,2	0,95	0,990
ГПА-Ц-16	16,0	288	6,24	2,8	0,95	0,993
ГТН-25	24,0	298	9,37	3,2	0,95	0,992
ГТН-25 И	24,4	288	9,38	2,2	0,95	0,995

Примітка: При відсутності даних по ГТУ приймати:

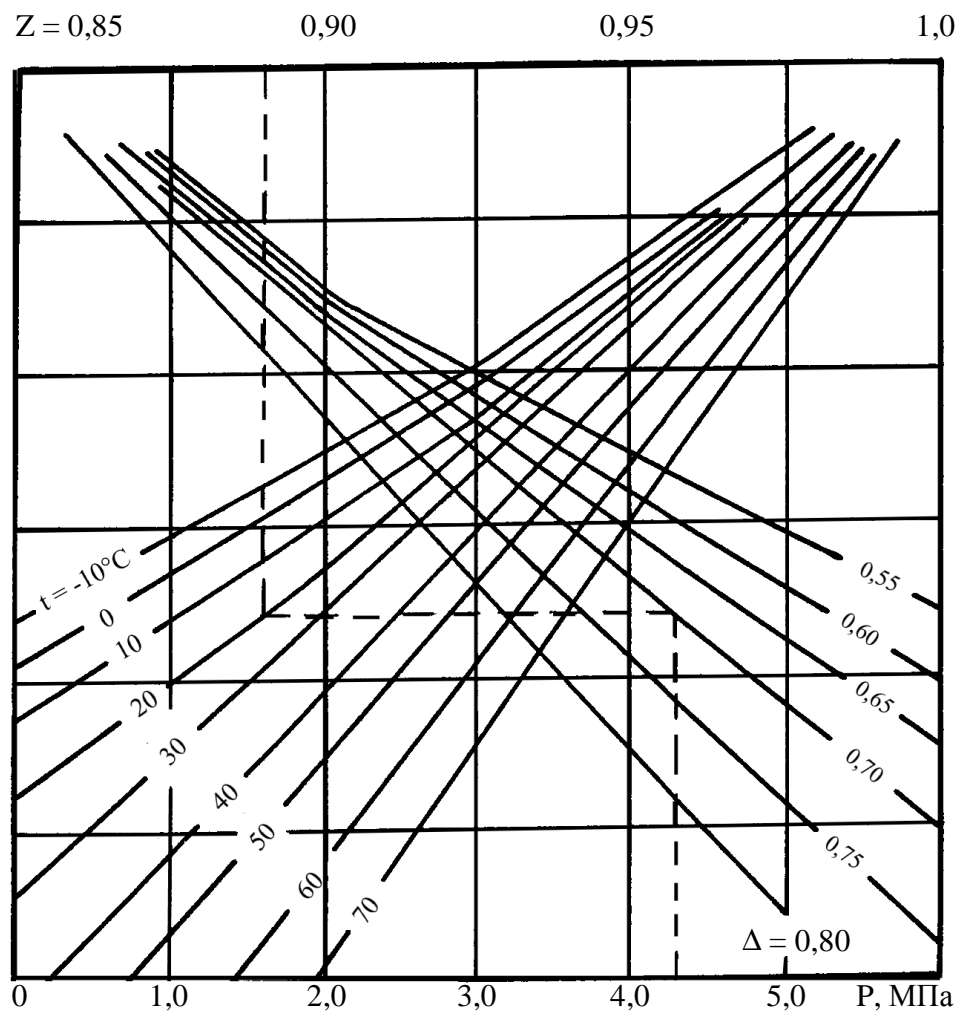
$$q_{mz}'' = 0,41 \cdot 10^{-3} * N_e''; K_H=0.95; \eta_M=0.985;$$

Нормативні значення втрат тиску в комунікаціях КС

Тиск газу в газо- проводі (надли- шковий)	Втрати тиску газу на КС, МПа					
	Усього		В том числе			Між ступенями стискання
	При одно- ступе- нев. очистці газу	При дво- ступенев. очистці газу	На всасывание		На нагні- тання	
При одно- ступенев. очистці газу			При дво- ступенев. очистці газу			
5,40	0,15	0,20	0,08	0,13	0,07	0,03-0,05
7,35	0,23	0,30	0,12	0,19	0,11	0,03-0,05
9,81	0,26	0,34	0,13	0,21	0,13	-

Примітка: Нормативні втрати тиску в АВО, включаючи їхню обв'язку складають 0,0588 МПа.

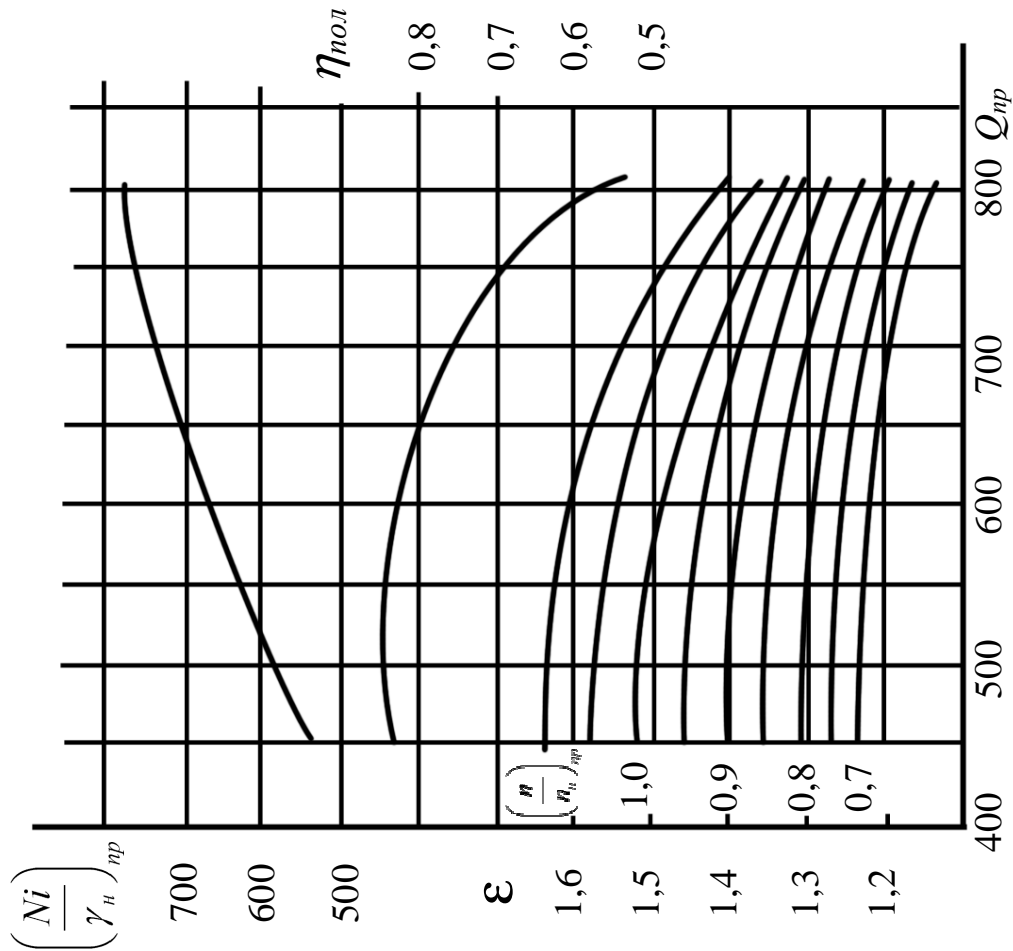
Номограма для визначення коефіцієнта стисливості Z в залежності від тиску, температури і відносної щільності газу



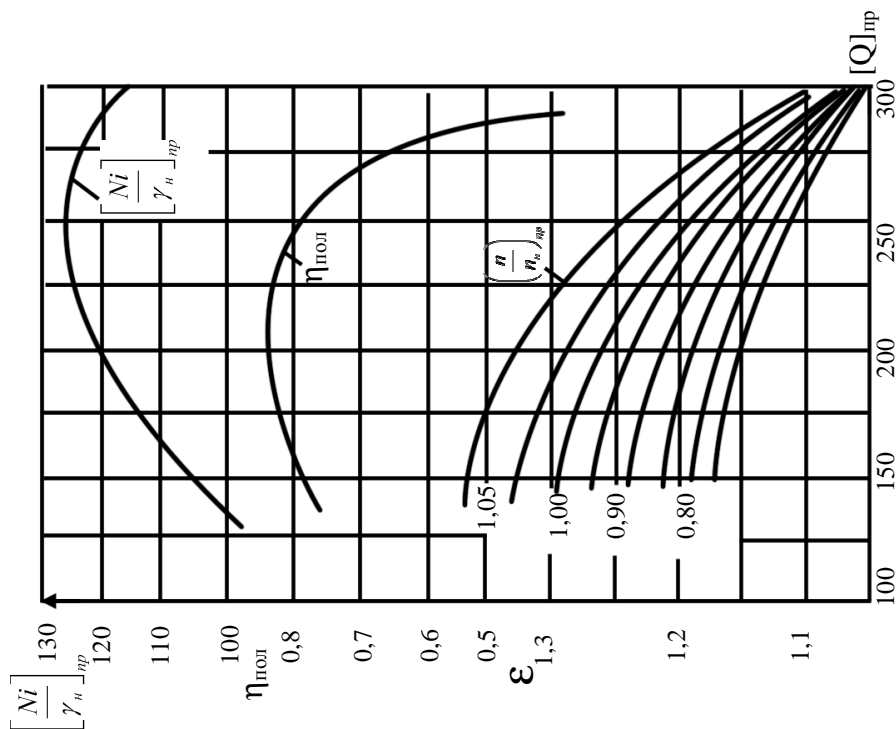
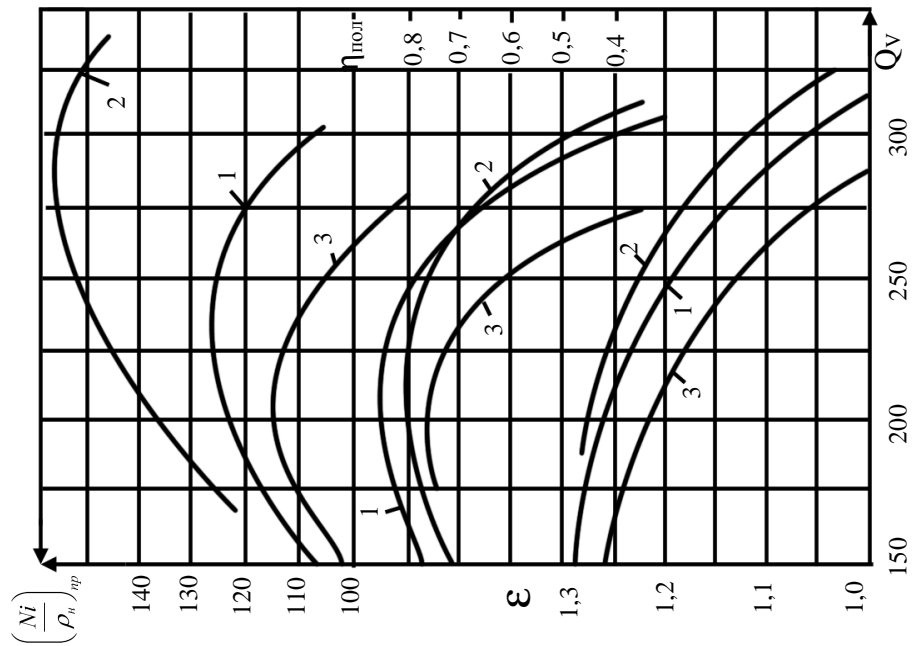
В наведених характеристиках відцентрових нагнітачів, розміщених в даному додатку, прийняті наступні одиниці:

$$\left[\frac{N_i}{\gamma_i} \right]_{i\delta} - \text{кВт}/(\text{кг}/\text{м}^3)$$

$$[Q]_{i\delta} - \text{м}^3/\text{МИН}$$

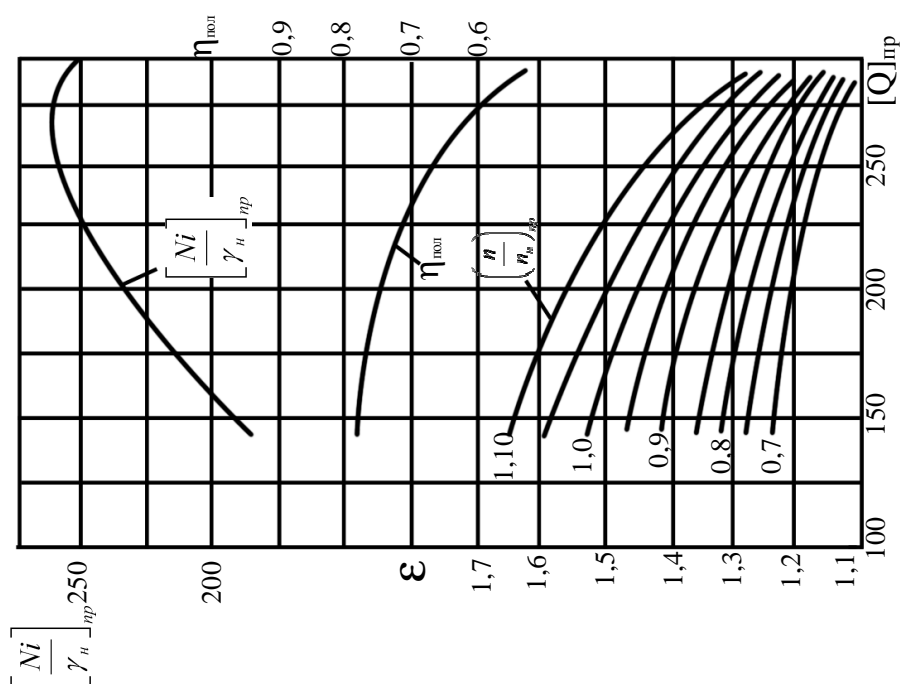
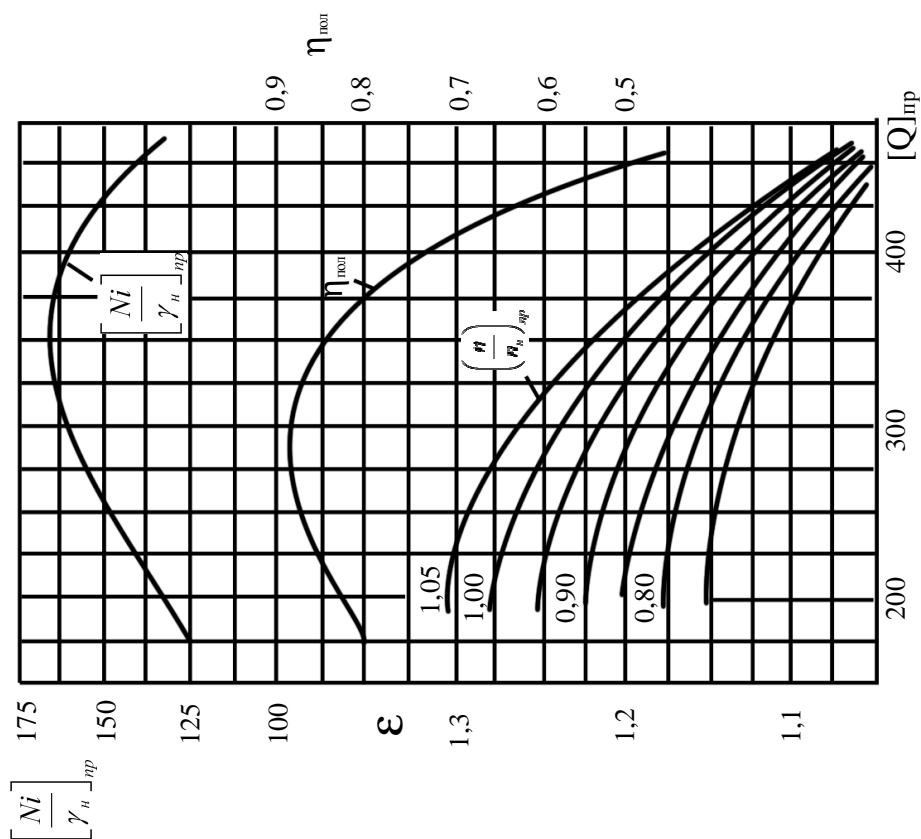


Наведена характеристика 650-22-2
 $R_{np} = 451 \text{ кг}\cdot\text{м}/(\text{кг}\cdot\text{К}); T_{np} = 288 \text{ К}$



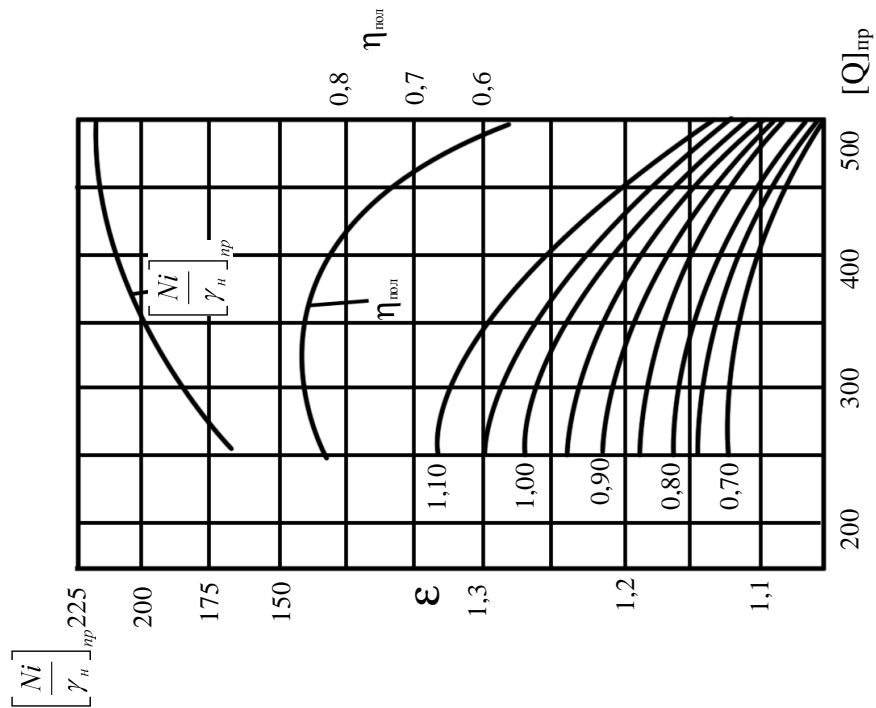
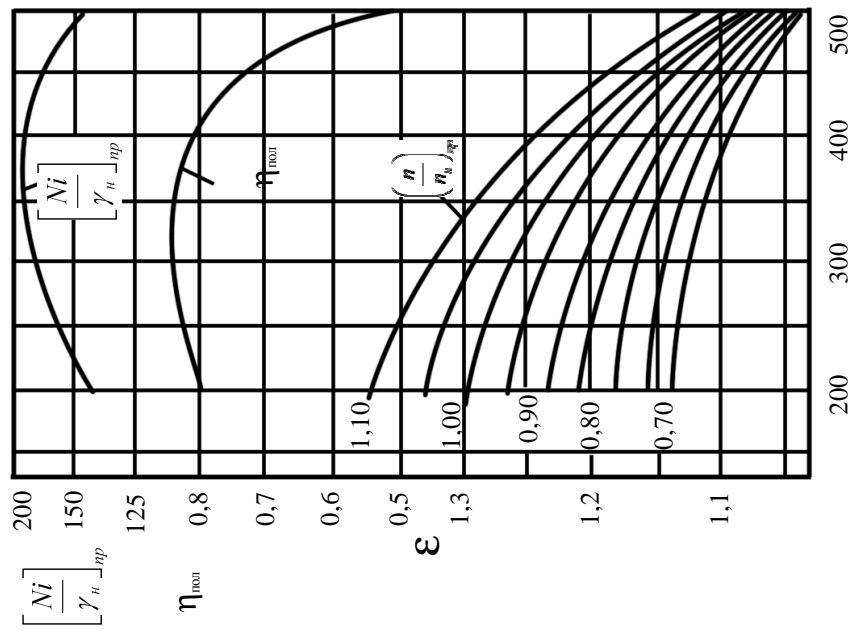
Наведені характеристики 280-11-1(2)
 $z_{np}=0,91$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К

Наведена характеристика 280-11-6 з направляючим апаратом: 1 – $\alpha=0$; 2 – $\alpha=-35$; 3 – $\alpha=+35$; $z_{np}=0,91$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К



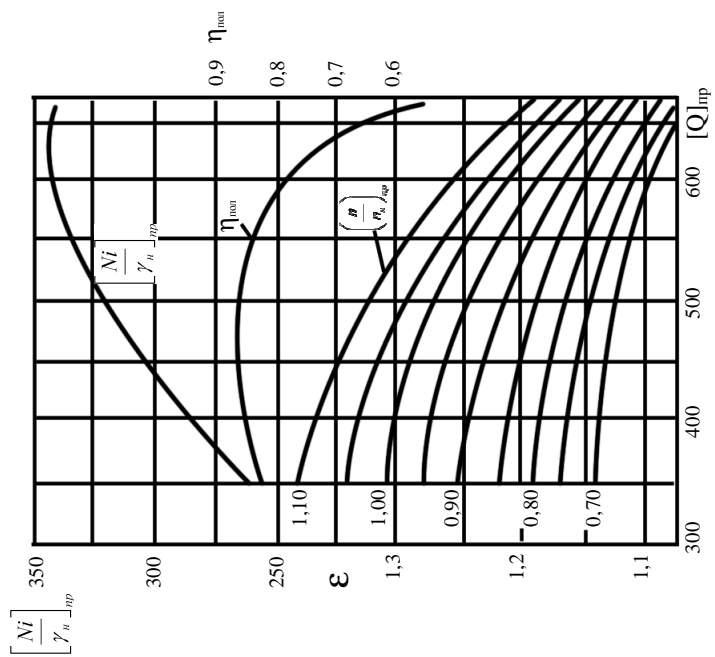
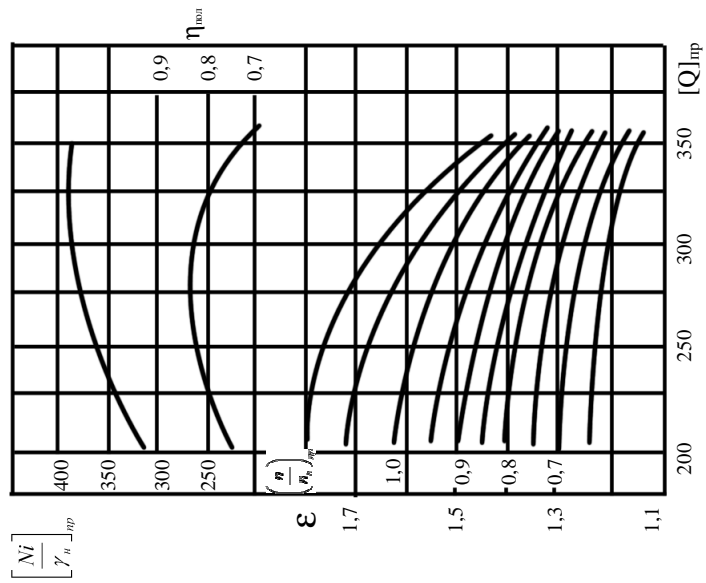
Наведена характеристика 260-13-2
 $z_{np}=0,91$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К

Наведені характеристики ГПА-Ц-6,3
 $z_{np}=0,9$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К



Наведені характеристики Н-300-1,23
 $z_{np}=0,91$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К.

Наведені характеристики 370-14-1/370-15-1
 $z_{np}=0,9$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К.

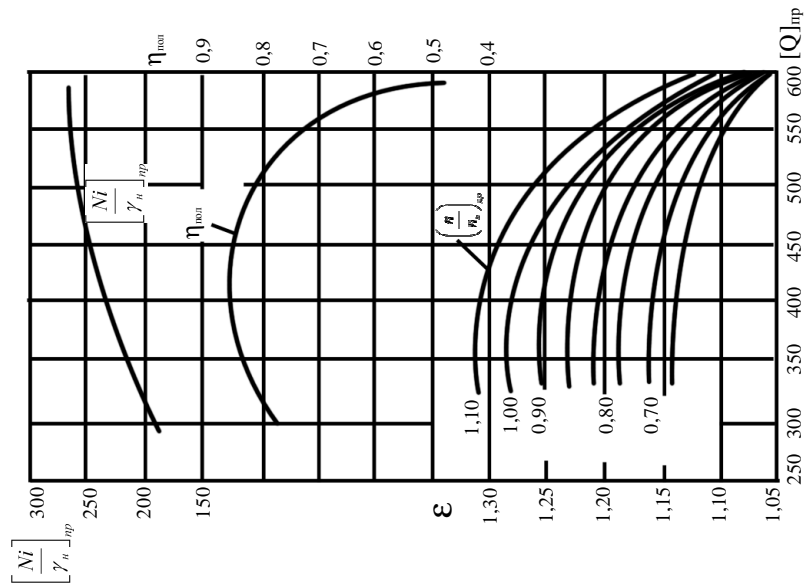
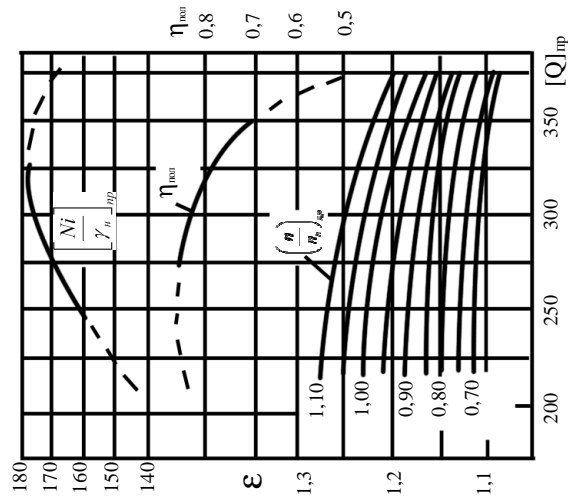
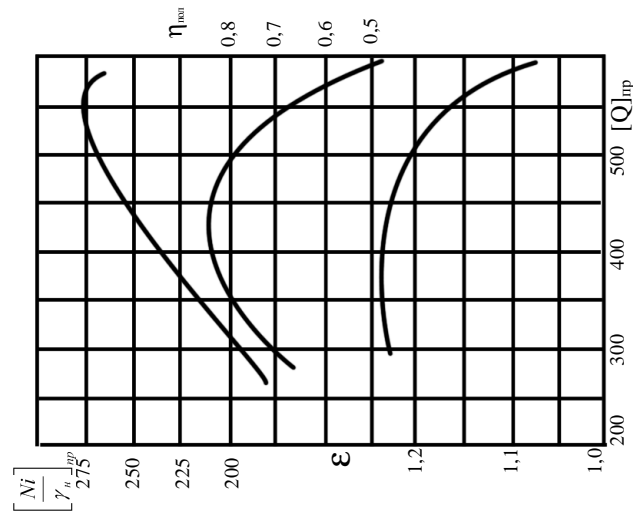


Наведені характеристики «RF 2BB-30»

$z_{np}=0,9$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К.

Наведені характеристики 520-12-1

$z_{np}=0,91$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=293$ К.

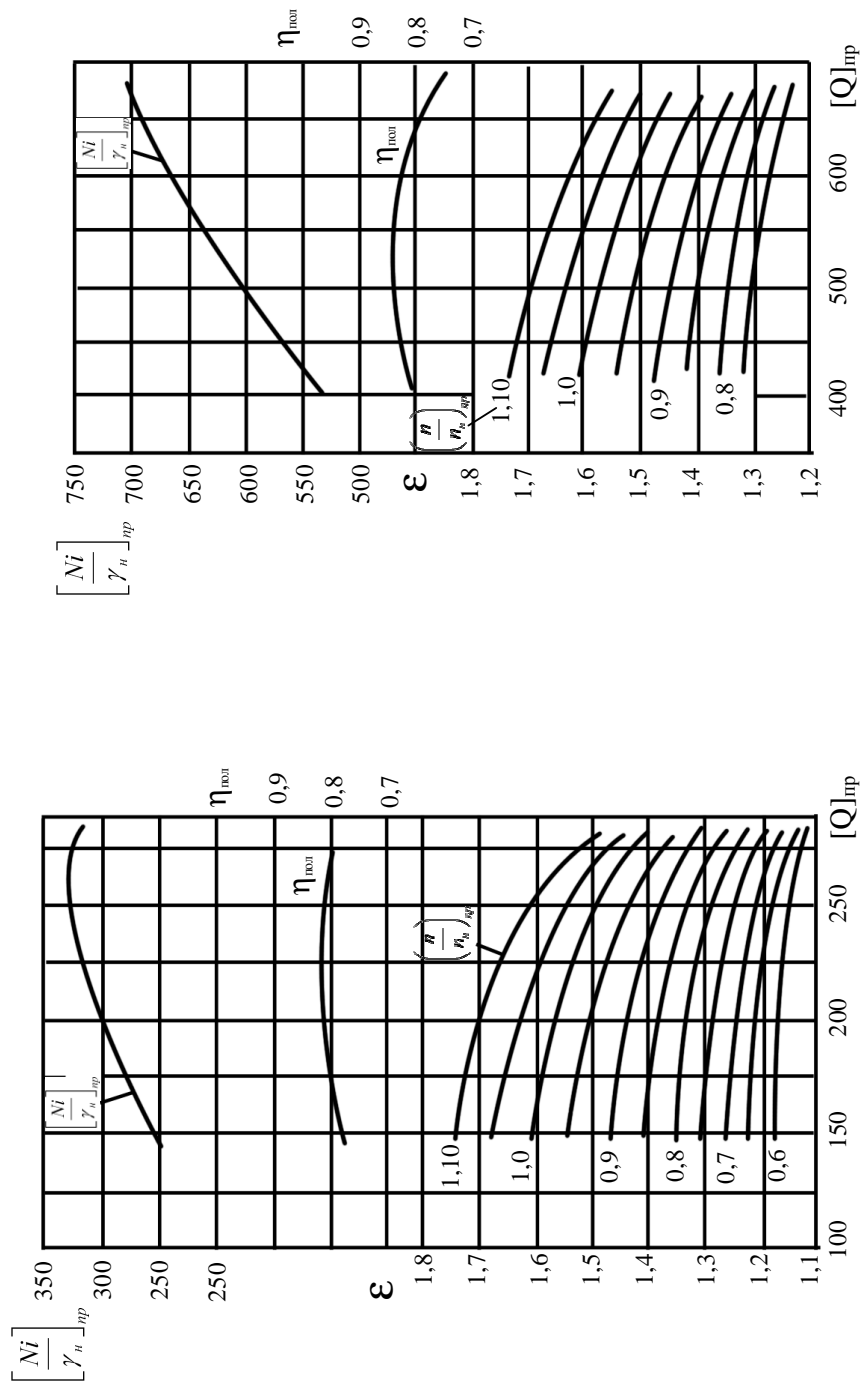


370-18-1
 $z_{np}=0,90; R_{np}=491$ Дж/(кг·К);
 $T_{np}=288$ К.

370-18-1із звуженою проточною
 частиною $z_{np}=0,885;$
 $R_{np}=510$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К.

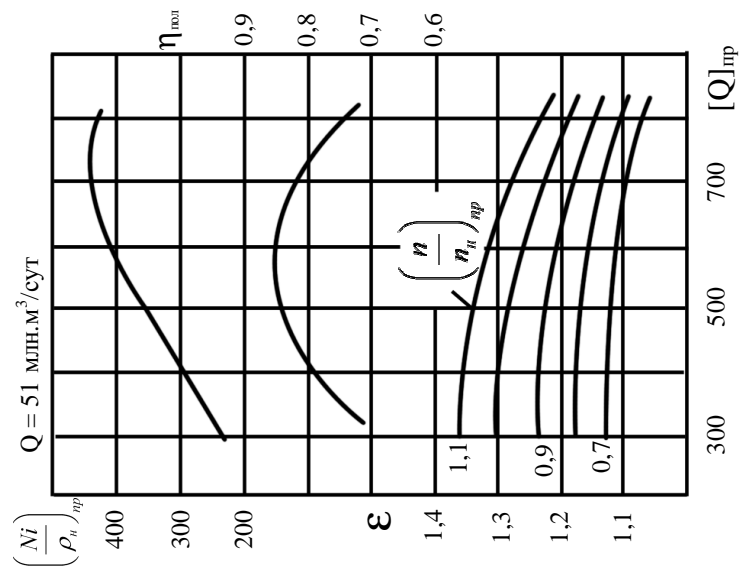
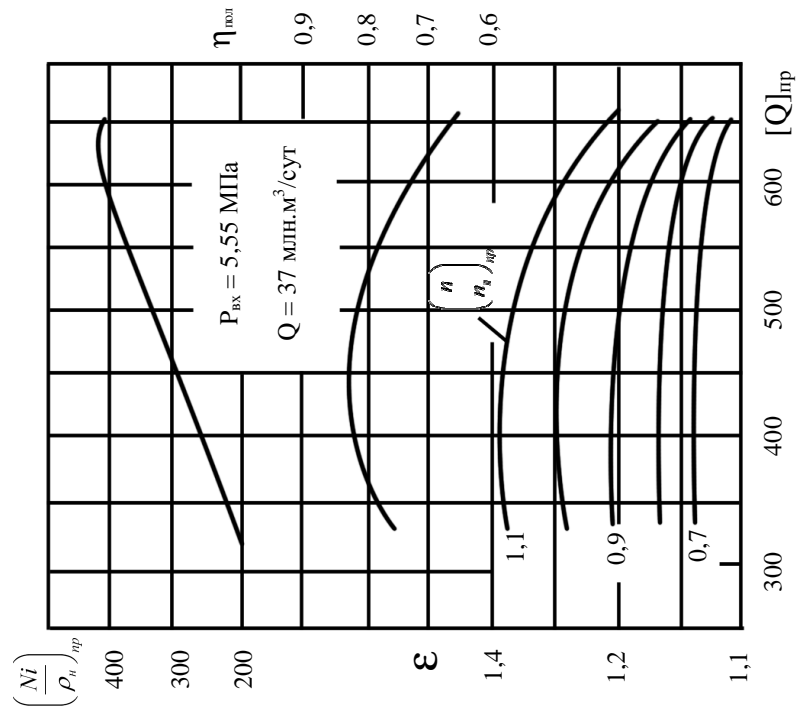
370-18-2
 $z_{np}=0,888; R_{np}=508$ Дж/(кг·К);
 $T_{np}=288$ К.

Наведені характеристики нагнітачів 370-18-1 и 370-18-2



Наведені характеристики RCL-1002/40
 $z_{np}=0,9$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К.

Наведені характеристики RCL-802/24
 $z_{np}=0,9$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К.



Наведені характеристики Н-16-76-1,37
 $z_{\text{гр}}=0,895$; $R_{\text{гр}}=508 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $T_{\text{гр}}=288 \text{ К}$

Наведені характеристики Н-16-76-1,25
 $z_{\text{гр}}=0,895$; $R_{\text{гр}}=508 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $T_{\text{гр}}=288 \text{ К}$

ДОДАТОК 17

Розрахункове число робочих днів магістральних нафтопроводів

Протяжність нафтопроводу, км	Діаметр нафтопроводу, мм	
	до 820 включно	Вище 820
до 250	357	355
Від 250 до 500	<u>356</u>	<u>353</u>
	355	351
Від 500 до 700	<u>354</u>	<u>351</u>
	352	349
Вище 700	<u>352</u>	<u>349</u>
	350	345

Примітка: Чисельник - для нормальних умов; знаменник - для ускладнених умов (не менше 30% гірських і заболочених ділянок)

ДОДАТОК 18

Параметри магістральних нафтопроводів

Продуктивність, млн. т/рік	Діаметр (зовнішній), мм	Робочий тиск	
		МПа	кгс/см ²
0,7 – 1,2	219	8,8 – 9,8	90 – 100
1,1 – 1,8	273	7,4 – 8,3	75 – 85
1,6 – 2,4	325	6,6 – 7,4	67 – 75
2,2 – 3,4	377	5,4 – 6,4	55 – 65
3,2 – 4,4	426	5,4 – 6,4	55 – 65
4 – 9	530	5,3 – 6,1	54 – 62
7 – 13	630	5,1 – 5,5	52 – 56
11 – 19	720	5,6 – 6,1	58 – 62
15 – 27	820	5,5 – 5,9	56 – 60
23 – 50	1020	5,3 – 5,9	54 – 60
41 – 78	1220	5,1 – 5,5	52 - 56

Характеристики труб для нафтопроводів і нафтобаз

Робочий тиск, МПа	Зовнішній діаметр, мм	Номінальна товщина стінки, мм	Характеристики матеріалу труб			Коеф. надійності по матеріалу, K_I	Постачальник труб, №№ технічних умов
			Марка сталі	$\sigma_{вр}$, МПа	σ_m , МПа		
1	2	3	4	5	6	7	8
5,4...7,4	1220	10;11;12; 13; 14; 15; 16	08ГБЮ	510	350	1,4	ЧТЗ, ТУ-14-3Р-03-94
		10;11; 12;13; 14; 15; 16	09ГБЮ	550	380		
5,4...7,4	1220	10; 11;12; 13;14; 15; 16	12ГСБ	510	350	1,4	ЧТЗ, ТУ-14-3Р-04-94
		10;11;12; 13; 14; 15; 16	12ГСБ	550	380		
6,3	1020	12,5; 12,9; 15,5; 16	13 Г1СУ	540	390	1,47	ЧТЗ, ТУ-14-3-1698-90
6,3	1020	11,4	13 Г1СУ	540	390	1,34	НМТЗ, ТУ-14-3-1424-86
6,3 5,4 5,4	1020 1020 1020	11; 11,5 12 9,5; 10; 10,5 8; 8,5; 9	17Г1С 17Г1С К60	510 510 588	363 363 441	1,4	ВТЗ, ТУ1104-138100-357-02-96
5,4...7,5	820	8; 9; 10; 11; 12	13 Г2АФ	530	363	1,47	ЧТЗ ТУ 14-3-14-25-86
5,4...7,5	820	8,5; 9,2; 10,6; 11,4	17ГС	510	353	1,47	ЧТЗ ТУ 14-3-1270-84
5,4...7,4	820	9; 10; 11; 12; 13; 14	12ГСБ	510	350	1,4	ЧТЗ ТУ 14-3Р-04-94
7,4	720	7,3; 8,7; 10,8; 12; 14; 16; 20	К60	589	461	1,34	ВМЗ ТУ 14-3Р-01-93
5,4...7,4	720	8; 9; 10; 11; 12; 13; 14	08ГБЮ	510	350	1,4	ЧТЗ 14-3Р-03-94
5,4...7,4	720	7,5; 8,1; 9,3; 10; 11; 12	17ГС	510	353	1,47	ЧТЗ 14-3-1270-84
5,4...7,4	630	8; 9;10;11;12	12Г2С	490	343	1,4	ХТЗ ТУ 322-8-10-95
5,4...7,4	530	8; 9; 10	13ГС	510	353	1,34	ХТЗ ТУ 322-8-10-95
7,4	530	7; 7,5; 8; 9; 10	17ГС	510	353	1,47	ЧТЗ ТУ 14-3-1270-84
7,4	530	7,1; 8,8; 10; 12; 14; 16	–	529	392	1,34	ВМЗ ТУ 14-3Р-01-93
5,4...7,4	530	7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14	8ГБЮ	510	350	1,4	ЧТЗ ТУ 14-3Р-03-94
5,4..7,4	530	7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14	12ГСБ	510	350	1,4	ЧТЗ ТУ 14-3Р-04-94

Безшовні труби (ГОСТ 550–75)

Зовнішній діаметр, мм	Номинальна товщина стінки, мм	Характеристика матеріалу труб			Коеф. надійності по матеріалу K
		Марка сталі	σ_{sp} , МПа	σ_m , МПа	
48	4; 5	10	353	216	1,55
(57)*	4; 5	20	431	255	
60	4; 5; 6	10Г2	470	265	
76	4; 5; 6; 8				
(80)	4; 5				
89	4; 5; 6; 7; 8				
(102)	5; 6; 7; 8; 9; 10;				
	11; 12; 14;				
108	4; 5; 6; 7; 8				
114	6; 7; 8; 9; 10; 11				
127	6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14				
133	5; 6; 7; 8; 9				
146	11				
152	6; 7; 8; 9; 10; 11; 14; 16				
159	6; 7; 8; 9; 10; 11; 14; 16				
168	11; 12				
194	7; 8; 9; 10; 12				
219	8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20				

Примітка: Труби, розміряних вказані в дужках – для ремонтних цілей.

ДОДАТОК 21

Технічна характеристика насосів НДвН и НДсН

Типо-розмір насоса	Номинальный режим				
	Подача, м ³ /год	Напір, м	Частота обертання, об/хв	Додатковий кавітаційний запас, м	ККД, %
8НДвН	500	28	960	4,5	79
12НДсН	800	28		4,0	86
14НДсН	1100	30		5,0	88

ДОДАТОК 22

Типо-розмір насоса	рогор	Коефіцієнти			Коефіцієнти		Коефіцієнти			Параметри насоса, мм		n ₅
		H ₀ , м	a, ч/м ²	10 ⁶ ·b, ч ² /м ⁵	a ₀ , м	b ₀	10 ² ·c ₀ , ч/м ³	10 ⁶ ·c ₂ , ч ² /м ⁶	b ₂	D _{вх}		
8НДвН	1	31,6	2,95·10 ⁻²	0,733	0,0431	0,729	3,63	0,391	-4,81	14,0	470	65
12НДсН	1	33,4	-	8,58	0,06	0,6	6,1	0,205	-1,26	5,0	460	100
	2	29,4	-	9,47	5	28	4	0,196	-1,27	7,0	430	105
	3	24,1	-	9,84	0,065	0,628	12,8	0,220	-1,58	9,0	400	120
14НДсН	1	39,0	-	6,19	5	-	7,1	0,133	-0,59		480	107
	2	48,7	-	5,26	5	-	7,1	0,133	-0,59		540	83

Насоси 8НДвН, 12НДсН и 14НДсН застосовуються як підпірні на перекачувальних станціях і для наливувалізничних цистерн.

ДОДАТОК 23

Рекомендовані величини продуктивності закачки-викачки

Номинальный об'єм резервуара, м ³	Приймально-роздавальні пристрої		Максимальна продуктивність закачки-викачки, м ³ /год
	Умовний діаметр, мм	Число	
1000	150	1	100
	200	1	200
	250	1	300
2000	200	1	200
	250	1	250
	300	1	300
3000	250	1	250
	300	1	300
	350	1	400
5000	350	1	700
	400	1	870
	500	1	1300
10000	400	2	1700
	500	2	2600
20000	700	2	4600
40000	800	2	8500

Відомості про дихальні клапани резервуарів

Тип	Ду, мм	Пропускная способность (не менее), м ³ /ч	Условия срабатывания	
			Избыточное давление, Па	Вакуум, Па
КД-50	50	15	—	—
КД-100	100	50	—	—
КД-150	150	100	—	—
КД-250	250	300	—	—
КДС-1000	350	1000	2000	250
КДС-1500	500	1500	2000	250
КДС-3000	500	3000	2000	250
КДС2-1500	150	450	2000	250
	200	750	2000	250
	250	1000	2000	250
	350	1300	2000	250
	500	1500	2000	250
КДС2-3000	250	1100	2000	250
	350	2400	2000	250
	500	3000	2000	250
НДКМ-100	100	200	1600	160
НДКМ-150	150	500	1600	160
НДКМ-200	200	900	1600	160
НДКМ-250	250	1500	1600	200
НДКМ-350	350	3000	2000	200
СМДК-50	50	25	2000	250
СМДК-50	50	25	2000	250
СМДК-100	100	25	2000	250
СМДК-150	150	142	2000	250
СМДК-200	200	250	2000	250
СМДК-250	250	300	2000	250
СМДК-350	350	420	1900	250

Нафтові насоси типу К

Насоси типу К - відцентрові горизонтальні з одним або двома робочими колесами.

Одноступінчасті насоси з подачею до 250 м³/годобладнані робочим колесом з одностороннім входом рідини. Насоси з більшою подачею мають робоче колесо двостороннього входу. Кожен насос типу К може бути виготовлений за одним з двох варіантів ротора і з робочим колесом (або колесами) одного з чотирьох вихідних діаметрів (варіанти а, б, в і г).

Корпуси насосів розраховані на робочий тиск 4 МПа (НК 560 / 335-70, НК 560 / 335-120, НК 560-120А, НК 65 / 35-70, НК 65 / 35-125, НК 200 / 120-70, НК 200/120), 5 МПа (НК 65 / 35-240, НК 200-210А, НК 560 / 335-180, НК 560-180, НК 560-180А) і 6,4 МПа (НК 200/370, НК 560 / 300).

Типорозмір насоса (наприклад, НК560 / 335-120) означає: Н - нафтовий насос; К - консольний; число в чисельнику - подача при роторі 1, м³/год; число в знаменнику - подача при роторі 2, м³/год; наступне число - напір, м;

Технічна характеристика насосів приведена в табл. П 25

Таблиця П 25

Технічна характеристика насосів типу К

Типорозмір насоса	Номінальний режим			Маса, кг	
	Подача, м ³ /год	Напір, м	Частота обертання, об/мин	насоса	агрегата без привода
НК 65/35-70	65-35	70	2950	295	1014
НК65/35-125	65-35	125		335	1090
НК 65/35-240	65-35	240		630	1500
НК200/120-70	200-120	70		305	1230
НК 200/120	200-120	120		485	1300
НК 300/120А	200-120	210		605	1620
НК 200/120-210	200-120	210		650	1900
НК200/370	200 120	370		940	2300
НК 560/335-70	560-335	70		730	2000
НК 560/335-120	560-335	120		740	2220
НК 560/120А	560-335	120		1020	2470
НК 560/335-180	560-335	180		865	2340
НК 560/180А	560-335	180		1153	2791
НК 560/180	560-335	180		1153	2791
НК 560/300	560-335	300		1380	3830

Нафтові насоси типу Н

Насоси типу Н комплектуються вибухобезпечними електродвигуном з частотою обертання 3000 об/хв.

Корпуси насосів розраховані на робочий тиск 1,6 МПа (4Н-5х2); 2,5 МПа (4Н-5х4, 5Н-5х2, 6Н-7х2) і 4 МПа (5Н-5х4, 6Н-10х4).

Типорозмір насоса (наприклад, 6Н-10х4) означає: перша цифра - діаметр вхідного патрубку, зменшений в 25 разів, мм; Н - нафтовий; число (одно- або двозначне) після тире - коефіцієнт швидкохідності, зменшений в 10 разів; остання цифра - число ступенів.

Технічна характеристика насосів приведена в табл. П 26-1, а довідкові дані по ним в табл. П 26-2.

Таблиця П 26-1

Технічна характеристика насосів типу Н

Типорозмір насоса	Номинальний режим			Маса, кг	
	Подача, м ³ /год	Напір, м	Частота оберт., об/хв	насоса	агрегата без привода
4Н-5×2	53	108	2950	350	720
4Н-5×4	62	212		710	1220
5Н-5×2	100	183		570	1360
5Н-5-Ч	98	320		924	2400
6Н-7×2	149	200		640	1530
6Н-10×4	190	240		1410	3050

Довідкові дані по насосам типу Н

Типорозмір насоса	Варіант	Коефіцієнти			Коефіцієнти		Коефіцієнти			Параметри насоса, мм			n_s
		H_o , м	a , ч/м ²	$10^3 \cdot b$, ч ² /м	a_o , м	b_o	$10^2 \cdot c_o$	$10^2 \cdot c_1$, ч/м ³	$10^6 \cdot c_2$, ч ² /м ⁶	b_2	D_{ex}	D_o	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
4Н-5×2	а	122,6	0,67	17,6	0,328	0,64	6,00	2,25	-228,6	13,0	100	220	68
	б	106,3	0,81	21,4	0,328	0,64	6,00	2,25	-228,6	13,8	100	208	74
	в	92,1	0,58	18,6	0,328	0,64	6,20	2,51	-285,7	12,5	100	194	78
5Н-5×2	а	210,4	0,19	4,71	0,290	0,72	2,29	1,31	-69,6	14,0	125	275	66
	б	177,0	0,03	2,38	0,290	0,72	1,79	1,42	-81,3	15,0	125	250	69
6Н-7×2	а	225,5	0,27	3,01	0,013	1,23	6,57	0,92	-35,1	12,0	150	290	59
	б	188,3	0,26	3,24	0,013	1,23	4,86	0,94	-35,7	13,9	150	265	68
4Н-5×4	а	249,8	0,96	25,7	0,113	0,90	1,92	2,13	-190,9	13,0	100	220	70
	б	196,1	0,68	23,7	0,113	0,90	2,05	2,43	-250,7	12,5	100	194	76

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
5Н-5×4	а	371,5	0,7	11,8	0,186	0,815	1,24	1,32	-75,3	14,0	125	265	53
	б	332,2	0,73	13,3	0,186	0,815	3,12	1,41	-85,6	14,5	125	250	59
	в	278,7	0,82	14,8	0,186	0,815	0,88	1,56	-103,3	15,0	125	230	68
	г	232,5	0,94	17,3	0,186	0,815	0,52	1,66	-116,1	15,5	125	220	72
6Н-10×4	а	318,8	0,53	4,91	0,147	0,75	1,18	0,89	-27,8		100	258	94
	б	261,3	0,54	5,13	0,147	0,75	2,18	0,94	-30,5		100	245	112
	в	227,1	0,51	6,05	0,147	0,75	3,86	0,94	-30,4		100	235	119

ДОДАТОК 27

Нафтові насоси типу НК і НКЕ

Насоси типу НК - консольні одноступеневі з робочими колесами одностороннього входу рідини. Робоче колесо може мати до п'яти варіантів вихідного діаметра (варіанти а, б, в, г, д).

Привід насосів НК - вибухобезпечні електродвигуни виконання ВЗГ і ВЗТ4 з частотою обертання 3000 об/хв.

Насоси типу НКЕ - консольні моноблокові електронасоси, що складаються з вибухобезпечного електродвигуна, на подовженому кінці вала якого встановлюється робоче колесо з одностороннім входом рідини.

Корпуси насосів НК і НКЕ розраховані на робочий тиск 1 МПа (5НК-9х1, 5НКЕ-9х1, 6НК-9х1, 6НКЕ-9х1); і 1,6 МПа (4НК-5х1, 4НКЕ-5х1, 6НК-6х1, 6НКЕ-6х1).

Типорозмір насоса (наприклад, 4НК-5х1) означає: перша цифра - діаметр вхідного патрубку, зменшений в 25 разів, мм; Н - нафтовий; К - консольний; цифра після тире - коефіцієнт швидкохідності, зменшений в 10 разів; остання цифра - число ступенів. У типорозмірі насосів НКЕ буква Е означає електронасос.

Технічна характеристика насосів приведена в табл. П-27.

Таблиця П-27

Технічна характеристика насосів типу НК до НКЕ

Типорозмір насоса	Номінальний режим			Маса, кг
	Подача, м ³ /год	Напір, м	Частота оберт., об/хв	
1	2	3	4	5
4НК-5×1	50	60	2950	259
4НКЭ-5×1				78
5НК-5×1	90	100		272
5НКЭ-5×1				109

1	2	3	4	5
5НК-9×1	90	47	2950	264
5НКЭ-9×1				93
6НК-6×1	110	119		343
6НКЭ-6×1				114
6НК-9×1	120	65		272
6НКЭ-9×1				103

ДОДАТОК 28

Нафтові насоси типу НД

Насоси типу НД - мають робочі колеса з двостороннім входом рідини.

Типорозмір насоса означає: перша цифра - діаметр вхідного патрубку, зменшений в 25 разів, мм; Н - нафтовий; Д - двостороннього входу рідини; цифра після тире – коефіцієнт швидкохідності, зменшений в 10 разів; остання цифра - число ступенів.

Технічна характеристика насосів приведена в табл. П-28.

Таблиця П-28

Технічна характеристика насосів типу НД

Типорозмір насоса	Насос						Електродвигун		
	Номінальний режим						Тип	Потужність, кВт	Маса, кг
	Подача, м ³ /год	Напір, м	Частота оберт., об/хв	Дод. кавіт. запас, м	ККД, %	Маса, кг			
8НД-10×5	300	42	2950	2,5	80	—	—	—	
10НД-10×2	700	290	2950	11,0	84	—	—	—	
16НД-10×1	2200	230	2980	28,0	86	3900	АТД-1600	7840	
20НД-12×1	3000	300	2980	24,0	86	4970	АТД-2500	10900	
24НД-14×1	4000	216	2980	31,0	86	7000	АТД-2500	10900	
8НД- 6×1	202	100	2950	—	—	740	—	—	

ДОДАТОК 29

Вертикальні насоси типів НВ і НА

Призначені для відкачування з заглиблених резервуарів нафтопродуктів з температурою не більше 80°C (насоси 12На - 9х4 і 12На - 22х6) і дренажних рідин з температурою не більше 80 °С і щільністю не більше 1100 кг/м³ (насос 2НВ - 9х4).

Насоси забезпечені приводом від вибухобезпечних електродвигунів вертикального виконання з частотою обертання 1500 об/хв.

Типорозмір насоса 2НВ - 9х4 означає: 2 - діаметр вхідного патрубку в міліметрах зменшений в 25 разів; Н - нафтовий; В - вертикальний; 9 - коефіцієнт швидкохідності, зменшений в 10 разів; 4 - чотириступеневий.

Типорозмір насоса 12На - 22х6 означає: 12 - внутрішній діаметр обсадної труби в міліметрах зменшений в 25 разів; Н - нафтовий; А - артезіанський; 22 - коефіцієнт швидкохідності, зменшений в 10 разів; 6 - число ступенів. Технічна характеристика і дані по насосах наведені в табл. П 29-1, П 29-2.

Таблиця П 29-1

Технічна характеристика насосів типу НВ і НА

Типорозмір насоса	Номінальний режим			Маса насоса з електродвигуном, кг
	Подача, м ³ /год	Напір, м	ККД, %	
2НВ - 9×4	42,0	44,0	47,0	670
12НА-9×4	72,0	47,0	73,0	1390
12НА-22×6	150,0	54,0	82,0	1690

Таблиця П 29-2

Довідкові дані по насосах типів НВ и НА

Типорозмір насоса	Коефіцієнти			Коефіцієнти			D ₂ , мм
	H ₀ , м	a, ч/м ²	10 ⁶ ·b, ч ² /м ⁵	10 ² ·c ₀	10 ² ·c ₁ , ч/м ³	10 ⁶ ·c ₂ , ч ² /м ⁶	
2НВ-9×4	53,12	—	5,92	0,43	2,14	-2,50	—
12НА-9×4	59,12	—	2,55	3,39	2,06	-1,49	210
12НА-22×6	85,80	—	1,45	0,39	0,95	-0,31	215

ДОДАТОК 30

Самовсмоктуючий насос СЦЛ

Самовсмоктуючий насос СЦЛ-20-24Г призначений для перекачування чистих, без механічних домішок рідин: бензину, гасу, води та інших нейтральних рідин в'язкістю не більше $20 \cdot 10^6$ м²/с і температурою від 233 до 323 К.

В умовному позначенні насоса (наприклад, СЦЛ-20-24 Г-Л-У2) букви і цифри мають таке значення: С - самовсмоктуючий; Ц - відцентровий; Л - лопатевий; 20 - номінальна подача, м³/год; 24 - номінальний напір, м; Г - індекс модернізації; Л - лівий напрямок обертання; У - для районів з помірним кліматом; 2 - категорія розміщення.

Технічна характеристика насоса наведена в табл. П 30.

Технічні характеристики насоса СЦЛ

Показники	Розмір-ність	Величина показників при частоті обертання, об/хв	
		$n = 1450$	$n = 1700$
Подача	м ³ /ГОД	30	45
Напір	м	54	45
Дод. кавіт. запас (не більше)	м	1,5	5
Потужність	кВт	16	24
ККД	%	33	33
Маса насоса	кг	36	36

ДОДАТОК 31

Шестеренні насоси

Призначені для перекачування нафтопродуктів, мінеральних масел, легко застигаючих рідин типу парафіну і ін., що не викликають корозію робочих частин насоса.

Електроагрегати на базі шестеренних насосів складаються з насоса і електродвигуна, сполучених еластичною муфтою.

Умовні позначення агрегату: Е - електронасосний агрегат; Ш - шестеренний; Ф - фланцевий; Т - паливний; М - масляний; Г - обігривається; чисельник дробу - округлене значення подачі агрегату; знаменник - тиск на виході, кг/см²; літери після дробу - матеріал гідравлічної частини насоса.

Технічна характеристика шестеренних насосів приведена в табл. П 31-1, а довідкові дані по ним - в табл. П 31-2.

Таблиця П 31-1

Технічна характеристика насосів

Марка агрегата	Марка насоса	Номинальный режим					В'язкість перекач. рідини, мм ² /с	Електродвигун	
		Подача, м ³ /год	Тиск на виході, МПа	Число обертів, 1/хв	Потужність, кВт	Маса, кг		Тип	Маса, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ЭШФ 0,4/25Б	ШФ4,5/25Б	0,2	2,5	1430	0,6	4,0	5...750	АОЛ2-21-4	20,0
ЭШФ0,8/	ШФ0,8/	0,6	2,5	1430	0,9	4,2	5...750	АОЛ2-	20,0
ЭШФ 2/25	ШФ2-25/А	1,4	2,5	1430	1,8	11,0	6...600	ВАО-31-4	33,5
ЭШМ 1,5/4-1		1,4	0,4	1430	1,1	11,5	500...9000	ВАО-32-4	34,5
ЭШТ		1,4	0,6	1430	0,8	11,5	150...1000	АОМ-32-	33,5

1,5/6-1								4	
ЭШФ 2/16		1,4	1,6	1430	1,1	11,0	20...600	АОМ-31- 4	33,5

Таблица П 31-2

Довідкові дані по шестеренним насосам

Марка агрегата (насоса)	$Q_{ш},$ м ³ /ч	$P_{ш},$ МПа	Коефіцієнти				Коефіцієнти			$v,$ мм ² /с
			$P < P_{ш}$		$P > P_{ш}$		$10^2 \cdot d_0$	$10^2 \cdot d_1,$ 1/МПа а	$10^2 \cdot d_2,$ 1/МПа ²	
			$a_{ш}$	$b_{ш}$	$a_{ш}$	$b_{ш}$				
ЭШФ 0,4/25Б	0,34	2,25	0,02	1	0,157	1,708	-10,1	61,0	-14,8	75
ЭШФ 0,8/25Б	0,59	2,25	0,04	1	0,257	1,844	-4,6	69,5	-17,1	75
ЭН1Т1,5/6-1	1,30	0,675	0,13	1	3,038	1,113	2,4	227,0	-206,0	4,0
ШГ 2-25Б	0,15	0,360	0,047	1	2,680	1,737	-0,6	72,5	-64,4	75
ШФ 2-25А	1,50	1,70	0,036	1	—	—	20,3	35,3	-5,8	75
ШФ 3,2-25А	2,73	0,55	0,10	1	13,80	2,428	14,2	195,4	-190,8	75
ЭШ 3,2/6К	0,06	0,15	0,01	1	0,019	1,526	0,8	4,7	6,8	250
ЭШЗ,2/16К	1,50	0,20	0,0059	1	—	—	4,0	55,7	-13,9	200
ШФ 5-25А	4,20	0,05	0,183	1	—	—	6,2	161,5	-17,2	75
ШГ 5-25А	0,72	0,36	0,367	1	492,9	2,585	-1,3	180,7	-254,1	75
ЭШТ 6/6-1	5,4	1,9	0,188	1	0,740	0,874	44,1	31,2	-9,8	4,0
ШФ 8-25А	6,5	0,05	0,047	1	—	—	11,9	224,6	-281,6	75
ШГ 8-25А	6,6	0,9	0,188	1	17,40	2,278	16,3	129,9	-75,1	75
ШФ 20-25А	17,0	0,57	1,550	1	28,0	1,461	6,7	179,8	-158,2	75
ШГ 20-25А	18,0	0,10	0,105	1	—	—	16,4	95,8	-44,5	75
ШГ20-25А-1	5,73	0,36	0,666	1	45,90	1,875	-0,3	129,5	-103,8	75
ШФ 80-16А	35,0	2,0	2,222	1	78,32	2,710	34,0	55,5	-17,5	75

ДОДАТОК 32

Сортамент найбільш часто вживаних бесшовних
гарячекатаних труб (ГОСТ 8732 – 78)

Зовнішній діаметр, мм	Теоретична маса 1 м труби (кг) при товщині стінки, мм								
	3	4	5	6	7	8	9	10	11
57	4,00	5,23	6,41	7,55	9,63	9,67	10,65	11,59	12,48
60	4,22	5,52	6,78	7,99	9,15	10,26	11,32	12,33	13,29
70	4,96	6,51	8,01	9,47	10,88	12,23	13,54	14,8	16,01
76	5,40	7,10	8,75	10,36	11,91	13,42	14,87	16,18	17,63
89	-	8,38	10,36	12,28	14,16	15,98	17,76	19,48	21,16
108	-	10,26	12,70	15,09	17,44	19,73	21,97	24,17	26,31
133	-	12,73	15,78	18,79	21,75	24,66	27,52	30,33	33,10
159	-	-	18,99	22,64	26,24	29,79	33,29	36,75	40,15
168	-	-	20,10	23,97	27,79	31,57	35,29	38,97	42,59
219	-	-	-	31,52	36,60	41,63	46,61	51,54	56,43
273	-	-	-	-	45,92	52,28	58,60	64,86	71,07
325	-	-	-	-	-	62,54	70,14	77,68	85,18
377	-	-	-	-	-	-	81,68	90,51	99,29
426	-	-	-	-	-	-	92,55	102,6	112,6

ДОДАТОК 33

Основні параметри сепараторів ЦКБН, з робочим тиском 0,6 МПа

Сепаратор	Пропускна здатність, м ³ /доб		Довжина сепаратора, мм	Умовний діаметр сепаратора, мм	Маса, кг
	по газу	по рідині			
НГС6-1400	0,15·10 ⁶	2000	5660	1400	1900
НГС6-1600	0,34·10 ⁶	5000	7455	1600	2800
НГС6-2200	0,60·10 ⁶	10000	8205	2200	5200
НГС6-2600	1,00·10 ⁶	20000	11370	2600	11700
НГС6-3000	1,50·10 ⁶	30000	12620	3000	12700

ДОДАТОК 34

Категорія ділянки трубопроводу	Коефіцієнт умов роботи трубопроводу
В	0,60
І	0,75
ІІ	0,75
ІІІ	0,90
ІV	0,90

ДОДАТОК 35

Характер навантаження та впливу	Навантаження та впливи	Коефіцієнт надійності по навантаженню <i>n</i>
Постійні	Маса трубопроводу і облаштувань	1,10 (0,95)
	Вплив попереднього напруження трубопроводу (пружний вигин і ін.)	1,00 (0,9)
	Тиск (вага) ґрунту	1,20 (0,8)
	Гідростатичний тиск води	1,00
Тимчасові довгострокові	Внутрішній тиск для газопроводів	1,10
	Внутрішній тиск для нафтопроводів і нафтопродуктопроводів діаметром 700-1200 мм з проміжними НПС без підключення ємностей	1,15
	Внутрішній тиск для нафтопроводів і діаметром 700-1200 мм без проміжних або з проміжними НПС, що працюють постійно тільки з підключеною ємністю, а також для нафтопроводів і нафтопродуктопроводів діаметром менше 700 мм	1,10
	Маса продукту або води	1,00 (0,95)
	Температурний вплив	1,00
	Вплив нерівномірних деформацій ґрунту, які не супроводжуються зміною його структури	1,50
Короткочасні	Снігове навантаження	1,40
	Вітрове навантаження	1,20
	Навантаження від ожеледиці	1,30
	Навантаження, що викликається морозним розтріскуванням ґрунту	1,20
	Навантаження і впливи, що виникають при пропуску очисних пристроїв	1,20
	Навантаження і впливи, що виникають при випробуванні трубопроводів	1,00
	Вплив селевих потоків і зсувів	1,00
Особливі	Вплив деформацій земної поверхні в районах гірничих виробок і карстових районах	1,00
	Вплив деформацій ґрунту, що супроводжується зміною його структури	1,00
	Впливи, що викликаються розвитком соліфлюкційних і термокарстових процесів	1,05

ДОДАТОК 36

Характеристика труб	Значення коефіцієнта надійності по матеріалу k_2
Безшовні з маловуглецевих сталей	1,10
Прямошовні и спіральнoшовні зварні з мало вуглецевої сталіта низьколегованої сталі з відношенням $R_2''/R_1'' \leq 0,8$	1,15
Зварні з високоміцної сталі з відношенням $R_2''/R_1'' > 0,8$	1,20

ДОДАТОК 37

Умовний діаметр трубопровода, мм	Значення коефіцієнта надійності за призначенням трубопровода k_H			
	для газопроводів в залежності від внутрішнього тиску p			для нафтопроводів і нафтопродуктопроводів
	$p \leq 5,4$ (МПа) $p \leq 55$ (кгс/см ²)	$5,4 < p \leq 7,4$ (МПа) $55 < p \leq 75$ (кгс/см ²)	$7,4 < p \leq 9,8$ (МПа) $75 < p \leq 100$ (кгс/см ²)	
500 и менше	1,00	1,00	1,00	1,00
600-1000	1,00	1,00	1,05	1,00
1200	1,05	1,05	1,10	1,05
1400	1,05	1,10	1,15	-

ДОДАТОК 38

Фізична характеристика сталі	Величина и розмірність
Щільність, кг/м ³	7850
Модуль пружності E , МПа	$2,1 \cdot 10^5$
Коефіцієнт лінійного розширення α , 1/°C	$1,2 \cdot 10^{-5}$
Коефіцієнт поперечної деформації Пуассона в стадії роботи металу μ	0,3

Характеристика труб	Значення коефіцієнта надійності по матеріалу k_I
1. Зварні з малоперлітної і бейнітною сталі контрольованої прокатки і термічно зміцнені труби, виготовлені двостороннім електродуговим зварюванням під флюсом по суцільному технологічному шву, з мінусовим допуском по товщині стінки не більше 5%, що пройшли 100% -ний контроль на суцільність основного металу і зварних з'єднань.	1,34
2. Зварні з нормалізованої, термічно зміцненої сталі контрольованої прокатки, виготовлені двостороннім електродуговим зварюванням під флюсом по суцільному технологічному шву і пройшли 100%-ний контроль на суцільність основного металу і зварних з'єднань неруйнівними методами. Безшовні з катаної або кованої заготовки, що пройшли 100% -ний контроль.	1,40
3. Зварні з нормалізованої і гарячекатаної низьколегованої сталі, виготовлені двостороннім електродуговим зварюванням і пройшли 100% -ний контроль.	1,47
4. Зварні з гарячекатаної низьколегованої або вуглецевої сталі, виготовлені двостороннім електродуговим зварюванням або струмами високої частоти. Решта безшовних труб.	1,55

Механічні характеристики різних марок сталей

Виксунський трубний завод			Волзький трубний завод		
Марка сталі	σ_{sp} , МПа	σ_m , МПа	Марка сталі	σ_{sp} , МПа	σ_m , МПа
09Г2С	490	340	09Г2С	490	340
12Г2С	510	350	12Г2С	510	350
17ГС	510	350	17ГС	510	350
17Г1С	510	350	17Г1С	510	363
17Г1С-У	510	350	10Г2ФБЮ	588	441
13ГС	510	350	17Г1С-У	588	461
12ГСБ	510	350	13ГС	588	461
08ГБЮ	510	350	13Г1С-У	588	461
13Г2АФ	530	360	10Г2ФБ	588	461
13Г1С-У	540	390	X70	588	461
09ГБЮ	550	380	Ст20(ТУ-98)	588	461
12Г2СБ	550	380	Ст20(ТУ-01)	690	560
09Г2ФБ	550	430	09ГСФ(ТУ-01)	690	560
13Г1СБ-У	570	470			
10Г2ФБ	590	440			
10Г2ФБЮ	590	460			
10Г2СБ	590	460			