

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
"Київський політехнічний інститут"

**"Розрахунок системи постачання стисненого повітря промислової
дільниці"**

Методичні вказівки

до виконання розрахункової роботи з курсу

"Системи виробництва та розподілу енергії"

Київ
„Політехніка”

2004

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
"Київський політехнічний інститут"

**"РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОСТАЧАННЯ СТИСНЕНОГО
ПОВІТРЯ ПРОМИСЛОВОЇ ДІЛЬНИЦІ"**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання розрахункової роботи з курсу

"Системи виробництва та розподілу енергії"

для студентів спеціальностей:

„ Енергетичний менеджмент”,

„Електротехнічні системи електроспоживання”,

„ Екологія та охорона навколишнього середовища”,

„ Електромеханічне обладнання енергоємних виробництв”.

Затверджено Методичною радою НТУУ „КПІ”

Київ
„Політехніка”
2004

Розрахунок системи постачання стисненого повітря промислової ділянки:

Метод. вказівки до виконання розрахункової роботи з курсу „Системи виробництва та розподілу енергії” для студ. спец. „Енергетичний менеджмент”, „Електротехнічні системи електроспоживання”, „Екологія та охорона навколишнього середовища”, „Електромеханічне обладнання енергоємних виробництв” / Уклад: Г.Г. Леонт’єв, В.І.Дешко, В.В.Дубровська, О.В. Ленькин– К.: ІВЦ, Видавництво ”Політехніка”, 2004.- с.

Гриф надано Методичною радою НТУУ „КПІ”
(Протокол № від 2004 р.)

Укладачі: Г.Г. Леонт’єв, канд. техн. наук., доц.
 В.І. Дешко, д-р техн. наук, проф.
 В.В.Дубровська, канд. техн. наук, доц.
 О.В. Ленькин

Відповідальний

Редактор І.Л . Шілович

Рецензент Т.О. Ринкова

ВСТУП

Стиснене повітря (СП) представляє собою пружню, прозору вогнебезпечну речовину, що не має шкідливих властивостей при його використанні та в достатній кількості існує в природі. У порівнянні з парою, сухе повітря більш транспортабельне, через малі енерго та теплові втрати (теоретично) по транспортабельності поступається тільки електриці. У ряді випадків більш вигідне, ніж пара.

Як енергетичний ресурс СП застосовується в енергетиці, хімічній, харчовій і холодильній промисловості, авіації й інших областях. В металургії використовується при дутті в домених печах, мартенах, вагранках; в гірській справі – в бурових машинах, перфомолотах, бурах; в будівництві – в бетононасосах, перфораторах, пневмомолотах, пульвілізаторах і т.д.

Враховуючи широке застосування СП в різних галузях промисловості, для енергоефективного його використання потрібне поглиблене вивчення особливостей процесів його підготовки, обробки, транспортування та використання.

1. Мета та завдання розрахункової роботи

Розрахункова робота націлена ознайомити студентів з методикою розрахунку централізованих систем постачання стисненого повітря на промислових підприємствах. Послідовне виконання розрахунків дозволить студентам поглибити знання з дисципліни «Системи виробництва та розподілу енергії»; визначати гідравлічні опори повітро-провідних магістралей та аналізувати їх вплив на перепад тиску в системі в цілому; навчитися користуватися довідниками та методичними посібниками по вибору

повітропроводів, насосів та необхідного устаткування для надійного та енергоефективного постачання стисненого повітря споживачам.

Розрахункова робота повинна бути виконана на аркушах А4 з рамкою. Перший лист розрахункової роботи повинен мати титульний лист. Робота повинна супроводжуватися відповідними рисунками та поясненнями до них.

2. Завдання на розрахункову роботу

Розробити та спроектувати централізовану систему постачання стисненого повітря промислової ділянки, на якій розташовані повітророзділяюча установка (ПРУ) з витратою повітря $q_{ПРУ} = 4.618 \text{ м}^3$ на виробництво 1 м^3 кисню за нормальних умов та два механічних цеха (МЦ1 і МЦ2). Компресорна станція (КС) має поршневий двоступінчатий компресор з промисловим охолодженням повітря між ступенями. Система водопостачання КС – замкнена. Вода при охолодженні компресора нагрівається на $\Delta t = 10 \div 15$ °С. Цех №1 та №2 оснащені повітряними молотами (ПМ) з питомою витратою повітря $q_{ПМ} = 1.0 \text{ м}^3/\text{мин}$ за нормальних умов та свердлильними установками (СУ) з питомою витратою повітря $q_{СУ} = 1.2 \text{ м}^3/\text{мин}$ за нормальних умов. Температуру стисненого повітря, яке постачається в цех №1 та №2 прийняти 40°C , а на ПРУ – 20°C . Номінальний тиск для ПМ та СУ прийняти $P = 0.35$ МПа, а ПРУ - $P = 0.6$ МПа. Значення вихідних даних для кожного варіанту вибираються з таблиць 1,2. Прийняти коефіцієнт втрат установок рівним $k_{ВТ.ИНС} = 1.18$, коефіцієнт втрат мережі $k_{ВТ.МЕР} = 1.2$, коефіцієнт перевантаження устаткування $k_{ПЕР} = 1.5$ та коефіцієнт недовантаження при максимально тривалому навантаженні $\beta = 0.9$. За нормальні умови приймаються $t = 0^\circ\text{C}$ $P = 0.1$ МПа, а умови навколишнього середовища $t = 18^\circ\text{C}$ $P = 0.1$ МПа.

3. Порядок виконання та оформлення завдання

1. Побудова розрахункової схеми повітропостачання з урахуванням місцевих опорів трубопроводів
2. Визначення витрати повітря на промислових об'єктах
3. Конструктивний розрахунок повітропроводів
4. Визначення втрат тиску на всіх ділянках схеми повітропостачання
5. Узгодження тисків у вузлових точках
6. Визначення кількості води для охолодження компресора
7. Визначення питомих витрат енергії на вироблення стисненого повітря
8. Рекомендації по зниженню собівартості стисненого повітря

4. Методичні вказівки до виконання розрахункової роботи

4.1. Побудова розрахункової схеми з врахуванням місцевих опорів

Для побудови розрахункової схеми централізованої системи повітропостачання необхідно на схемі позначити всі промислові об'єкти (компресорна станція, повітророзділююча установка, механічні цехи) та з'єднати їх окремими трубопроводами з урахуванням всіх місцевих опорів (коліно, поворот, засувка, компенсатор, колектор), в залежності від варіанту. Наприклад, якщо вихідні дані відповідають даним в таблиці 3, то

Таблиця 3 – Характеристики промислової дільниці

Ділянка	Довжина, м	Засувка	Коліно	Поворот	Компенсатор
AB	180	1	–	1	1
EF	110	1	1	3	–
FL	150	1	2	–	–
FM	50	1	–	1	–

схема може бути представлена в наступному вигляді

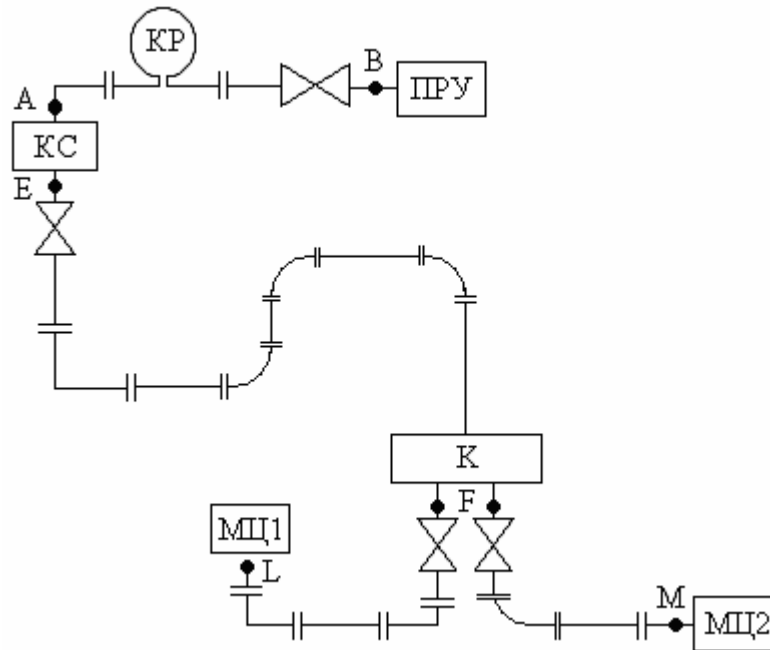


Рис. 1 – Схема повітропостачання промислової ділянки
 ПРУ – повітророзділююча установка; КР – компенсатор;
 КС – компресорна станція; К – колектор; МЦ – механічний цех

4.2. Визначення витрат повітря на промислових ділянках

4.2.1 Визначення витрат повітря на ПРУ

За нормальних умов ПРУ має продуктивність $Q_H^{O_2}$ [м³/год] за киснем (таб. 1). При цьому вона споживає повітря в $q_{ПРУ}$ разів більше. Тому для визначення витрат повітря за нормальних умов можна скористатися формулою

$$Q_{ПРУ}^{H.V.} = \frac{Q_{O_2}^{H.V.} \cdot q_{ПРУ}}{60}, \text{ м}^3/\text{хв.} \quad (1)$$

Але, ПРУ працює при умовах, які відрізняються від нормальних, тому для того, щоб визначити реальне споживання стисненого повітря необхідно витрати повітря при нормальних умовах перевести в реальні по наступній формулі

$$Q_{BPY}^{P.Y.} = Q_{BPY}^{H.Y.} \cdot \frac{P_{H.Y.} \cdot T_{P.Y.}}{T_{H.Y.} \cdot P_{P.Y.}}, \text{ м}^3/\text{хв}, \quad (2)$$

де $P_{H.Y.}$, $T_{H.Y.}$, $P_{P.Y.}$, $T_{P.Y.}$ - тиск [Па] і температура [К] повітря на вході в ПРУ за нормальних та реальних умов відповідно.

Для визначення споживання повітря при максимальному навантаженні, необхідно враховувати коефіцієнт перенавантаження та коефіцієнт втрат мережі ПРУ

$$(Q_{ПРУ}^{P.Y.})_{MAX} = Q_{ПРУ}^{P.Y.} \cdot \kappa_{ПЕР} \cdot \kappa_{ВТ.МЕР}, \text{ м}^3/\text{хв}, \quad (3)$$

де $\kappa_{ПЕР}$ - коефіцієнт перевантаження; $\kappa_{ВТ.МЕР}$ - коефіцієнт втрат в мережі.

Витрати повітря при максимально тривалому навантаженні визначаються за формулою

$$(Q_{ПРУ}^{P.Y.})_{МДН} = (Q_{ПРУ}^{P.Y.})_{MAX} \cdot \beta \text{ м}^3/\text{хв}. \quad (4)$$

де β - коефіцієнт недовантаження при максимально тривалому його навантаженні.

Витрати повітря за умов всмоктування (умови навколишнього середовища)

$$(Q_{ПРУ}^{H.C.})_{МДН} = (Q_{ПРУ}^{P.Y.})_{МДН} \cdot \frac{P_{P.Y.} \cdot T_{H.C.}}{T_{P.Y.} \cdot P_{H.C.}} \text{ м}^3/\text{хв}. \quad (5)$$

де $P_{H.C.}$, $T_{H.C.}$ - тиск [Па] та температура [К] навколишнього середовища

4.2.2 Визначення витрат повітря на механічний цех:

При одночасній роботі окремих груп споживачів для визначення витрат стисненого повітря за нормальних умов користуються наступною формулою

$$Q_{ci} = \sum_{i=1}^N m_i \cdot q_i \cdot k_{\Pi}, \text{ м}^3/\text{хв}, \quad (6)$$

де m – кількість однотипних споживачів; q - питомі витрати повітря для конкретного споживача для кожної групи споживачів; k_{Π} - коефіцієнт попиту.

Коефіцієнт попиту визначається як добуток окремих коефіцієнтів

$$k_{\Pi} = k_{\text{ВИК}} \cdot k_{\text{ОДН}} \cdot k_{\text{ВТ.ІНС}} \cdot k_{\text{ВТ.МЕР}}, \quad (7)$$

де $k_{\text{ВИК}}$ - коефіцієнт використання; $k_{\text{ОДН}}$ - коефіцієнт одночасності; $k_{\text{ВТ.ІНС}}$ - коефіцієнт втрат в інструменті; $k_{\text{ВТ.МЕР}}$ - коефіцієнт втрат в мережі інструменту.

Таким чином, для цеху, де розміщена група повітряних молотів та група свердлильних установок витрати повітря будуть визначатися за наступною формулою

$$Q_{\text{Ц}}^{\text{P.V.}} = m_{\text{ПМ}} \cdot q_{\text{ПМ}} \cdot k_{\text{П.ПМ}} + m_{\text{СВ}} \cdot q_{\text{СВ}} \cdot k_{\text{П.СВ}}, \text{ м}^3/\text{хв}. \quad (8)$$

Подібно розрахунку ПРУ визначаються:

- споживання стисненого повітря за нормальних умов

$$Q_{\text{Ц}}^{\text{H.V.}} = Q_{\text{Ц}}^{\text{P.V.}} \cdot \frac{P_{\text{P.V.}} \cdot T_{\text{H.V.}}}{T_{\text{P.V.}} \cdot P_{\text{H.V.}}}, \text{ м}^3/\text{хв}; \quad (9)$$

- витрати повітря при максимальному навантаженні

$$(Q_{Ц}^{P.Y.})_{MAX} = Q_{Ц}^{P.Y.} \cdot \kappa_{ПЕР} \cdot \kappa_{ВТ.МЕР}, \text{ м}^3/\text{ХВ}; \quad (10)$$

- витрати повітря при максимально тривалому навантаженні

$$(Q_{Ц}^{P.Y.})_{МДН} = (Q_{Ц}^{P.Y.})_{MAX} \cdot \beta, \text{ м}^3/\text{ХВ}; \quad (11)$$

- витрати повітря при максимально тривалому навантаженні за умов всмоктування

$$(Q_{Ц}^{H.C.})_{МДН} = (Q_{Ц}^{P.Y.})_{МДН} \cdot \frac{P_{P.Y.} \cdot T_{H.C.}}{T_{P.Y.} \cdot P_{H.C.}}, \text{ м}^3/\text{ХВ}; \quad (12)$$

Після цього визначаються сумарні витрати повітря на всі механічні цехи:

- при максимальному навантаженні

$$(Q_{Ц.C}^{P.Y.})_{MAX} = \sum_{i=1}^n (Q_{Ц}^{P.Y.})_{MAX.i}, \text{ м}^3/\text{ХВ}, \quad (13)$$

де n - кількість цехів

- при максимально тривалому навантаженні за реальних умов:

$$(Q_{Ц.C}^{P.Y.})_{МДН} = \sum_{i=1}^n (Q_{Ц}^{P.Y.})_{МДН.i}, \text{ м}^3/\text{ХВ}.; \quad (14)$$

- при максимально тривалому навантаженні за умов всмоктування:

$$(Q_{Ц.C}^{H.C.})_{МДН} = \sum_{i=1}^n (Q_{Ц}^{H.C.})_{МДН.i}, \text{ м}^3/\text{ХВ}. \quad (15)$$

4.2.3 Визначення сумарних витрат повітря

Сумарні витрати повітря за нормальних умов визначаються за формулою

$$(Q_C^{H.Y.}) = \sum_{i=1}^n (Q_{Ц}^{H.Y.})_i + (Q_{ПР\dot{V}}^{H.Y.}), \text{ м}^3/\text{хв}. \quad (16)$$

Сумарні витрати повітря за умов всмоктування, визначаються як сума витрат повітря при максимально допустимому навантаженні окремих споживачів:

$$(Q_C^{H.C.})_{МДН} = \sum_{i=1}^n (Q_{Ц}^{H.C.})_{МДН.i} + (Q_{ПР\dot{V}}^{H.C.})_{МДН} \text{ м}^3/\text{хв}. \quad (17)$$

4.3 Конструктивний розрахунок повітропроводів

На підставі техніко-економічних розрахунків рекомендується, щоб швидкість повітря в мережі була 12-15 м/с. Тому приймаємо швидкість повітря $w = 15$ м/с.

Для визначення діаметру повітропроводу при заданій швидкості повітря користуються формулою:

$$d_{TP} = \sqrt{\frac{4 \cdot (Q^{P.Y.})_{MAX}}{\pi \cdot w \cdot 60}}, \text{ м}, \quad (18)$$

де $(Q^{P.Y.})_{MAX}$ - витрати повітря через повітропровід, [м³/хв].

Так, якщо визначається діаметр повітропроводу на ділянці АВ (рис. 1) за витрати повітря приймаються $(Q_{ПР\dot{V}}^{P.Y.})_{MAX}$, якщо розглядається ділянка FM – приймають $(Q_{Ц1}^{P.Y.})_{MAX}$ і так далі.

За отриманими значеннями за ГОСТ (додаток 5) визначаються реальні номінальні діаметри повітропроводів. При цьому необхідно враховувати, що при виборі діаметру більшому за розрахований, швидкість повітря буде меншою і навпаки.

Уточнення швидкості повітря у вибраному повітропроводі можна виконати за формулою

$$w_{YT} = w \cdot \left(\frac{d_{TP}}{d_{ДСТУ}} \right)^2, \text{ м/с.} \quad (19)$$

Виконані розрахунки для кожної ділянки повітропровідної системи заносяться до таблиці 4

Таблиця 4. Результати конструктивних розрахунків повітропроводів

Ділянка	$d_{mp}, \text{ мм}$	$d_{ДСТУ}_{mp}, \text{ мм}$	$d_{ДСТУ}_{вн}, \text{ мм}$	$w_{YT}, \text{ м/с}$
АВ				
ЕФ				
FL				
FM				

4.4 Визначення втрат тиску на окремих ділянках повітропроводу

Для визначення втрат тиску на окремих ділянках повітропроводу використовується загальна залежність

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{l}{d} + \xi \right) \cdot \frac{\rho w^2}{2} \quad \text{або} \quad \Delta p = \lambda \frac{l + \Sigma l_{ЭКВ}}{d} \cdot \frac{\rho w^2}{2}$$

де λ - лінійний коефіцієнт тертя; l - довжина ділянки, [м]; d - діаметр повітропроводу, [м]; ξ - коефіцієнт місцевого опору; ρ - густина повітря,

[кг/м³]; w - швидкість повітря в повітропроводі, [м/с]; $l_{\text{ЭКВ}}$ - еквівалентна місцевому опору довжина повітропроводу, [м].

В таблицю 5, для кожної ділянки повітропроводу записуються необхідні параметри для розрахунку

Таблиця 5 – параметри ділянки

Ділянка	$l, \text{м}$	$p, \text{МПа}$	$t, ^\circ\text{C}$	$d, \text{м}$	$w, \text{м/с}$
AB					
EF					
FL					
FM					

де l - довжина, P - тиск повітря, t - температура повітря, d - діаметр, w - швидкість повітря відповідної ділянки повітропроводу.

Густина повітря визначається за формулою

$$\rho_{\text{п}} = f(p, t); \Rightarrow \rho_{\text{п}} = \frac{P}{RT}, \text{ кг/м}^3, \quad (20)$$

де T - температура, [К]; R - газова стала повітря, [Дж/(кг·К)].

Лінійний коефіцієнт тертя визначається за числом Рейнольда, для визначення якого спочатку визначають кінематичну в'язкість повітря ν за таблицею теплофізичних властивостей повітря (додаток 4)

$$\nu = f(t), \text{ м}^2/\text{с}. \quad (21)$$

Після кінематичної в'язкості повітря, визначається число Рейнольда за наступною формулою:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (22)$$

Лінійний коефіцієнт тертя λ визначається за емпіричними (наближеними) залежностями від шорсткості трубопроводу та числа Рейнольда.

Так, при ламінарному режимі ($Re < 2300$) коефіцієнт опору тертя не залежить від шорсткості трубопроводу і визначається за виразом

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

Для гладких труб при $Re = 3000 \div 70000$ коефіцієнт опору тертя може бути визначений за формулою

$$\lambda = 0.3164 \cdot Re^{-0.25} \quad (24)$$

Для діапазону $1 \cdot 10^5 < Re < 1 \cdot 10^7$, коефіцієнт опору тертя λ визначається за наступною формулою

$$\lambda = 0.0032 + \frac{0.221}{Re^{0.237}} \quad (25)$$

Для визначення еквівалентних місцевим опорам довжин труб користуються залежністю

$$l_{EKB} = d \cdot \frac{\frac{A_2}{Re} + \zeta_2}{\lambda}, \text{ м}, \quad (26)$$

де значення A_2 і ζ_2 вибираються з таблиць (додаток 2) в залежності від типу місцевого опору. Наприклад, для засувки визначаємо $A_2=75$; $\zeta_2=0.15$.

Якщо на якійсь з ділянок повітропровідної системи необхідно враховувати гідравлічний опір колектора (наприклад, на рис. 1 ділянка FL), користуються таблицею (додаток 3) використовуючи значення прохідного перерізу повітропроводу, колектора та число Рейнольдса:

$$\xi = f\left(\frac{F_0}{F_1}, \text{Re}\right) \quad (27)$$

Прохідний переріз трубопроводу визначається за формулою

$$F_0 = \frac{\pi d^2}{4}, \text{ мм}^2, \quad (28)$$

де d - внутрішній діаметр трубопроводу, [мм] (таблиця 5).

Для визначення прохідного перерізу колектора користуються наступною формулою

$$F_1 = 3.5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sum_{i=1}^n d_i^2, \text{ мм}^2, \quad (29)$$

де d_i - діаметри відповідних ділянок повітропроводів, які приєднані до колектора, [мм].

Так, оскільки колектор знаходиться на ділянці EF (рис. 1), яка має два відгалуження FL та FM, формула (29) запишеться в наступній формі

$$F_1 = 3.5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{FL}^2 + d_{FM}^2), \text{ мм}^2, \quad (30)$$

де d_{FL} та d_{FM} - прохідні діаметри ділянок FL та FM відповідно.

Таким чином, після розрахунку всіх місцевих опорів ділянок повітропроводів (еквівалентні довжини), густини повітря, коефіцієнти опорів тертя, визначаються перепади тиску для кожної ділянки за наступною формулою:

$$\Delta p_{AB} = \left(\lambda \cdot \frac{l + \Sigma l_{\text{ЭКВ}}}{d} + \xi \right) \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \text{ Па} \quad (31)$$

Результати розрахунків зводимо до таблиці 6:

Таблиця 6. Втрати тиску на ділянках повітропроводів

Участок	p , МПа	t , °С	ρ , кг/м ³	$v \cdot 10^6$, м ² /с	Re	Δp , Па
AB						
EF						
FL						
FM						

4.5 Узгодження тисків у вузлових точках

Для розгалужених ділянок необхідно дотримуватися принципу рівності тисків в вузлових точках. Наприклад, якщо маємо розгалужену ділянку (рис. 2), для точки F повинна виконуватися умова узгодженості:

$$P_{FL} = P_{FM},$$

де P_{FL} - розрахунковий тиск в точці F зі сторони ділянки FL, а P_{FM} - розрахунковий тиск в точці F зі сторони ділянки FM. Якщо на кінцях ділянок FL і FM тиск однаковий, то умову узгодженості можна записати

$$\Delta P_{FL} = \Delta P_{FM}. \quad (32)$$

В разі невиконання умови узгодження тисків, невідповідність тисків складе

$$\delta p = \Delta P_{FL} - \Delta P_{FM}, \text{ Па} \quad (33)$$

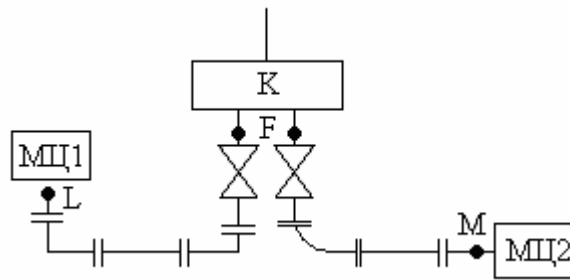


Рис. 2 – Розгалужені ділянки

Для узгодження тисків в вузлових точках існує декілька шляхів вирішення даної проблеми:

- Перерахунок діаметрів трубопроводів по формулі $d = d_1 \left(\frac{\Delta P_1}{\Delta P} \right)^{1/5}$
- Встановлення дросельної шайби з метою збільшення перепаду тиску на ділянці з меншим ΔP
- Встановлення додаткового компресора, що дожимає повітря до заданого тиску.

На практиці більш поширеним способом узгодження тисків є встановлення дросельної шайби, як схематично представлено на рис.3. Для розрахунку діаметру дросельної шайби користуються наступною методикою:

- Визначається невідповідність тисків δp
- Визначається коефіцієнт опору дросельної шайби

$$\xi_{d.ш} = \frac{\delta P}{\left(\rho \frac{w_{FM}^2}{2} \right)}, \quad (34)$$

де ρ - густина повітря, [кг/м³]; w - швидкість повітря в повітропроводі, [м/с]; δp - невідповідність тисків, [Па]. Всі ці параметри беруться для ділянки з меншим перепадом тиску.



Рис. 3 - Дросельна шайба

- За знайденим $\xi_{\text{д.ш.}}$ визначається за таблицею (додаток б) відношення

$$\frac{f_{\text{д.ш.}}}{f_{\text{мп}}} = f(\xi_{\text{д.ш.}})$$

- За відношенням $\frac{f_{\text{д.ш.}}}{f_{\text{мп}}}$ визначається необхідний діаметр шайби

$$d_{\text{ш}} = d_{\text{мп}} \sqrt{\frac{f_{\text{ш}}}{f_{\text{мп}}}}, \text{ м.} \quad (35)$$

4.6 Визначення кількості води на охолодження компресора

Для двоступінчатого компресора при політропному стисненні повітря з показником політропи $n = 1.35$ проміжний тиск визначається за формулою

$$P_{\text{пп}} = P_1 \cdot \sqrt{\frac{P_2}{P_1}}, \text{ Па,} \quad (36)$$

де P_1 - початковий тиск повітря, яке надходить до компресора (тиск навколишнього середовища), [Па]; P_2 - кінцевий тиск повітря (тиск повітря, яке виходить з компресора), [Па]. PV та TS діаграми процесу стиснення повітря представлені на рис. 4

Температура повітря в кінці першого ступеню стиснення визначається за рівнянням політропного процесу

$$T_2' = T_1 \cdot \left(\frac{P_{\text{пп}}}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ К,} \quad (37)$$

де T_1 - температура повітря, яке надходить до компресора, [К].

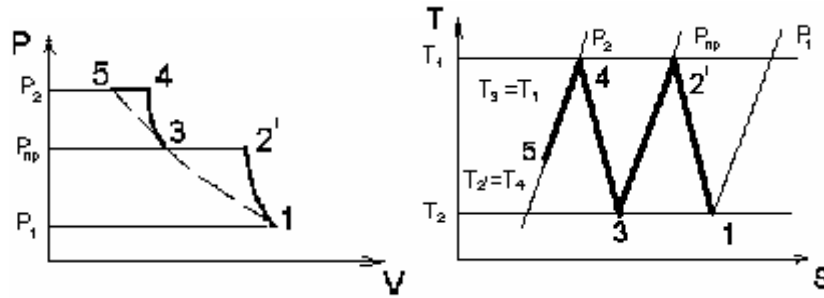


Рис. 4 – Процес стиснення в двоступінчатому компресорі

При цьому питомий тепловідвід буде становити

$$q_{1-2'}^{охл} = C_n \cdot (T_2' - T_1) = C_v \cdot \frac{|n-k|}{n-1} \cdot (T_2' - T_1), \text{ кДж/кг}, \quad (38)$$

де C_n і C_v – питомі теплоємності повітря політропного та ізохорного процесу відповідно, [кДж/(кг·К)]; k - показник адіабатичного процесу ($k=1.4$); T_2' - знайдена температура повітря на виході з першого ступіня стиснення, [К].

Тепловідвід на першому і другому ступінях приймається однаковим, тому повний тепловідвід буде становить

$$q = 2 \cdot q_{1-2'}^{охл}, \text{ кДж/кг}. \quad (39)$$

Масові витрати повітря через компресор можна визначити за наступною формулою:

$$m_{нов} = \frac{(Q_C^{H.C.})_{МДН} \cdot \rho_{нов}}{60}, \text{ кг/с}. \quad (40)$$

Кількість теплоти, яка відводиться від повітря в процесі його стиснення на першій і другій ступенях визначається

$$q_{охл} = m_{нов} \cdot q, \text{ кВт}. \quad (41)$$

Кількість теплоти, яка відводиться в проміжному охолоджувачі

$$q_{\text{ПО}} = C_p \cdot m_{\text{возд}} \cdot (T_2' - T_3), \text{ кВт}, \quad (42)$$

де C_p - питома ізобарна теплоємність повітря, [кДж/(кг·К)] (додаток 4); T_3 - температура в кінці проміжного охолодження, [К] (рис. 4).

Кількість теплоти, яка відводиться в кінцевому охолоджувачі

$$q_{\text{КО}} = C_p \cdot m_{\text{нов}} \cdot (T_2' - T_5), \text{ кВт}, \quad (43)$$

де T_5 - кінцева температура повітря, яка виходить з компресора, [К].

Тоді, повний тепловідвід в процесі стиснення повітря буде складати

$$q_{\Sigma} = q_{\text{охл}} + q_{\text{ПО}} + q_{\text{КО}}, \text{ кВт}. \quad (44)$$

Кількість охолоджувальної води, необхідної для відводу знайденої кількості теплоти від компресора визначаємо з формули

$$q_{\Sigma} = q_{\text{води}} = m_{\text{води}} \cdot C_p^{\text{води}} \cdot \Delta t_{\text{води}} \Rightarrow$$
$$m_{\text{води}} = \frac{Q_{\Sigma}}{C_p^{\text{води}} \cdot \Delta t_{\text{води}}}, \text{ кг/с}, \quad (45)$$

де $\Delta t_{\text{води}}$ приймається з умов задачі.

Потужність, яка необхідна для перекачування охолоджувальної води (потужність насосів) визначається за формулою:

$$N = \frac{m_{\text{води}} \cdot P_{\text{води}}}{\rho_{\text{води}} \cdot \eta_{\text{ДВ}} \cdot \eta_{\text{ПЕР}} \cdot \eta_{\text{НАС}}}, \text{ Вт}, \quad (46)$$

де $\eta_{ДВ}$ - ККД двигуна, $\eta_{ДВ} = 0.9$; $\eta_{ПЕР}$ - ККД механічної передачі, $\eta_{ПЕР} = 0.85$;
 $\eta_{НАС}$ - ККД насосу, $\eta_{НАС} = 0.6$; $P_{води} = 0.15 \dots 0.25$ [МПа].

Повні об'ємні витрати води

$$V_{води} = \frac{m_{води}}{\rho_{води}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (47)$$

Напір насосів подачі води:

$$P = \rho g H \Rightarrow H = \frac{P_{води}}{\rho_{води} \cdot g}, \text{ м}, \quad (48)$$

де $g = 9.8$ - прискорення вільного падіння, [м/с²].

За $V_{вод}$ і H із діаграм (додаток 7) вибираємо насос. Наприклад, для $H = 25$ м і $V = 245$ м³/ч відповідає насос Д200-36.

Якщо параметри насосів не дозволяють вибрати один насос, то їх можна з'єднувати послідовно чи паралельно. При цьому в першому випадку повний напір дорівнює сумі напорів окремих насосів, а в другому випадку, повна подача дорівнює сумі подач окремих насосів.

4.7 Визначення питомих витрат енергії на отримання стисненого повітря

Питома робота стиснення повітря визначається за формулою

$$l_{num} = P_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1}, \text{ Дж/кг}, \quad (49)$$

де $V_1 = \frac{R \cdot T_1}{P_1}$, [м³/кг]; T_1 , P_1 - температура, [К] та тиск повітря, [Па] на вході в компресор.

Загальна робота на стиснення повітря

$$N = l_{\text{нит}} \cdot m_{\text{возд}}, \text{ Вт.} \quad (50)$$

Витрати енергії на стиснення повітря:

$$E_1 = \frac{N}{\eta_{\text{ДВ}} \cdot \eta_{\text{ПЕР}} \cdot \eta_{\text{T}}}, \text{ Вт,} \quad (51)$$

де $\eta_{\text{ДВ}}$ – ККД електродвигуна, $\eta_{\text{ДВ}} = 0.9$; $\eta_{\text{ПЕР}}$ – ККД механічної передачі, $\eta_{\text{ПЕР}} = 0.9$;
 η_{T} – ізотермічний ККД, $\eta_{\text{T}} = 0.6$.

Витрати енергії на перекачку охолоджувальної води будуть дорівнювати потужності всіх встановлених насосів

$$E_2 = N_{\text{НАС.С}}, \text{ Вт.} \quad (52)$$

Витрати енергії на власні потреби компресорної станції (приймаються ~ 1% від $(E_1 + E_2)$)

$$E_3 = 0.01 \cdot (E_1 + E_2), \text{ Вт.} \quad (53)$$

Тоді, повні витрати енергії на вироблення стисненого повітря

$$E = E_1 + E_2 + E_3, \text{ Вт.} \quad (54)$$

Питомі витрати енергії, які витрачаються на стиснення 1 м^3 повітря за нормальних умов

$$\mathcal{E}_{\text{нит}} = \frac{\mathcal{E}}{3600 \cdot Q_C^{\text{н.у.}}}, \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3. \quad (55)$$

4.8 Рекомендації по зниженню собівартості стисненого повітря

Кожен студент самостійно повинен навести перелік можливих заходів для зниження собівартості стисненого повітря.

Таблиця 2 – Особливості ділянок повітропроводів

№	Ділянка АВ*					Ділянка ЕF**				Ділянка FM				Ділянка FL			
	Д	З	К	П	КР	Д	З	К	П	Д	З	К	П	Д	З	К	П
1																	
2																	
3																	
4																	
5																	
6																	
7																	
8																	
9																	
10																	
11																	
12																	
13																	
14																	
15																	
16																	
17																	
18																	
19																	
20																	
21																	
22																	
23																	
24																	
25																	
26																	
27																	
28																	
29																	
30																	
31																	
32																	

Примітка* - наявність компенсатора КР

Примітка** - наявність колектора Кол

Д – довжина ділянки, м; З – кількість засувок, шт.; К – кількість колін, шт.; П – кількість поворотів, шт.;

КР – кількість компенсаторів, шт.

ДОДАТОК

Додаток 1 – Коефіцієнт використання

Кількість споживачів	1	2-3	4-6	7-8	10	12	15-20	30-50
$k_{вик}$	1	0.9	0.8	0.76	0.7	0.67	0.6	0.5

Додаток 2 – Місцеві опори

Опір	A_2	ζ^k
Раптове розширення повітропроводу	30	1
Пробковий кран	150	0.40
Вентиль звичайний	3000—5000	2.5—5
Вентиль звичайний «Косва»	900	2.5
Кутовий вентиль	400	0.8
Шаровий клапан	5000	45
Поворот 90°	400	1.4
Поворот 135°	600	0.4
Коліно 90°	100—150	0.3
Трійник	120—130	0.2
Засувка при повному відкритті	75	0.15
Засувка при 0.75 відкритті:	350	0.2
Засувка при 0.50 відкритті:	1300	2
Засувка при 0.25 відкритті:	3000	20

Додаток 3 – Місцевий опір розширення/звуження

Вид опору	Значення коефіцієнту ζ						
	Re= $\omega_0 d_3 / \nu$	F_0 / F_1					
<p>Раптове розширення</p>  <p>F_0 – площа меншого поперечного перерізу, м², ω_0 – швидкість потоку в меншому перерізі, м/с, F_1 – площа більшого поперечного перерізу, м², $Re = \omega_0 d_3 / \nu$, $\Delta p_{розш} = \zeta (\rho \omega_0^2 / 2)$.</p>	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	
	10	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1
	100	1.7	1.40	1.2	1.1	0.90	0.80
	1000	0	1.60	0	0	0.90	0.60
	3000	2.0	0.70	1.3	1.0	0.30	0.20
	≥ 3500	1.0	0.64	0	5	0.25	0.16
		0		0.6	0.4		
	0.8		0	0			
	1		0.5	0.3			
			0	6			
<p>Раптове звуження</p>  <p>F_0 – площа меншого поперечного перерізу, м², ω_0 – швидкість потоку в меншому перерізі, м/с, F_1 – площа більшого поперечного перерізу, м², $Re = \omega_0 d_3 / \nu$, $\Delta p_{розш} = \zeta (\rho \omega_0^2 / 2)$.</p>	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	
	10	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0
	100	1.30	1.2	1.10	1.00	0.90	0.80
	1000	0.64	0.5	0.44	0.35	0.30	0.24
	10000	0.5	0.4	0.35	0.30	0.25	0.20
	> 10000	0.45	0.4	0.35	0.30	0.25	0.20

Додаток 4 – Фізичні властивості сухого повітря

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p,$ кДж/ (кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·°C)	$a \cdot 10^6,$ м ² /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	Pr
-50	1.584	1.013	2.04	12.7	14.6	9.23	0.728
-40	1.515	1.013	2.12	13.8	15.2	10.04	0.728
-30	1.453	1.013	2.20	14.9	15.7	10.80	0.723
-20	1.395	1.009	2.28	16.2	16.2	12.79	0.716
-10	1.342	1.009	2.36	17.4	16.7	12.43	0.712
0	1.293	1.005	2.44	18.8	17.2	13.28	0.707
10	1.247	1.005	2.51	20.0	17.6	14.16	0.705
20	1.205	1.005	2.59	21.4	18.1	15.06	0.703
30	1.165	1.005	2.67	22.9	18.6	16.00	0.701
40	1.128	1.005	2.76	24.3	19.1	16.96	0.699
50	1.093	1.005	2.83	25.7	19.6	17.95	0.698
60	1.060	1.005	2.90	26.2	20.1	18.97	0.696
70	1.029	1.009	2.96	28.6	20.6	20.02	0.694
80	1.000	1.009	3.05	30.2	21.1	21.09	0.692
90	0.972	1.009	3.13	31.9	21.5	22.10	0.690
100	0.946	1.009	3.21	33.6	21.9	23.13	0.688
120	0.898	1.009	3.34	36.8	22.8	25.45	0.686
140	0.854	1.013	3.49	40.3	23.7	27.80	0.684
160	0.815	1.017	3.64	43.9	24.5	30.09	0.682
180	0.779	1.022	3.78	47.5	25.3	32.49	0.681
200	0.746	1.026	3.93	51.4	26.0	34.85	0.680
250	0.674	1.038	4.27	61.0	27.4	40.61	0.677
300	0.615	1.047	4.60	71.6	29.7	48.33	0.674
350	0.566	1.059	4.91	81.9	31.4	55.46	0.676
400	0.524	1.068	5.21	93.1	33.0	63.09	0.678
500	0.456	1.093	5.74	115.3	36.2	79.38	0.687
600	0.404	1.114	6.22	138.3	39.1	96.89	0.699
700	0.362	1.135	6.71	163.4	41.8	115.4	0.706
800	0.329	1.156	7.18	188.8	44.3	134.8	0.713
900	0.301	1.172	7.63	216.2	46.7	155.1	0.717
1000	0.277	1.185	8.07	245.9	49.0	177.1	0.719
1100	0.257	1.197	8.50	276.2	51.2	199.3	0.722
1200	0.237	1.210	9.15	316.5	53.5	233.7	0.724

Додаток 5 – Сортамент труб для повітропроводов низьких параметрів
Труби безшовні для прямих ділянок і фасонних деталей повітропроводів на тиск до 2.2 МПа і температуру до 425⁰С

Умовний прохід труби D _y , мм	Зовнішній діаметр труби D _н , мм	Внутрішній діаметр труби D _в , мм	Товщина стінки труби s, мм	Маса 1 м довжини труби, кг/м	Марка сталі й умови поставки
50	57	51	3.0	4.00	Сталь 20, ДСТУ 1050-74; ТУ 14-3-190-82
65	76	70	3.0	5.40	
80	89	82	3.5	7.38	
100	108	100	4.0	10.26	
125	133	125	4.0	12.73	
150	159	149	5.0	18.99	
200	219	205	7.0	36.60	
250	273	257	8.0	52.28	
300	325	309	8.0	62.54	
350	377	359	9.0	81.68	
400	426	408	9.0	92.56	

Труби електрозварювальні прямошовні для прямих ділянок повітропроводів на тиск до 1.6 МПа і температуру до 300⁰С

Умовний прохід труби D _y , мм	Зовнішній діаметр труби D _н , мм	Внутрішній діаметр труби D _в , мм	Товщина стінки труби s, мм	Маса 1 м довжини труби, кг/м	Марка сталі і умови поставки
50	57	51	3.0	3.99	Сталь 10 и 20, ГОСТ 1050-74; ГОСТ 10705-80 гр. В
65	76	70	3.0	5.40	
80	89	83	3.0	6.37	
100	108	101	3.5	9.02	
150	159	150	4.5	17.15	
200	219	207	6.0	31.52	
250	273	261	6.0	39.51	
300	325	313	6.0	47.20	
400	426	412	7.0	72.40	

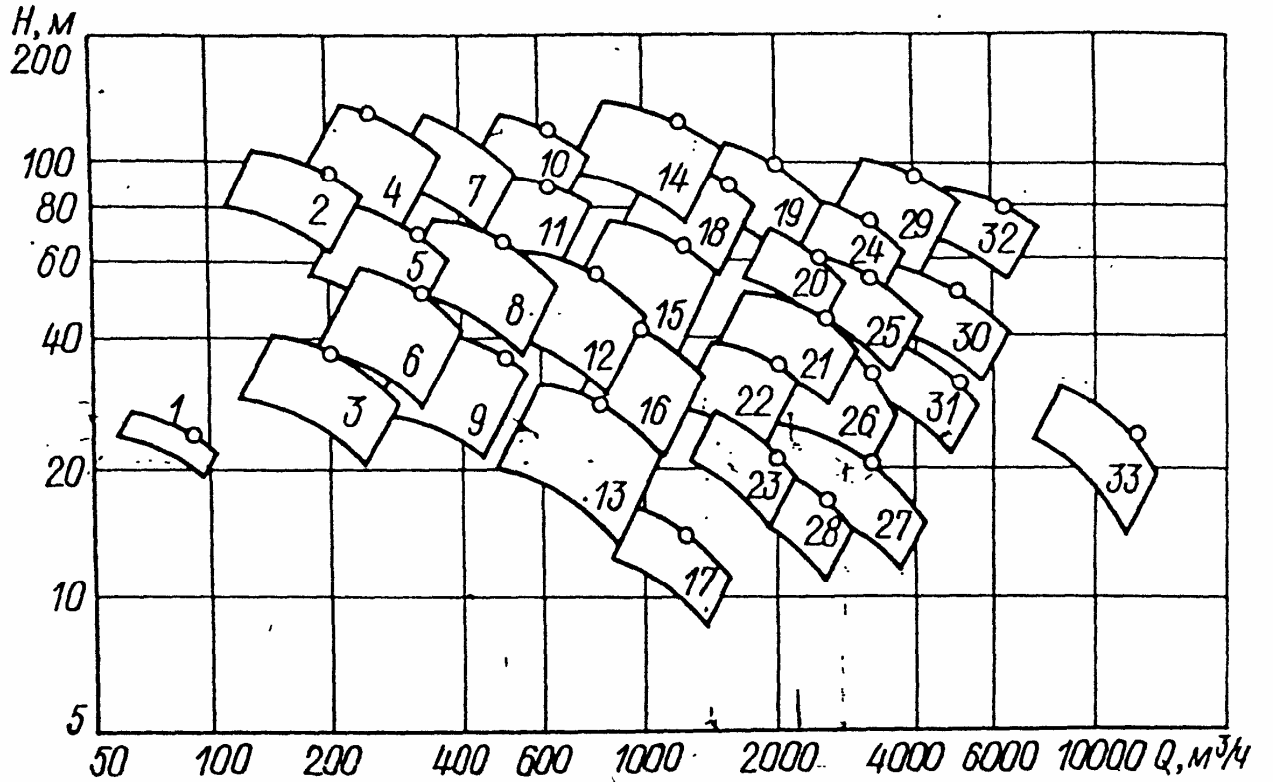
Труби електрозварювальні для прямих ділянок повітропроводів на тиск до 2.5 МПа і температуру до 350⁰С

Умовний прохід труби D _y , мм	Зовнішній діаметр труби D _н , мм	Внутрішній діаметр труби D _в , мм	Товщина стінки труби s, мм	Маса 1 м довжини труби, кг/м	Марка сталі і умови поставки
500	530	514	8.0	102.98	Сталь 20, ТУ 14-3-808-78
600	630	606	12.0	182.89	
700	720	702	9.0	157.81	
800	820	798	11.0	219.46	
1000	1020	992	14.0	343.30	
1200	1220	1192	14.0	416.40	
1400*	1420	1392	14.0	485.40	

Додаток 6 – Місцевий опір дросельної шайби

f_u / f_m	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
ξ	1050	245	98	51	30	18	12	8	6	4	2	0.97	0.42	0.13

Додаток 4 – Вибір насосів



Область роботи насосів відцентрових двостороннього входу типу Д (поля $Q-H$ за ДСТУ 10272— 77):

- 1 — Д 100-25; 2 — Д200-95; 3 — Д200-36; 4 — Д250-130; 5 — Д320-70; 6 — Д320-50; 7 — Д400-120; 8 — Д500-65; 9 — Д500-36; 10 — Д630-120; 11 — Д630-90; 12 — Д800-57; 13 — Д800-30; 14 — Д1250-125; 15 — Д1250-65; 16 — Д 1000-40; 17 — Д1250-15; 18 — Д 1600-90; 19 — Д2000-100; 20 — Д2500-62; 21 — Д2500-45; 22 — Д200-35; 23 — Д2000-21; 24 — Д3200-75; 25 — Д3200-55; 26 — Д 320 0-33; 27 — Д3200-21; 28 — Д2500-18; 29 — Д4000-90; 30 — Д5000-50; 31 — Д5000-32; 32 — Д6300-80; 33 — Д 12500-24

Література

Навчальне видання
Розрахунок системи постачання стисненого повітря промислової
дільниці

Методичні вказівки

До виконання розрахункової роботи з курсу
„Системи виробництва та розподілу енергії”
для студентів спеціальностей
„Енергетичний менеджмент”,
„Електротехнічні системи електроспоживання”,
„Екологія та охорона навколишнього середовища”,
„Електромеханічне обладнання енергоємних виробництв”.

Укладачі: Леонт'єв Георгій Григорович, к.т.н., доц..
Дешко Валерій Іванович, д-р, техн. наук, проф..
Дубровська Вікторія Василівна, к.т.н., доц..
Ленькин Олександр Володимирович

Редактор
Коректор
Комп'ютерна верстка (авторська) Ленькин О.В.

Темплан 2004 р., поз.

