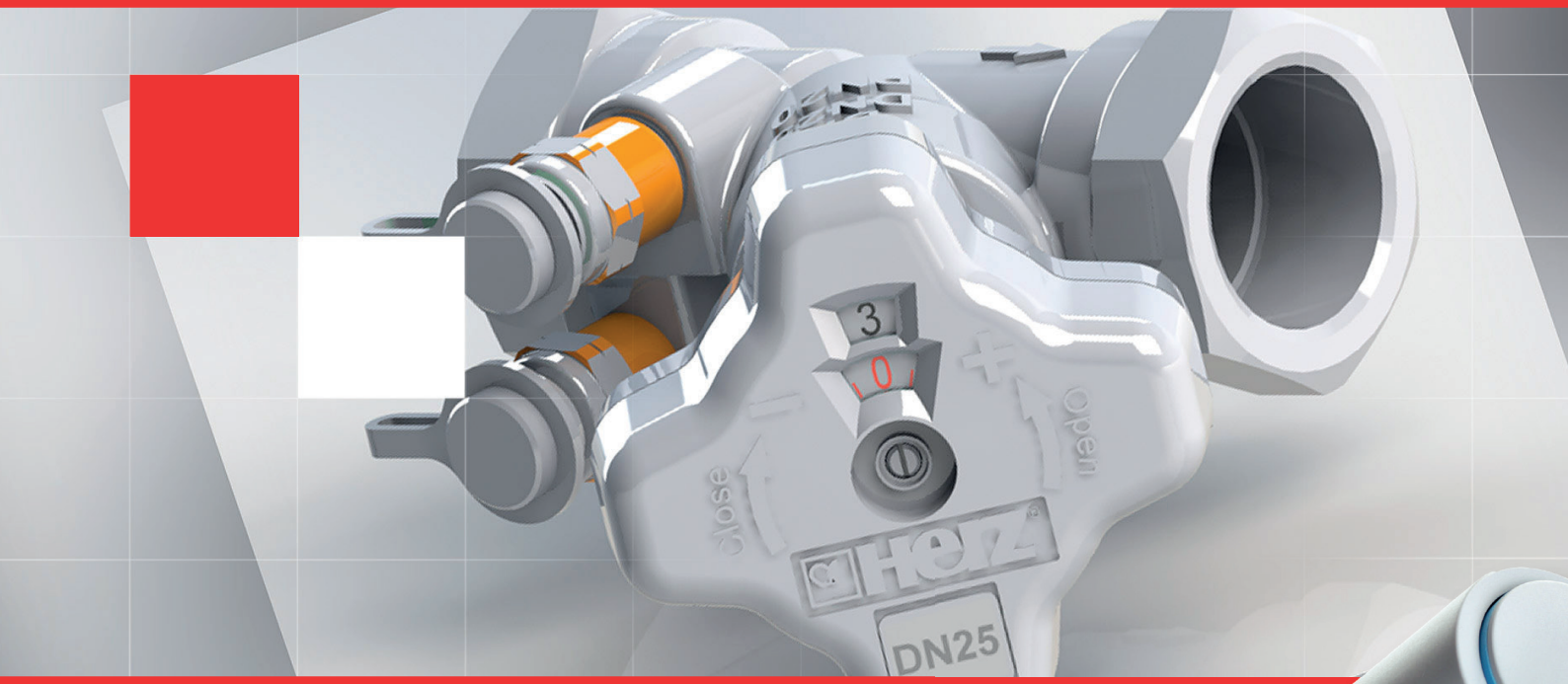


Гідравліка - серце водяного опалення

Рудольф Яушоветц, професор, дипл. інженер.

Дипл. інженер, професор Рудольф Яушоветц

Гідравліка – серце водяного опалення

Відповідальний редактор видання: Herz Armaturen Ges.m.b.H.
Видавництво: власне видавництво
Оформлення обкладинки, набір, графіка: Herz Armaturen Ges.m.b.H.
Переклад: Олександр Сокиркін, Віра Василенко, Ірина Герасимович, Віктор Петренко
Друк і випуск: © 2022 Herz Armaturen Ges.m.b.H.

Третє українське розширене та адаптоване видання.

Гідравліка - серце водяного опалення
Рудольф Яушоветц

Відень: Herz Armaturen Ges.m.b.H. 2022 р.

Авторське право на видання захищене.
© Herz Armaturen Ges.m.b.H., Відень, 2022 р.

Передмова

Основною передумовою правильної роботи системи водяного опалення є правильне проєктування і монтаж з урахуванням законів гідравліки. «Гідравліка – серце водяного опалення», написана професором Рудольфом Яушоветцем і опублікована в 2-х виданнях, стає популярною книгою для студентів, монтажників та інженерів у нашій галузі.
Книгу було перекладено тринадцятьма мовами, нещодавно грузинською мовою, а її автор, професор Яушоветц, є одним з провідних австрійських авторів технічної літератури.

З часу публікації 2-го видання, з розвитком науково-технічного прогресу, з`явилося багато нових продуктів. Таким чином, третє видання книги включає автоматичні регулювальні клапани, такі як регулятори перепаду, регулятори витрати, комбі-клапани, а також компактні квартирні теплові пункти і методи гідравлічного балансування на практиці.

Зберігаючи основну концепцію цієї книги, 3-тє видання доповнене продукцією HERZ Armaturen. За це моя особлива подяка.

Ми сподіваємося, що Ви зможете отримати користь від прочитання книги і з нетерпінням чекаємо на пропозиції щодо подальшого видання цієї роботи.

Відень, 2022 р.

Доктор Герхард Глінцерер
Власник компанії Herz Armaturen Ges.m.b.H.

Передмова

Книга відомого австрійського професора Рудольфа Яушоветца є вже третім виданням його книги на теренах України. Книга по суті є навчальним посібником, де автор дає основні засади щодо проєктування систем опалення, тепло- і холодопостачання.
Перевидання цієї книги в Україні є наслідком розвитку науково-технічного прогресу, що привело до появи багатьох нових продуктів HERZ Armaturen. Книга доповнена інформацією про автоматичні регулювальні клапани, такі як регулятори перепаду тиску, регулятори витрати, комбі-клапани, а також компактні квартирні теплові пункти і методи гідравлічного балансування на практиці.
Автором побудована логічна лінія викладки теоретичних та практичних матеріалів книги, що узагальнює інформацію про основні принципи роботи систем опалення, тепло- і холодопостачання. Книга містить основні поняття теплотехніки і гідродинаміки (гідравліки), що включають відомості про методи отримання, перетворення, передачі та використання теплоти, а також про рух нестисливих рідин під дією зовнішніх сил і механічну взаємодію між рідиною й твердими тілами при їх відносному русі. Також надано відомості щодо принципу роботи та методу підбору різних типів циркуляційних насосів, які використовуються для побудження руху теплоносія в системах опалення, тепло- і холодопостачання.
Декілька розділів книги присвячені питанням вибору та проєктування систем життєзабезпечення будівлі. У розділах розглянуто принципи вибору параметрів, що характеризують мікроклімат у приміщенні, параметрів роботи систем опалення, тепло- і холодопостачання. Розглянуто метод підбору опалювальних приладів шляхом перерахунку зі стандартної теплової потужності на фактичні умови експлуатації. Описані вузли заводського виготовлення для підключення або центрального балансування систем опалення, ГВП і ХВП, що є одним із цікавих і сучасних рішень обладнання цими вузлами багатоквартирних будинків.
І основними є розділи, що присвячені гідравлічному балансуванню та способам регулювання систем опалення, тепло- і холодопостачання. Автор надає багато інформації щодо різних видів систем опалення, тепло- і холодопостачання, наводить їхні основні функціональні особливості та виділяє їхні переваги та недоліки, що дає змогу швидко визначитися на етапі проєктування з вибором цих систем. Детально розглядається запірно-регулююча арматура HERZ Armaturen, що використовується в цих системах та наводяться приклади, що в легкій та зрозумілій формі вказують на основні етапи їх підбору та розрахунку основних параметрів.
У книзі також розглянуто особливості розробки, компонування і розрахунку однотрубних і двотрубних систем опалення. Вказано на особливості будови однотрубних систем опалення та вибору терморегулювальних клапанів.
Фінальний розділ книги присвячений способам налаштування і регулювання систем водяного опалення.
Читач повинен також мати на увазі, що вимоги австрійських норм і стандартів, на які посилається автор у своїй книзі, можуть не співпадати з вимогами норм і стандартів України.
Разом з тим сподіваємось, що запропонована книга буде цікавою широкому колу фахівців України і буде сприяти формуванню загального підходу до проєктування систем опалення, тепло- і холодопостачання.
Особливе зацікавлення можуть викликати розробки та напрямки розвитку систем опалення, тепло- і холодопостачання Австрії для розвитку цих систем в Україні.

Київ, 2022р.

Руслан Верля
Директор ДП "ГЕРЦ Україна"

Зміст

1 ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ 11

1.1 Основи теплотехніки 11
1.1.1 Закон збереження енергії 11
1.1.2 Перший основний закон теплотехніки (закрита система) 11
1.1.3 Тепловміст Q_i 11
1.1.4 Загальне теплове рівняння 12
1.1.5 Потужність P 12
1.1.6 Теплова потужність = тепловий потік Φ 13
1.1.7 Масова витрата q_{mm} залежно від теплового потоку Φ 13
1.1.8 Коефіцієнт корисної дії η 14
1.1.9 Коефіцієнт використання η_N 14
1.1.10 Теплопередача 14

1.2 Основи аеродинаміки (гідравліка) 16
1.2.1 Рівняння нерозривності 16
1.2.2 Динамічний тиск p_d 17
1.2.3 (Гідро-) статичний тиск p_{st} 17
1.2.4 Гідравлічний і еквівалентний діаметр 19
1.2.5 Число Рейнольдса 20
1.2.6 Тертя в прямій трубі 21
1.2.7 Коефіцієнт тертя труб в аерогідродинаміці 21
1.2.8 Падіння тиску, спричинене місцевими опорами 22
1.2.9 Падіння тиску в регулювальних клапанах і виконавчих елементах 25
1.2.10 Падіння тиску на ділянках з постійним перерізом 27
1.2.11 Характеристика системи (характеристика мережі трубопроводів) 28
1.2.12 Паралельне увімкнення трубопроводів 30

2 ЦИРКУЛЯЦІЙНІ НАСОСИ 34

2.1 Основні положення, терміни 34
2.1.1 Подача 34
2.1.2 Напір H 34
2.1.3 Корисна потужність насоса 34
2.1.4 Потужність електроприводу P_{el}, і загальний коефіцієнт корисної дії насоса $\eta_{\Sigma H}$ 35
2.1.5 Величина кавітаційного запасу тиску 36
2.1.6 Закони тотожності 36
2.1.7 Характеристики насоса і робоча точка 37
2.1.8 Сімейство характеристик 38

2.2 Форма характеристики насоса 39
2.2.1 Регульовані насоси 40
2.2.2 Насоси з електронним регулюванням частоти обертання 41
2.2.3 Послідовне і паралельне увімкнення насосів 45

2.3 Вибір насоса і потужність радіатора 46

2.4 Конструктивні особливості 51
2.4.1 Монтаж 52

3 ХАРАКТЕРИСТИКИ РОБОЧОГО ТИСКУ 53

3.1 Розподіл тиску в мережі 53

4 ТЕПЛОВІДДАЧА ПРИ ОПАЛЕННІ ПРИМІЩЕННЯ 59

4.1 Граничні умови 59

4.2 Розрахунок параметрів систем опалення приміщень 59

4.3 Розрахункові температури 60

4.4 Вказівки щодо проєктування 60

4.5 Основи розрахунку параметрів 60

4.6 Радіатор як теплообмінник 62

4.7 Теплова потужність кімнатних радіаторів 64
4.7.1 Стандартна теплова потужність 64
4.7.2 Фактична потужність радіатора 64

4.8 Системи панельно-променевого опалення і охолодження 71
4.8.1 Настінне опалення 77
4.8.2 Приладдя для системи панельно-променевого опалення 77
4.8.3 Регулювання системи панельно-променевого опалення або охолодження 78
4.8.4 Монтаж 78
4.8.5 Випробування під тиском і приймання в експлуатацію 79

5 СИСТЕМА РОЗПОДІЛУ ТЕПЛА 84

5.1 Розрахунок параметрів 84

5.2 Вказівки щодо проєктування 86

5.3 Розподіл тепла у будівлі 87

6 СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ 88

6.1 Розрахунок системи теплопостачання 88

6.2 Розрахунок частки для опалення приміщень 88
6.2.1 Опалювальне навантаження будівлі Φ_n 88
6.2.2 Потужність системи теплопостачання 88

6.3 Визначення теплової потужності на потреби гарячого водопостачання 89

6.4 Системи вентиляції та кондиціонування 89

6.5 Інше технологічне тепло 89

6.6 Системи з кількома котлами 90

6.7 Квартирний тепловий пункт для децентралізованого гарячого водопостачання 90

6.8 Вузли заводського виготовлення для прямого чи центрального підключення фанкойлів 93
6.8.1 Вузли прямого підключення для фанкойлів 93
6.8.2 Вузол центрального підключення фанкойлів Commissioning Centre 96

7 РЕГУЛЮВАННЯ І ГІДРАВЛІЧНІ СИСТЕМИ 97

7.1 Основні положення, терміни 97
7.1.1 Що таке регулювання? 97
7.1.2 Розрахунок параметрів і терміни 97
7.1.3 Що таке контролер? 99
7.1.4 Термостатичні регулятори, функціонування і конструкція 102
7.1.5 Регулюючі клапани, авторитет клапана 104

7.2 Регулювання потужності 105
7.2.1 Якісне регулювання 106
7.2.2 Кількісне регулювання 108
7.2.3. Види регулювання 109

7.3 Гідравлічні схеми і визначення параметрів 111
7.3.1 Дросельна схема 113
7.3.2 Схема з байпасом (перепускне регулювання) 116
7.3.3 Схема інжекторного регулювання з двоходовим клапаном 120
7.3.4 Схема інжекторного регулювання з триходовим клапаном 123
7.3.5 Схема підмішування 126
7.3.6 Схема подвійного підмішування 128
7.3.7 Схема з вузлом гідравлічного роздільника. «Гідравлічна стрілка» 131

7.4 Критерії вибору регуляторів опалення 135
7.4.1 Правильне розміщення кімнатного датчика температури 135
7.4.2 Правильне розміщення датчика температури зовнішнього повітря 136
7.4.3 Правильне розміщення датчика температури подавальної лінії 136

7.5 Правила низькотемпературного опалення 136

8 СПЕЦІАЛЬНА АРМАТУРА У ВОДЯНОМУ ОПАЛЕННІ 138

8.1 Вибір виконавчих елементів 138
8.1.1 Визначення виконавчого елемента 138
8.1.2 Визначення параметрів клапана за параметрами системи 138
8.1.3 Визначення номінального діаметра (DN) 141
8.1.4 Характеристики клапанів 141

8.2 Арматура для гідравлічного балансування 143
8.2.1 Статичне регулювання 143
8.2.2 Динамічне балансування 146
8.2.3 Клапани терморегуляторів з попередньою настройкою і термостатичними головками 152
8.2.4 Вибір клапанів терморегуляторів 153
8.2.5 Вибір датчиків і їх розміщення 155
8.2.6 Вибір насосів і шумоутворення 157

9 ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ТРУБОПРОВОДІВ ДВОТРУБНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ 158

9.1 Вибір діаметрів трубопроводів за швидкістю руху теплоносія 158

9.2 Вибір діаметрів трубопроводів за питомими лінійними втратами тиску 160

9.3 Система опалення з природною циркуляцією (гравітаційна система) 161

9.4 Розрахунок ділянок мережі, прокладених паралельно 162
9.4.1 Закон гідравлічного зрівноваження 162

9.5 Мережа трубопроводів при заданому насосі 163

9.6 Поетапний процес при визначенні розмірів опалювальної мережі з циркуляційним насосом 163

9.7 Радіаторні регулювальні клапани та термостатичні головки 167

9.8 Розподільники (колектори) 169

10 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ОДНОТРУБНОЇ СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ 170

10.1 Однотрубні системи опалення із замикальними ділянками 170

10.2 Спеціальна арматура для однотрубних систем опалення 175

11 ГІДРАВЛІЧНЕ БАЛАНСУВАННЯ 177

11.1 Попередня настройка клапанів радіаторних терморегуляторів 177

11.2 Налагодження системи 180
11.2.1 Робочий процес регулювання 180
11.2.2 Пропорційне регулювання 181

12 КОНТРОЛЬ ЯКОСТІ 187

ДОДАТОК 188

Буквені позначення і одиниці вимірювання[1]

Символ	Значення	Одиниця вимірювання
A	Площа перерізу потоку	м^2
c	Питома темплоємність	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{K}}$
D	Внутрішній діаметр труби	м
DN	Номінальний (умовний) діаметр	мм
H	Напір	м вод. ст.*
h	Ентальпія	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{K}}$
α	Коефіцієнт тепловіддачі	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{K}}$
k, ε	Шорсткість труби	м
k_v	Пропускна здатність клапана при положенні «частково відкритий»	$\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$
k_{vs}	Пропускна здатність повністю відкритого клапана	$\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$
l	Довжина труби	м
m	Маса	кг
P	Потужність	Вт
p	Тиск	Па=$\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$
Q	Кількість тепла	Дж
η	Коефіцієнт корисної дії	–
q	Густина теплового потоку	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$
q_l	Тепловий потік на одиницю довжини	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}}$
q_m	Масова витрата (m)	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$
q_v	Об'ємна витрата (V)	$\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$
R	Втрати тиску на метрі труби	$\frac{\text{Па}}{\text{м}}$
R	Опір теплопередачі	$\frac{\text{м}^2\cdot\text{K}}{\text{Вт}}$
Re	Число Рейнольдса	–
W	Робота	Дж (Н·м)
U	Коефіцієнт теплопередачі (k)	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{K}}$
w	Швидкість	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$
Φ, P	Тепловий потік = теплова потужність (Q)	Вт
Z, Δp_E	Втрата тиску на місцевих опорах	Па
Δp	Напір, різниця тисків, падіння тиску	Па
Δp_R	Падіння тиску в трубі	Па
Δp_V	Падіння тиску у клапані	Па
ΔT_{ln}	Логарифмічна різниця температур	K
$\Delta T_ü$	Різниця температур	K
$\Delta\theta$	Різниця температур (θ_V - θ_R)	K
λ	Коефіцієнт тертя труби	–
λ	Теплопровідність	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{K}}$

[1] Загальноприйняті символи у дужках, інші символи згідно з ISO**, EN*** і ÖNORM****

Символ	Значення	Одиниця вимірювання	Символ	Значення	Одиниця вимірювання
ν	Кінематична в‘язкість	$\frac{м^2}{с}$	ρ	Густина	$\frac{кг}{м^3}$
θ_R	Температура в зворотному трубопроводі (t_R)	°C	ζ	Коефіцієнт опору	–
θ_V	Температура в подавальному трубопроводі (t_V)	°C	$\frac{\rho}{2} \cdot w^2$	Динамічний тиск за Прандтлем	Па

* Метри водяного стовпа (прим. пер.).
** Міжнародна організація зі стандартизації (прим. пер.).
*** Європейські норми стандарти (прим. пер.).
**** Норми Австрії (прим. пер.).

Кратні і частки

від одиниць вимірювання можуть бути утворені за допомогою приставок Міжнародної системи одиниць.

П	(Пета)	1.000.000.000.000.000	10^{15}	
Т	(Тера)	1.000.000.000.000	10^{12}	(більйон)
Г	(Гіга)	1.000.000.000	10^{9}	(мільярд)
М	(Мега)	1.000.000	10^{6}	(мільйон)
к	(кіло)	1.000	10^{3}	
г	(гекто)	100	10^{2}	
да	(дека)	10	10^{1}	
		1		
д	(деци)	0,1	10^{-1}	1/10
с	(санті)	0,01	10^{-2}	1/100
м	(мілі)	0,001	10^{-3}	1/1000
мк	(мікро)	0,000001	10^{-6}	1/1000000

Формули перерахунку

1 бар ≅ 10 м вод. ст. = 100 кПа
0,1 мбар ≅ 1 мм вод. ст. = 10 Па
1 ккал ≅ 4,2 кДж
1 кВт·год ≅ 3600 кДж

1 ккал = 4,1868 кДж ≈ 4,2 кДж

$$1 \text{ ккал/год} = \frac{4{,}2 \cdot 1000}{3600} = 1{,}16 \text{ Вт}$$

Список літератури

/1/ Arbeitskreis der Dozenten für Klimatechnik, LEHRBUCH DER KLIMATECHNIK, Band 1: Grundlagen, 1974, Verlag C.F. Müller, Karlsruhe
/2/ Arbeitskreis der Dozenten für Klimatechnik, LEHRBUCH DER KLIMATECHNIK, Band 2:, Berechnung und Regelung, 1976, Verlag C.F. Müller, Karlsruhe
/3/ CERBE/HOFFMANN, Einführung in die Wärmelehre, 8. Auflage 1987, Verlag Hanser
/4/ BRÜNNER, Zentralheizungsbauer, 8. Auflage 1995, Verlag Bohmann
/5/ VIESSMANN HEIZUNGS-HANDBUCH, 1987, Gentner Verlag
/6/ H. ROOS, Hydraulik der Warmwasserheizung, 2. Auflage, 1994, Verlag Oldenbourg
/7/ IHLE, Die Pumpen-Warmwasserheizung, Band 2, 3. Auflage, 1979, Verlag Werner
/8/ DAS MUSS ICH WISSEN, Band 2, Verlag TOPOS
/9/ CHRISTOPH SCHMID, Heizungs- und Lüftungstechnik, Bau und Energie, Leitfaden für Planung und Praxis, Band 5, 1992, Verlag der Fachvereine Zürich
/10/ HEIZUNGSTECHNIK BAND I, Arbeitskreis der Dozenten für Heizungstechnik, Verlag Oldenbourg,1980
/11/ HEIZUNGSTECHNIK BAND II, Arbeitskreis der Dozenten für Heizungstechnik, Verlag Oldenbourg,1980
/12/ MUSTERPROJEKT FÜR DIE GEWERKE DER INSTALLATIONSTECHNIK UND FÜR DIE GESUNDHEITSTECHNIK, Heft 8a, Bundesministerium für wirtschaftliche Angelegenheiten, 1986
/13/ RECKNAGEL SPRENGER, SCHRAMEK, Heizung + Klimatechnik, Verlag Oldenbourg
/14/ HELMKER, Waagrechte Einrohrheizung, 1966, Verlag Krammer
/15/ PRAXISHANDBUCH HAUSTECHNIK, 1989, Verlag Bohmann
/16/ HEIZUNGSANLAGEN, Handbuch zur Sanierung und Planung von Raumheizung und Warmwasserbereitung, 1986, Verlag Bohmann
/17/ HEIZUNGSTECHNIK IN DER PRAXIS, Fachbuch für den Planer und Installateur, 1982, Schweizerische Aktionsgemeinschaft Sparsamer Heizen (ASH)
/18/ DUBBEL, Techn. Handbuch des Maschinenbaus, 16. Auflage
/19/ WAGNER Walter, Rohrleitungstechnik, 1996, Verlag Vogel
/20/ BIRAL PUMPEN in der Gebäudetechnik, Peter Schneider
/21/ Wilo Gesamtkatalog Gebäudetechnik
/22/ Stelrad Technische Dokumentation

1 Основні положення

1.1 Основи теплотехніки

1.1.1 Закон збереження енергії

Для всіх перетворень енергії діє основний закон природи, який був сформульований в загальному вигляді Г. Гельмгольцом.

У закритій системі загальна кількість енергії залишається постійною
Q = const.

Г. Гельмгольц (1821-1894), німецький фізіолог і фізик

Енергія не може виникнути нізвідки і зникнути в нікуди. Енергія може лише перетворюватися з однієї форми на іншу.

Теплова енергія Q.
Тепло – це форма енергії і позначається як кількість тепла Q.
Одиницею теплової енергії Q є джоуль (Дж). На практиці переважно застосовуються такі одиниці вимірювання як кіловат-години (кВт·год).

1.1.2 Перший основний закон теплотехніки (закрита система)

Частина підведеної теплової енергії системи накопичується як приріст **внутрішньої енергії** ΔU. Цей приріст внутрішньої енергії ΔU виражається в підвищенні температури або в зміні агрегатного стану. Інша частина підведеної теплової енергії Q перетвориться на роботу W.

$$Q \Rightarrow \Delta U + W$$

У закритій системі кількість підведеної теплової енергії дорівнює сумі змін внутрішньої енергії і роботи, яка виконується цією системою.

1.1.3 Тепловміст Q_i

Тепловміст – це кількість тепла або теплової енергії, що міститься в твердому або рідкому тілі з температурою θ, зведена до температури 0 °C.

$$Q_i = m \cdot c \cdot \theta$$

де:

Q_i	–	тепловміст, кДж;
m	–	маса, кг;
c	–	питома теплоємність (раніше – питоме тепло), $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$;
θ	–	температура, K.

Таблиця 1-1: питома теплоємність c

Питома теплоємність між 0 °C і 100 °C	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$
Вода	4,200	1,163
Мідь	0,385	0,105
Алюміній	0,904	0,252
Сталь, залізо	0,465	0,128
Стіна з повнотілої цегли	0,840	0,236
Мінеральне масло	2,000	0,560
Повітря	1,000	0,280

Питома теплоємність c – це та кількість тепла, яка потрібна для того, щоб нагріти 1 кг маси речовини на 1 K. Вона не залежить від температури.

Теплообмін і температурна рівновага

Якщо тепле і холодне тіла вступають у тісний контакт, то тепле тіло віддає енергію холодному, доки їх температури не стануть однаковими. При цьому при повній теплоізоляції системи зовні температурна рівновага досягається при температурі суміші θ_m.

$$m_1 \cdot c_1 \cdot \theta_1 + m_2 \cdot c_2 \cdot \theta_2 = (m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2)\, \theta_m,$$

або

$$m_1 \cdot c_1 \cdot (\theta_1 - \theta_m) = m_2 \cdot c_2 \cdot (\theta_m - \theta_2).$$

1.1.4 Загальне теплове рівняння

Виміряти кількість тепла безпосередньо неможливо, можна виміряти температуру до і після нагрівання (охолодження) і визначити масу тіла. Тепер за допомогою питомої теплоємності можна обчислити кількість підведеного (відданого) тепла.
Отже, кількість тепла, прийнята (чи віддана) для зміни температури на величину $\Delta\theta$, при $c = const$ дорівнює:

$$\Delta Q = m \cdot c \cdot \Delta\theta$$

де:

ΔQ – кількість тепла, кДж;
m – маса, кг;
c – питома теплоємність (раніше – питоме тепло), $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$;
$\Delta\theta$ – різниця температур.

1.1.5 Потужність *P*

Одиниця вимірювання: Вт $= \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$;

Один ват дорівнює потужності, при якій робота в один джоуль здійснюється за одну секунду:

$$1\ \text{Вт} = 1\ \frac{\text{Дж}}{\text{с}} = 1\ \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{с}}.$$

Ці одиниці вимірювання принципово рівноправні та можуть застосовуватися без обмежень, наприклад: ват можна було б переважно застосовувати для електричної і теплової потужності, джоуль за секунду – для термічної потужності (теплова потужність); ньютон на метр за секунду – для механічної потужності.

Потужність – це робота, здійснена за визначений час (одиницю часу), чим менший час, тим більша потужність:

$$\textit{Потужність} = \frac{\textit{Робота}}{\textit{Час}}$$

$$P = \frac{W}{t}$$

Робота Н · м = Дж (джоуль).

Потужність $\frac{\text{Дж}}{\text{с}} = \text{Вт}$ (ват).

1.1.6 Теплова потужність = тепловий потік Φ

$$Тепловий\ потік = \frac{Кількість\ тепла}{Час}$$

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} = \frac{m \cdot c \cdot \Delta\theta}{t} = q_m \cdot c \cdot \Delta\theta$$

Раніше для позначення теплового потоку застосовувався символ $\dot{Q}$ або P.

1.1.7 Масова витрата q_m залежно від теплового потоку Φ

В опалювальних установках необхідна масова витрата у трубопроводах і радіаторах, а також масова витрата насосів q_m визначається через тепловий потік, який подається, Φ і різницю температур $\Delta\theta$.

$$q_m = \frac{\Phi}{c \cdot \Delta\theta}$$

$$q_m = \frac{\Phi \cdot 3600}{c \cdot \Delta\theta}, \frac{кг}{год},$$

де:

q_m – масова витрата, $\frac{кг}{с}$;

Φ – тепловий потік = теплова потужність P, кВт;

c – питома теплоємність, $\frac{кДж}{кг \cdot К}$;

$\Delta\theta$ – різниця температур (θ_V - θ_R), К.

Об'ємну витрату розраховують:

$$q_V = \frac{q_m}{\rho}, \frac{м^3}{с};$$

де ρ – густина, яка визначається, як:

$$\rho = \frac{Маса}{Об'єм} = \frac{m}{V}, \frac{кг}{м^3}.$$

Раніше масова та об'ємна витрати позначалися як $\dot{m}$ і $\dot{V}$ та розраховувались за формулами:

$$\dot{m} = \frac{P}{c \cdot \Delta t} \text{ та } \dot{V} = \frac{P}{\rho \cdot c \cdot \Delta t}.$$

Примітка:
густина води в опалювальній техніці з достатньою точністю може бути прийнята за 1000 кг/м³.
Тоді отримуємо: 1 л = 1 кг.

Приклад: необхідно визначити масову витрату у трубопроводі системи опалення, якщо відомі тепловтрати.

Через приєднувальну ділянку до опалювального приладу водяного опалення повинен проходити тепловий потік 3 кВт при різниці температур $\Delta\theta$ = 20 K. Розрахувати масову витрату (витрату води).

$$q_m = \frac{\Phi}{c \cdot \Delta\theta} = \frac{3}{4{,}2 \cdot 20} = 0{,}0357 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \approx 129 \frac{\text{кг}}{\text{год}},$$

або

$$q_m = \frac{30000}{1{,}163 \cdot 20} \approx 129 \frac{\text{кг}}{\text{год}},$$

для температури води 80 °C $\rho = 971{,}6 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, тоді об'ємна витрата складе:

$$q_V = \frac{q_m}{\rho} = \frac{129}{971{,}6} = 0{,}133 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

1.1.8 Коефіцієнт корисної дії η

Коефіцієнт корисної дії (ККД) – співвідношення кількості корисно використаної потужності (енергії) до загальної кількості підведеної потужності.

$$ККД = \frac{\textit{Корисно використана потужність}}{\textit{Кількість підведеної потужності}} = \frac{\Phi_{ab}}{\Phi_{zu}} = \frac{P_{ab}}{P_{zu}}$$

1.1.9 Коефіцієнт використання η_N

Під коефіцієнтом використання розуміють співвідношення кількості тепла, відданого (використаного) за період використання, до підведеної (застосованої) кількості тепла.
Наприклад, яка частка підведеної кількості тепла використовується для фактичних цілей.

$$\eta_N = \frac{\textit{Використана кількість тепла}}{\textit{Підведена кількість тепла}} = \frac{Q_{ab}}{Q_{zu}}$$

1.1.10 Теплопередача

Під теплопередачею через стіну розуміють процес перенесення тепла від одного середовища до іншого. Отже, теплопередача складається із:

- конвекційної тепловіддачі α_i = внутрішньої конвекції;
- теплопровідності (λ/d) через (плоску) стіну;
- конвекційної тепловіддачі α_e = зовнішньої конвекції.

Рівняння для розрахунку теплопередачі через плоску стіну передбачає наявність одновимірного стаціонарного теплового потоку. У конструкційному елементі, що складається з декількох шарів, сумарний опір теплопередачі R може складатися з суми опорів теплопровідності всіх шарів ΣR_λ і опорів тепловіддачі внутрішніх R_i і зовнішніх R_e огороджувальних конструкцій.

$$R = R_i + \sum R_\lambda + R_e = \frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e} = \frac{1}{U}$$

де:

R – сумарний опір теплопередачі $R = 1/U$, $\frac{м^2 \cdot K}{Вт}$;

R_i – опір тепловіддачі внутрішньої поверхні огороджувальної конструкції, $\frac{м^2 \cdot K}{Вт}$;

R_λ – опір теплопровідності $R_\lambda = d/\lambda$, $\frac{м^2 \cdot K}{Вт}$;

R_e – опір тепловіддачі зовнішньої поверхні огороджувальної конструкції, $\frac{м^2 \cdot K}{Вт}$;

α_i – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні огороджувальної конструкції, $\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$;

α_e – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні огороджувальної конструкції, $\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$;

d – товщина шару стінки, м;

λ – теплопровідність, $\frac{Вт}{м \cdot K}$;

U – коефіцієнт теплопередачі (раніше – k), $\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$.

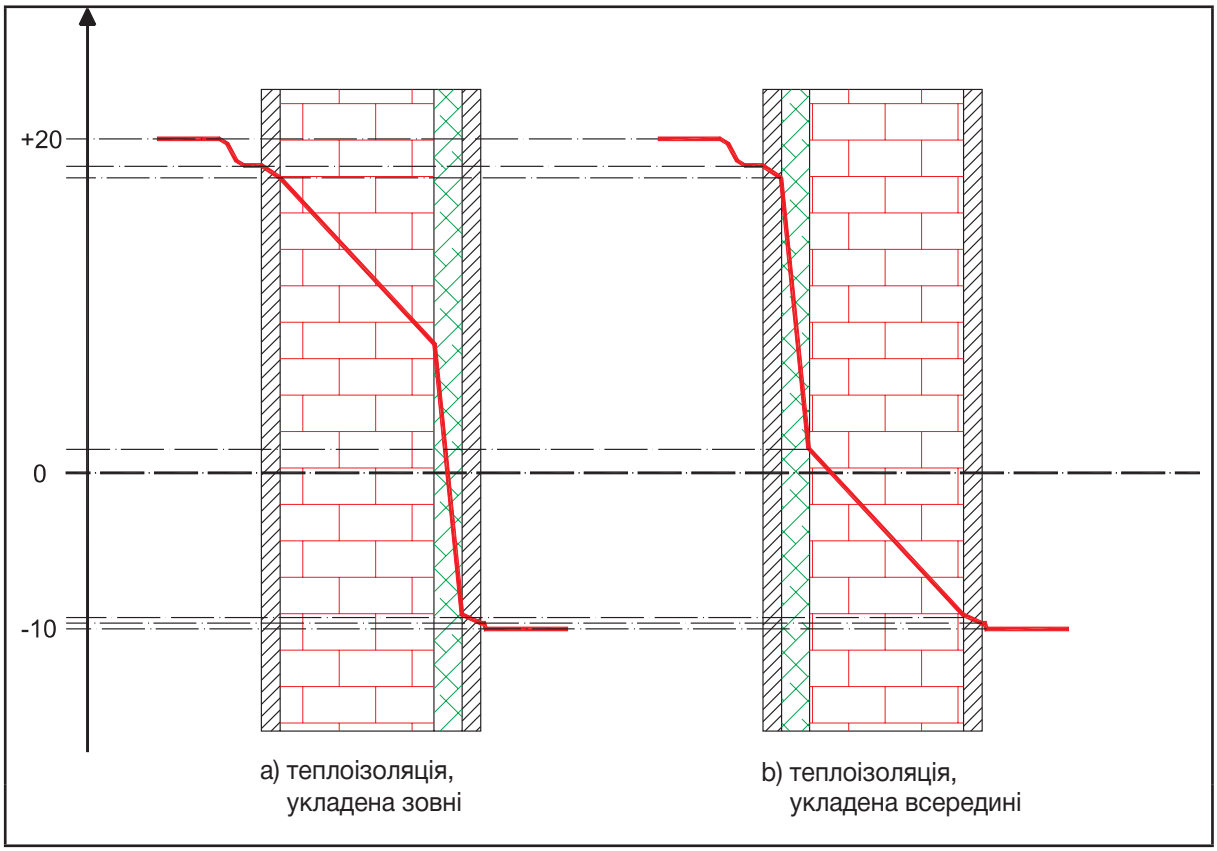


Рис. 1-1. Форма температурної кривої в теплоізольованій стіні при (a) зовнішній, (b) внутрішній ізоляції

Тепловий потік через плоску стіну в сталому стані прямопропорційний площі стінки A і різниці внутрішньої і зовнішньої температур (не між температурами поверхонь!).

$$\Phi_o = P_o = U \cdot A \cdot (\theta_i - \theta_e) = L \cdot \Delta\theta$$

де:

Φ_o, P_o – потужність теплопередачі, тепловий потік, Вт;

U – коефіцієнт теплопередачі, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

A – площа поверхні теплопередачі, м²;

θ_i – внутрішня температура, К;

θ_e – зовнішня температура, К;

$L = U \cdot A$ – провідність, $\frac{\text{Вт}}{\text{К}}$.

1.2 Основи аеродинаміки (гідравліки)

1.2.1 Рівняння нерозривності

У стаціонарному потоці всередині труби масова витрата рідини залишається постійною, тобто справедливою є формула:

$$q_m = \rho \cdot w \cdot A = const$$

де:

q_m – масова витрата, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$;

ρ – густина, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

w – швидкість, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

A – площа поперечного перерізу потоку, м².

У нестискуваних середовищах $(\rho = const.)$ об'ємна витрата є постійною.

$$q_v = w \cdot A = const.$$

Швидкість у трубі з внутрішнім діаметром D обчислюється за формулою

$$w = \frac{q_v}{A} = \frac{q_v \cdot 4}{D^2 \cdot \pi}$$

де:

w – швидкість, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

A – площа поперечного перерізу потоку, м²;

D – внутрішній діаметр труби, м;

q_v – об'ємна витрата, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;

q_m – масова витрата, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Для **розширення труби** з A_1 до A_2 згідно з рис. 1-2 при ρ = const чинною є формула:

$$q_v = w_1 \cdot A_1 = w_2 \cdot A_2$$

Рівняння нерозривності або $\frac{w_1}{w_2} = \frac{A_2}{A_1}$, тобто співвідношення швидкостей обернено пропорційне до співвідношення площ у відповідних перерізах.

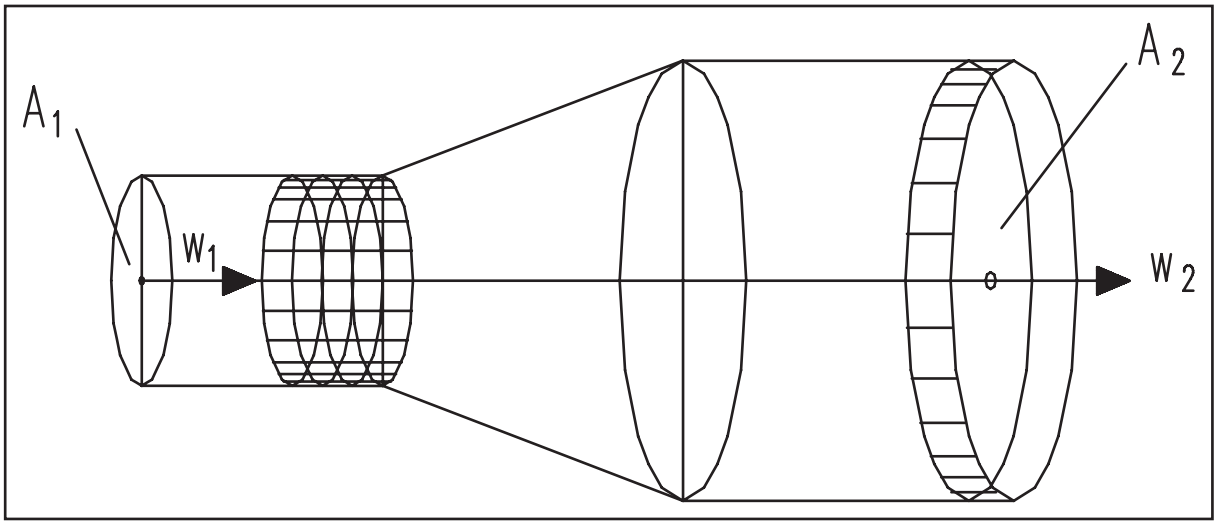


Рис. 1-2. Розширення труби

1.2.2 Динамічний тиск p_d

Динамічний тиск – частина тиску всередині рухомої рідини або газу, зумовлена їх рухом; характеризує їх кінетичну енергію.
Одиницею тиску p є паскаль (Па).
1 бар = 10^3 мбар = 10^5 Па.

Старі одиниці вимірювання:
технічна атмосфера 1 ат =
= 9,80665 · 10^4 Па
фізична атмосфера 1 атм = 1,033 ат =
= 101,3 кПа = 760 мм рт. ст.

$$p_d = \frac{\rho}{2} \cdot w^2$$

де:

p_d – динамічний тиск, Па;

ρ – густина, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

w – швидкість , $\frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Він також відомий як динамічний тиск Прандтля.

1.2.3 (Гідро-) статичний тиск p_{st}

Гідростатичний тиск – це тиск, що здійснюється рідиною на стінку в стані спокою.
Статичний тиск спричинюється, власне кажучи, силою тяжіння (вагою) рідини. Далі до нього додається тиск системи, який вноситься сюди розширювальним баком або пристроєм підтримки напору.

$$p_{st} = \rho \cdot g \cdot h + p_{sys}$$

де:

p_{st} – статичний тиск, Па = $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$;

ρ – густина, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

g – прискорення вільного падіння g = 9,81 $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$;

h – висота водяного стовпа, м;

p_{sys} – тиск системи, Па = $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$.

Зі збільшенням висоти стовпа рідини h статичний тиск Δp_h збільшується в лінійній залежності (рис. 1-3).

Загальний статичний тиск складається із статичного тиску p_{st} і зовнішнього тиску p_o.

$$p_{st\ ges} = p_{st} + p_o$$

де:

$p_{st\ ges}$ – загальний статичний тиск (абсолютний тиск), Па = $\frac{Н}{м^2}$;

p_{st} – статичний тиск, Па = $\frac{Н}{м^2}$;

p_o – зовнішній тиск, Па = $\frac{Н}{м^2}$.

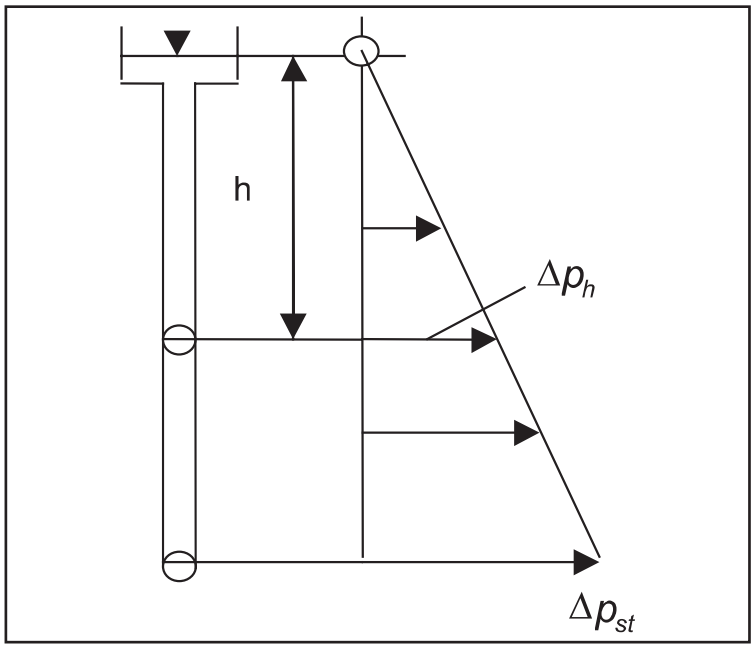


Рис. 1-3. Гідростатичний тиск

Приклад: розподіл тиску.

Розрахувати тиск, що його здійснює стовп води на стінку труби, якщо згідно з рис. 1-3 висота h нижча за рівень води відкритого резервуара і складає 10 м.

$$p_{st} = \rho \cdot g \cdot h = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 10 = 9{,}81 \cdot 10^4 \frac{кг}{м \cdot с^2} = 9{,}81 \cdot 10^4\ Па = 0{,}981\ бар \sim 1\ бар.$$

Щодо атмосферного тиску p_{amb} – цей тиск є надлишковим.
Абсолютний тиск для p_{amb} = 0,96 бар (тиск повітря на висоті 400 м над рівнем моря) дорівнює:

$$p_{abs} = p_{st} + p_{amb} = 98{,}1 + 96{,}0 = 98{,}1 + 96{,}0 = 194{,}1\ кПа = 1{,}94\ бар.$$

Результат:
стовп води висотою 10 м створює статичний надлишковий тиск, що дорівнює
10 м вод. ст. = 1 бар = 100 кПа.

Загальний тиск позначається як **робочий тиск** у системах. Це той тиск, що діє в якійсь визначеній точці системи:

$$p_{tot} = p_d + p_{st}$$

p_{tot} – робочий тиск, Па;
p_d – динамічний тиск, Па;
p_{st} – статичний тиск, Па.

1.2.4 Гідравлічний і еквівалентний діаметр

Для того щоб отримати аналогічні характеристики для некруглої труби, потрібні наведені нижче розрахунки.

Гідравлічний діаметр

У трубопроводах або каналах, поперечні перерізи яких відрізняються від круглого, з хорошим збігом із законами опору турбулентного потоку для діаметра круга D може бути застосований гідравлічний діаметр d_h.

$$d_h = \frac{4 \cdot A}{U}$$

де:

d_h – гідравлічний діаметр, м;
A – площа поперечного перерізу потоку рідини, м²;
U – змочений периметр поперечного перерізу потоку, м.

У трубах з круглим перерізом логічним є, що $d_h = D$ внутрішній діаметр.
Для труб прямокутного поперечного перерізу із сторонами прямокутника a і b справедливим є рівняння:

$$d_h = \frac{4 \cdot a \cdot b}{2 \cdot (a + b)} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b}.$$

Для труб квадратного поперечного перерізу із стороною квадрата a справедливим є рівняння:

$$d_h = \frac{4 \cdot a^2}{4 \cdot a} = a.$$

За **однакової швидкості** прямокутний канал з гідравлічним діаметром d_h має таку саму втрату тиску, як труба у вигляді циліндра з таким самим діаметром.

Фактична швидкість потоку w_{tat} для відповідного поперечного перерізу потоку A визначається за формулою:

$$w_{tat} = \frac{q_v}{A},$$

де:

w_{tat} – швидкість, $\frac{м}{с}$;
q_v – об'ємна витрата, $\frac{м^3}{с}$;
A – площа поперечного перерізу потоку, м².

Приклад: труба з прямокутним перерізом.

Визначимо масову витрату і гідравлічний діаметр для прямокутної труби 40 x 60 мм, по якій тече вода.

Товщина стінки s = 2 мм;
Переріз A = 36 x 56 = 2016 мм^2 = 0,002 м^2;
Периметр U = (36 + 56) · 2 = 184 мм = 0,184 м.

$$d_h = \frac{4 \cdot A}{U} = \frac{4 \cdot 0{,}002}{0{,}184} = 0{,}0435 \text{ м.}$$

Для фактичної швидкості потоку w = 2 $\frac{\text{м}}{\text{с}}$ масова витрата дорівнює:

$$q_m = A \cdot w \cdot \rho = 0{,}002 \cdot 2 \cdot 1000 = 4 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 14400 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

З діаграми для круглого перерізу по d_h і фактичної швидкості потоку можна знайти втрату на тертя в трубі. Це найбільш поширений спосіб.

Еквівалентний діаметр

Еквівалентний діаметр d_g використовується переважно в повітряних каналах з прямокутним перерізом потоку.

За **однакової об'ємної витрати** прямокутний канал з еквівалентним діаметром d_g має таку саму втрату тиску, як труба у вигляді циліндра з таким самим діаметром.

$$d_g = \sqrt[5]{\frac{32}{\pi^2}} \sqrt[5]{\frac{a^3 b^3}{a+b}} = 1{,}27 \sqrt[5]{\frac{a^3 b^3}{a+b}}$$

Параметр d_g використовується у випадках, де задається падіння тиску для певної об'ємної витрати, наприклад, при розрахунку мережі каналів кондиціонерів високого тиску і при балансуванні ділянок труб (відгалуження). З допомогою d_g можна легко отримати необхідні розміри прямокутного каналу, особливо, якщо є відповідні таблиці.

1.2.5 Число Рейнольдса

Число Рейнольдса – це безрозмірний параметр, що описує вид потоку. Потоки в трубах однотипні, якщо вони мають однакове число Рейнольдса Re.

$$Re = \frac{w \cdot D}{v}$$

де:

w – швидкість, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;
D – внутрішній діаметр труби, м;
v – кінематична в'язкість, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$.

Для води
10 °C $v = 1{,}31 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;
80 °C $v = 0{,}37 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;

для надлегкого рідкого палива
20 °C $v = 6{,}00 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$.

При $Re \leq 2320$ потік є **ламінарним** (розшарованим), тобто швидкості в трубі розподілені у формі параболи. Починаючи з $Re = 2320$, потік є **турбулентним.**
Звичайні для опалювальної техніки потоки, в яких частинки рідини одночасно виконують ще й коливальні рухи в декількох напрямках, є турбулентними і мають згладжений профіль розподілу швидкостей. Чим вище число Рейнольдса, тим більш згладжений профіль швидкостей.

1.2.6 Тертя в прямій трубі

Для розрахунку падіння тиску рідких середовищ у трубах круглого перерізу при довжині прямої ділянки l існує формула:

$$\Delta p_R = R \cdot l = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2$$

де:

Δp_R – падіння тиску в трубі, Па;
R – втрати тиску на метрі труби = втрати на тертя в трубі, $\frac{\text{Па}}{\text{м}}$;
l – довжина ділянки труби, м;
λ – коефіцієнт тертя в трубі;
D – внутрішній діаметр труби, м;
ρ – густина, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;
w – швидкість, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;
$\frac{\rho}{2} \cdot w^2$ – динамічний тиск за Прандтлем, Па.

Величина R у Па/м – це падіння тиску на метрі труби і також називається питомими **втратами на тертя в трубі**. Величину R можна взяти з діаграм або таблиць (див. додаток).

1.2.7 Коефіцієнт тертя труб в аерогідродинаміці

Безрозмірний коефіцієнт тертя труби λ залежить від шорсткості труби k, вираженої в мм, від режиму потоку (Re) і від температури переміщуваного середовища.
Звичайні значення λ для води = 0,02 ... 0,05.
При **ламінарному** потоці ($Re < 2320$) для коефіцієнта тертя труби справедливим є рівняння:

$$\lambda = \frac{64}{Re}.$$

Для розрахунку коефіцієнта тертя технічно шорстких труб у зоні **турбулентного** потоку ($Re > 2320$) справедливою є формула Кольбрука-Уайта:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log\left[\frac{2{,}51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + 0{,}27 \cdot \frac{k}{d_h}\right]$$

де:

λ – коефіцієнт тертя труби;
k – шорсткість труби, м;
d_h – гідравлічний діаметр, м;
Re – число Рейнольдса.

Таблиця. 1-2. Абсолютна шорсткість k для різних труб

	мм
цільнотягнуті труби (наприклад, мідні)	0,0013 ... 0,0015
стандартні сталеві труби (середнє значення)	0,045
стандартні сталеві труби з помірним відкладенням накипу та іржею	0,15 ... 0,2
стандартні сталеві труби зі значним відкладенням накипу та іржею	1,0 ... 3,0
полімерні труби	0,0015 ... 0,0070

Значення коефіцієнта λ можна взяти з діаграми (рис. 1-4).

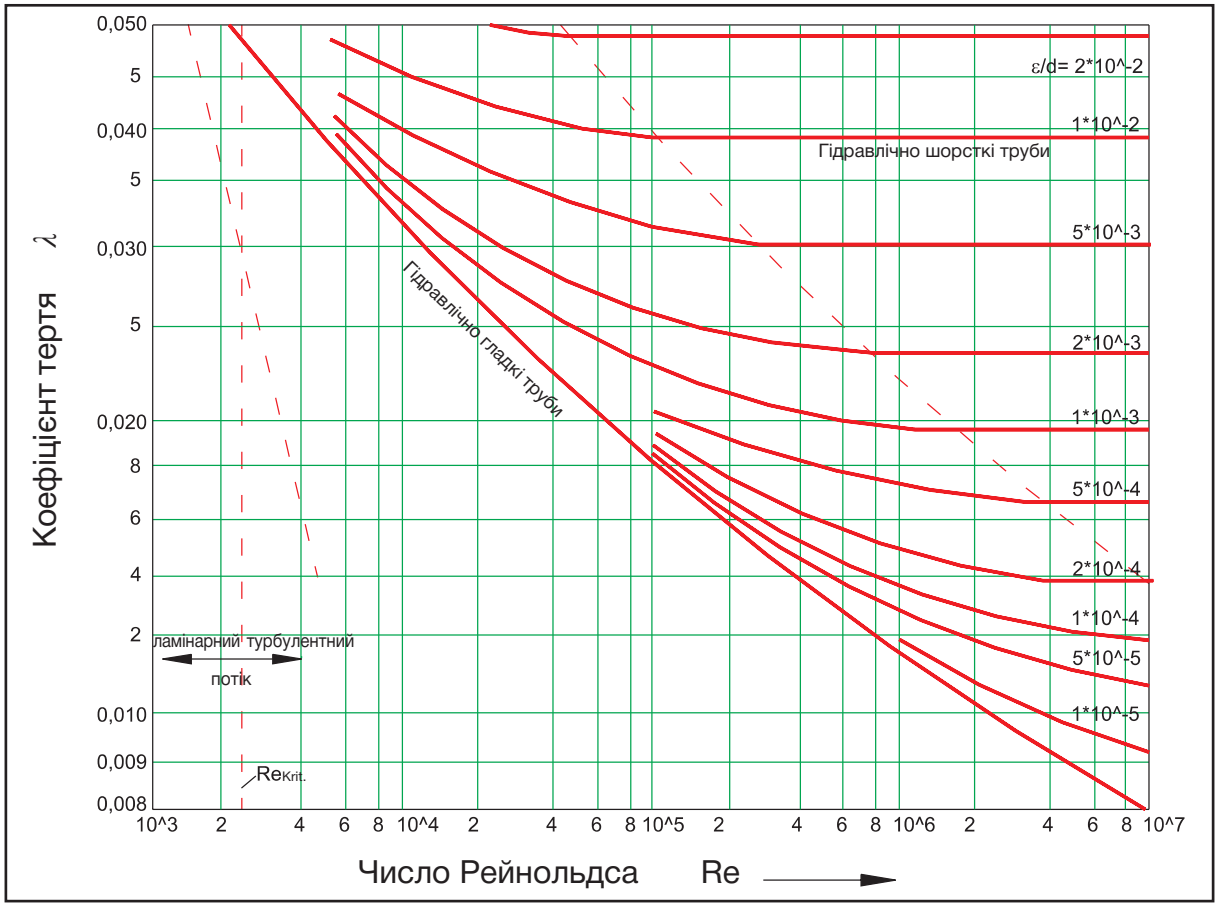


Рис. 1-4. Коефіцієнт тертя для труб

1.2.8 Падіння тиску, спричинене місцевими опорами

Слід враховувати додаткові втрати тиску внаслідок наявності арматури, фасонних деталей, резервуарів, приладів і т. д.

Ці втрати тиску пропорційні динамічному тиску при середній швидкості потоку і тому можуть бути визначені за допомогою коефіцієнта місцевого опору ζ.

Падіння тиску розраховується:

$$\Delta p_E = Z = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2$$

де:

Δp_E – падіння тиску через місцеві опори (Z), Па;

ζ – коефіцієнт місцевого опору;

ρ – густина (для води $\rho \approx 1000$ $\frac{кг}{м^3}$), $\frac{кг}{м^3}$;

w – швидкість, $\frac{м}{с}$.

Швидкість можна розрахувати за рівнянням нерозривності або взяти з таблиці (див. додаток).

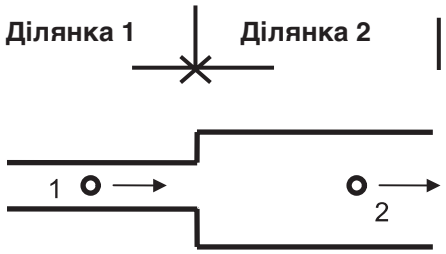
Арматура, фасонні деталі, резервуари, прилади тощо спричиняють втрати на тертя об стінки і на повороти, що враховуються коефіцієнтом місцевого опору і можуть бути визначені дослідним шляхом. При цьому слід враховувати ту швидкість, до якої відноситься коефіцієнт (див. у додатку таблицю коефіцієнтів для місцевих опорів).

Для практичних обчислень таблиці містять округлені значення для звичайних місцевих опорів (див. формуляр H106 у додатку).

Приклади деяких місцевих опорів

а) Раптове розширення труби

Втрата тиску значною мірою спричинюється розсіюванням (змішуванням внаслідок різної швидкості і зміни напряму потоку частинок рідини), тому в теоретичних підходах використовується імпульсне рівняння.



$$\zeta_1 = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$$ відносно ділянки 1

$$\Delta p_E = Z_1 = \zeta_1 \frac{\rho}{2} w_1^2$$

Тому падіння тиску $\Delta P_E = Z_1$ слід відносити до ділянки 1

Рис. 1-5. Місцевий опір – розширення труби

б) Розгалуження

У разі розгалуження маса потоку рідини змінюється внаслідок відтоку (розділення) або припливу (з'єднання). В результаті розділення або з'єднання виникають втрати тиску потоку, що відводиться або підводиться, і основного потоку.

Коефіцієнт місцевого опору ζ залежить від різних факторів впливу:

- від форми поперечного перерізу потоку (круг або прямокутник);
- від співвідношень перерізу A/A_A або A/A_D;
- від співвідношення швидкостей w/w_A або w/w_D;
- від кута розгалуження β і від форми відгалуження (наприклад, конічна).

Ці фактори впливу приводять до безлічі значень коефіцієнта ζ.
Розраховуючи втрати тиску, слід звернути увагу на те, до якого динамічного тиску відноситься величина коефіцієнта ζ: до тиску швидкості потоку w перед розділенням (прохід) чи до тиску швидкості потоку w_A у розгалуженні. При об'єднанні потоку це може дати навіть від'ємні величини коефіцієнта ζ, а саме тоді, коли здійснюється підведення енергії за допомогою частинок потоку, що мають велику енергію. Втрату у розгалуженні можна зменшити конічним переходом, а також за допомогою закруглення зчленування головної труби з розгалуженням. Розділення потоку у формі дугового (зігнутого) розгалуження також приводить, особливо для розгалуження під кутом 90°, до менших втрат розділення. Це стосується також і об'єднання потоку.

Для звичайних співвідношень можна брати значення, вказані на рис. 1-6.
У середньому можна брати для розділення в розподільнику коефіцієнт ζ = 0,5, а для об'єднання в колекторі коефіцієнт ζ = 1,0, приведений до поперечного перерізу підключення.

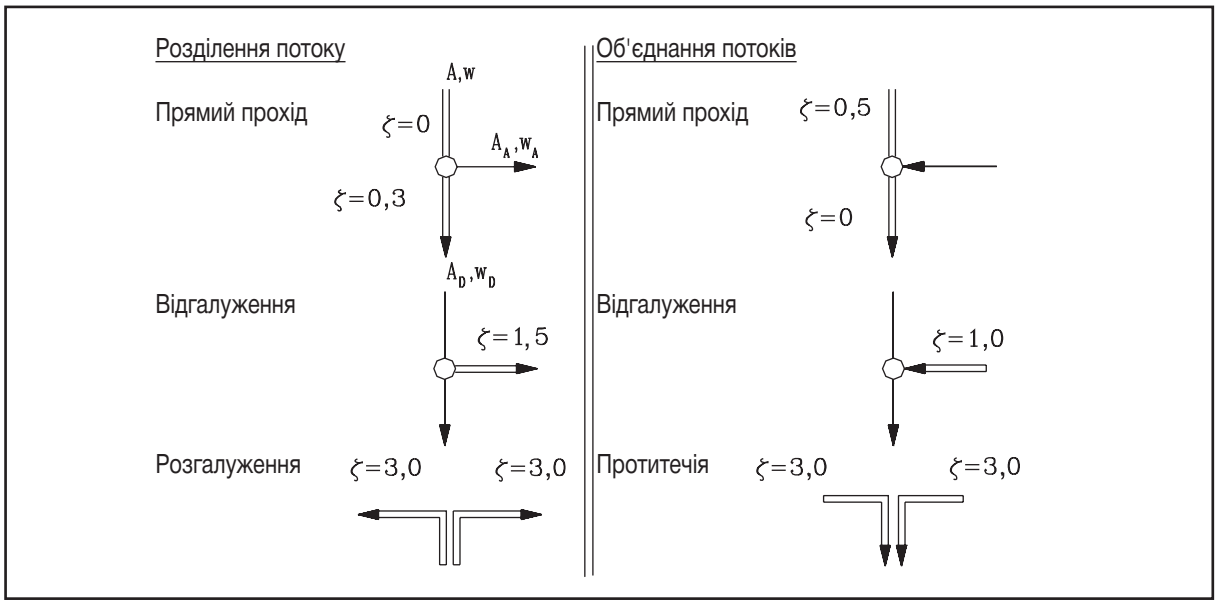


Рис. 1-6. Коефіцієнти опору для прямих трійників

в) Лічильники тепла

Їх встановлюють для кількісного обліку спожитої теплової енергії. Перед кожним лічильником тепла слід монтувати окрім фільтра-грязьовика пряму ділянку завдовжки від 5D до 8D, а після нього завдовжки від 2D до 3D. Датчики за можливості слід монтувати на вигині трубопроводу у занурювальній гільзі проти напрямку потоку.
Втрату тиску в лічильнику слід брати із технічної документації виробника.

г) Радіатори

Втрати тиску в секційних і панельних радіаторах, конвекторах, через які вода протікає з малою швидкістю, можна розраховувати зі значенням коефіцієнта ζ = 2,5.
Втрати тиску в радіаторі в Па розраховуються за формулою:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_H^2$$

w_H – це швидкість води у вхідному перерізі трубопроводу, наприклад, DN20 згідно з ÖNORM M 5611, сталеві труби з різзю, але не швидкість потоку в приєднувальному патрубку радіатора, тому для точного розрахунку необхідно було б розглядати кожен радіатор як окрему ділянку. Для панельних радіаторів з малими прохідними перерізами втрати тиску слід визначати за даними фірм-виробників згідно з діаграмами втрат тиску.

ґ) Контури підлогових та стінових опалювальних панелей

Падіння тиску в опалювальному контурі може бути розраховане на основі його l. Значення коефіцієнтів R слід брати з таблиць виробника.

$$\Delta p_{FB} = R \cdot l$$

д) Калорифери, теплообмінники та сонячні панелі

У загальному випадку втрати тиску Δp_N слід брати з технічної документації при номінальній об'ємній витраті q_N.

Наявне падіння тиску Δp_2 залежить від квадрата наявної об'ємної витрати q_{v2} :

$$\Delta p_2 = \Delta p_N \cdot \left(\frac{q_{v2}}{q_{vN}} \right)^2$$

Приклад: знайти втрати тиску в калорифері при витраті, відмінній від номінальної.

Згідно з документацією виробника калорифер має по водяному контуру втрату тиску величиною 1,2 м вод. ст. при номінальній об'ємній витраті, що дорівнює 3,2 $\frac{м^3}{год}$.

Знайти втрату тиску при витраті 5 $\frac{м^3}{год}$.

$$\Delta p_2 = \Delta p_N \cdot \left(\frac{q_{v2}}{q_{vN}} \right)^2 = 1{,}2 \cdot \left(\frac{5}{3{,}2} \right)^2 = 2{,}93 \text{ м вод. ст.}$$

1.2.9 Падіння тиску в регулювальних клапанах і виконавчих елементах

Якщо змінюється витрата води, то змінюється також і падіння тиску.

Падіння тиску в регулювальних клапанах або у клапанах з попереднім налаштуванням може бути представлено графічно у вигляді кривої витратної характеристики клапана (рис. 1-7).

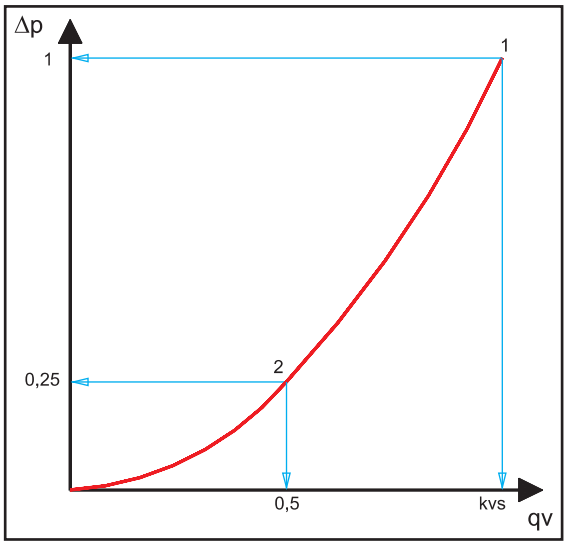


Рис. 1-7. Витратна характеристика клапана

Коефіцієнт витрати клапана (пропускна здатність) k_v вказує об'ємну витрату води q_v в $\frac{м^3}{год}$ при падінні тиску 1 бар (згідно VDI/VDE - 2173) /19/.

$$k_v = \frac{q_v}{\sqrt{\Delta p_V}}$$

Якщо $\rho \neq 1000$, наприклад, пара, то:

$$k_v = q_v \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_V}}$$

Під величиною k_v виконавчого елемента розуміють його витрату в $\frac{м^3}{год}$, яка при відкритому клапані (номінальний хід H) дає падіння тиску в 1 бар = 100 кПа. Величину k_{vs} визначають при повністю відкритому клапані, тобто при номінальному ході H_{100}.

Для $q_{v1} = k_{vs}$ та Δp_1 = 1 бар падіння тиску на клапані з формули $\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left(\frac{q_{v2}}{q_{v1}}\right)^2$ дорівнює:

$$\Delta p_V = \left(\frac{q_v}{k_{vs}}\right)^2$$ бар з q_v в $\frac{м^3}{год}$ або

$$\Delta p_V = 100 \cdot \left(\frac{q_v}{k_{vs}}\right)^2$$ кПа з q_v в $\frac{м^3}{год}$.

Падіння тиску у клапані може бути розраховане з коефіцієнтом місцевого опору ζ, відповідно до поперечного перерізу підключення клапана, за формулою:

$$\Delta p_V = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 = 10^5 \cdot \left(\frac{q_v}{k_{vs}}\right)$$ в Па,

де:

ζ – коефіцієнт місцевого опору;

ρ – густина, $\frac{кг}{м^3}$;

w – швидкість у поперечному перерізі з'єднання, $\frac{м}{с}$;

q_v – об'ємна витрата, $\frac{м^3}{год}$;

k_{vs} – пропускна здатність повністю відкритого клапана, $\frac{м^3}{год}$;

Δp_V – падіння тиску у клапані, бар.

Падіння тиску можна розрахувати за пропускною здатністю клапана k_{vs}, незалежно від приєднувального перерізу.

Приклад: знайти дійсне падіння тиску на регулювальному клапані.

Необхідно вибрати регулювальний клапан при падінні тиску Δp_V і витраті q_v.
Падіння тиску на клапані Δp_V = 5 кПа = 0,05 бар.
Об'ємна витрата q_v = 1,5 $\frac{м^3}{год}$;

$$k_V = \frac{q_v}{\sqrt{\Delta p_V}} = \frac{1{,}5}{\sqrt{0{,}05}} = 6{,}7 \frac{м^3}{год},$$

вибране k_{vs} = 6,3 (дивися додаток).

Дійсне падіння тиску на вибраному клапані обчислюється за формулою:

$$\Delta p_V = 100 \cdot \left(\frac{q_v}{k_{vs}}\right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{1{,}5}{6{,}3}\right)^2 = 5{,}7 \text{ кПа}.$$

Приклад: визначити падіння тиску на запірно-регулюючих радіаторних клапанах.

Місцеві опори клапанів радіаторів, що наведені у додатку, відносяться тільки до швидкості води w у сталевих трубах з різзю згідно з ÖNORM 2440(ÖNORM M 5611). Для води правильною є формула:

$$\Delta p_V = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 = \zeta \cdot 500 \cdot w^2, \text{ Па.}$$

При підключенні інших труб, наприклад, мідних, полімерних, падіння тиску слід визначати за допомогою величини k_v.

Застосовувати при цьому вказані значення місцевого опору не можна.

Herz AS, артикульний номер 6823, розмір 3/4" = DN20 $k_{vs} = 2{,}2 \frac{м^3}{год}$.
Розрахуємо падіння тиску на клапані для $q_v = 500 \frac{л}{год} = 0{,}5 \frac{м^3}{год}$.

$$\Delta p_V = 100 \cdot \left(\frac{q_v}{k_{vs}} \right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{0{,}5}{2{,}2} \right)^2 = 5{,}16 \text{ кПа.}$$

1.2.10 Падіння тиску на ділянках з постійним перерізом

Ділянкою називається така частина трубопроводу, яка за однакового внутрішнього діаметра труби дає однакову масову витрату.

Втрата тиску на ділянці (витрата і внутрішній діаметр труби залишаються постійними) з довжиною l є сумою падіння тиску внаслідок тертя в трубі і падіння тиску внаслідок місцевих опорів.

$$\Delta p = p_1 - p_2 = R \cdot l + \Delta p_E = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 + \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2$$

де:

λ – коефіцієнт тертя в трубі;
l – довжина труби, м;
D – внутрішній діаметр труби, м;
ρ – густина, $\frac{кг}{м^3}$;
w – швидкість, $\frac{м}{с}$;
ζ – коефіцієнт опору;
R – питомі лінійні втрати тиску, $\frac{Па}{м}$;
Δp – втрати тиску, Па;
Δp_E – втрати тиску на місцевих опорах, Па.

Втрата тиску пропорційна квадрату об'ємної витрати.

Тиск підвищується, наприклад, згідно з наведеним нижче рівнянням

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left(\frac{q_{v2}}{q_{v1}} \right)^2$$

де:

Δp – втрата тиску, Па;
q_{v1} – об'ємна витрата при Δp_1, $\frac{м^3}{с}$;
q_{v2} – об'ємна витрата при Δp_2, $\frac{м^3}{с}$.

1.2.11 Характеристика системи (характеристика мережі трубопроводів)

Характеристика системи – це крива, яка показує взаємозв'язок між втратою тиску в системі і витратою. Вона виводиться із закону збереження енергії Бернуллі. Для визначеної витрати потрібний необхідний напір у системі. Він випливає із статичної складової напору, яку необхідно здолати для того, щоб підняти воду на висоту водяного стовпа H_0 і здолати втрати тиску в системі. Ці втрати тиску можуть бути отримані за допомогою складання окремих втрат тиску послідовно підключених ділянок:

$$\Delta p = \sum\left(\frac{\lambda \cdot l}{D} + \sum\zeta\right)\cdot\frac{\rho}{2}\cdot w^2 + \Delta p_v + \Delta p_{st}$$

$$\Delta p_{st} = \rho \cdot g \cdot \Delta H_o$$

Втрата тиску в системі складається з втрат тиску в трубах, в місцевих опорах і з втрати тиску в регулювальних клапанах.

Рівняння характеристики мережі трубопроводів замкнутої системи:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{D}\cdot\frac{\rho}{2}\cdot w^2 + \sum\zeta\cdot\frac{\rho}{2}\cdot w^2 =$$
$$= \left(\sum\lambda\cdot\frac{l}{D} + \sum\zeta\right)\cdot\frac{\rho}{2}\cdot\frac{q_v^2}{A^2} = K\cdot q_v^2,$$

де:

Δp – втрата тиску, Па;

ρ – густина, $\frac{кг}{м^3}$;

w – швидкість, $\frac{м}{с}$;

ζ – коефіцієнт місцевого опору;

λ – коефіцієнт тертя в трубі;

l – довжина труби, м;

A – площа поперечного перерізу потоку, м²;

D – внутрішній діаметр труби, м;

q_v – об'ємна витрата, $\frac{м^3}{с}$;

K – стала величина мережі трубопроводів, $\frac{Па\cdot с^2}{м^6}$;

Δp_V – втрати тиску в регулювальних клапанах і клапанах з попереднім налаштуванням, Па;

Δp_{st} – гідростатичний тиск, Па;

g – прискорення вільного падіння, яке дорівнює 9,81 $\frac{м}{с^2}$;

H_0 – висота стовпа води, м вод. ст.

Крива є квадратичною параболою і може бути взята з рис. 1-8.

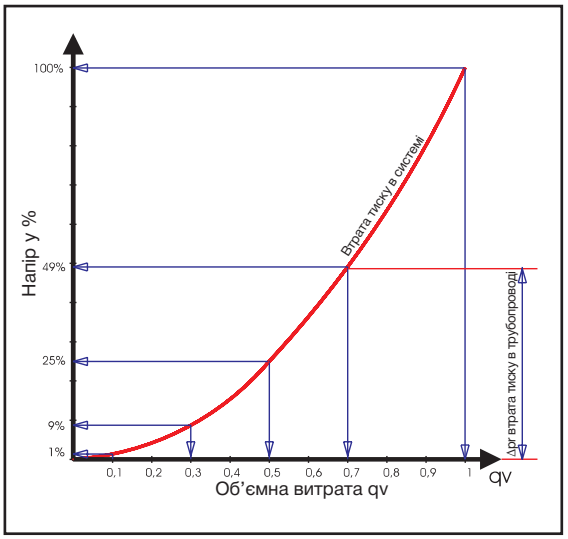


Рис. 1-8. Характеристика системи

Характеристика системи для **відкритої** системи показує частку статичного напору, яку необхідно подолати насосом, щоб підняти воду на висоту водяного стовпа H_0. На рис. 1-9 представлена характеристика відкритої системи. Криві у формі параболи при різних положеннях настройки клапана від 1 до 5 починаються від точки статичного напору ΔH_o.

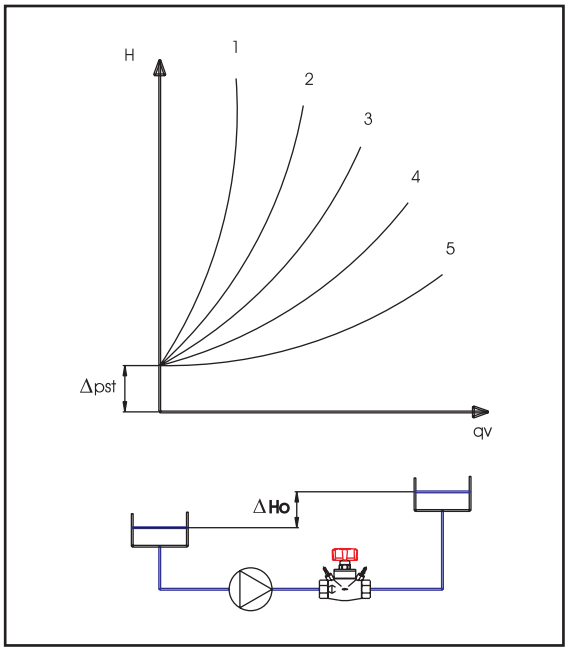


Рис. 1-9. Характеристика відкритої системи

Закрита система – це замкнутий контур. Це означає, що така сама кількість води, яка закачується насосом через подавальний трубопровід від котла до радіаторів, тече знову через зворотний трубопровід від радіаторів назад у котел. Тобто, вниз завжди повертається стільки ж води, скільки закачується вгору. Напір слугує тут не для того, щоб здолати певний перепад висот. Циркуляції теплоносія сприяє не лише насос, а й гравітація. Під дією сили тяжіння захолола вода зворотного трубопроводу (більшої густини, ніж вода в подавальному трубопроводі) тече вниз, а легша вода в подавальному трубопроводі піднімається вгору.
Цей вплив сил тяжіння враховується, проте, лише тоді, коли він складає відчутну частку від напору насоса. Це може мати місце при дуже малих напорах насоса або в системах опалення висотних будинків.
У закритій системі параболічна характеристика проходить через нульову точку (див. рис. 1-10). Характеристика системи показує взаємозв'язок між напором і об'ємною витратою. Якщо необхідно перекачати 70% теплоносія від загальної кількості, вимагається тільки 49% тиску, при 50% кількості необхідно тільки 25% і т.д. У робочих діаграмах виробників насосів дуже часто характеристики системи накреслені у вигляді ряду кривих або як прямі в подвійній логарифмічній діаграмі.

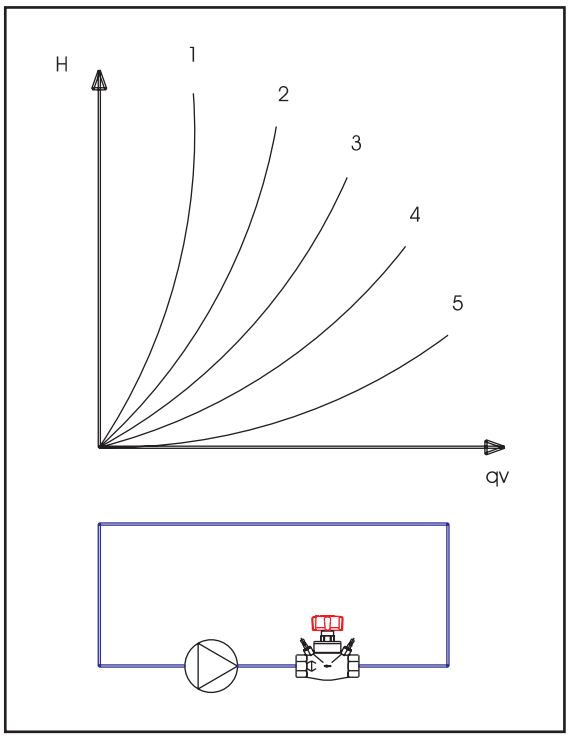


Рис. 1-10. Характеристика закритої системи

Під час опалювального періоду система опалення перебуває в нескінченно великій кількості експлуатаційних станів. Кожному з цих експлуатаційних станів належить відповідна характеристика (на рис. 1-10 представлена характеристика закритої системи). Характеристична крива 5 показує опори для змінної об'ємної витрати при відкритому клапані. Зазвичай в системах опалення досягають стану часткового навантаження за допомогою дросельних клапанів, наприклад, термостатичних клапанів. При цьому опір зростає. Нахил кривої збільшується, доки при нульовій витраті не досягне вертикального положення.

1.2.12 Паралельне ввімкнення трубопроводів

При гідравлічному паралельному ввімкненні трубопроводів потік q_m розділяється на потоки q_{m1} і q_{m2}. Це розділення відбувається в стані рівноваги, в якому падіння тиску на ділянках 1 і 2 є однаковим. Перепад тисків відповідає **вузловому перепаду тисків (KKD)** між вузлами A і B.
На кожній ділянці для характеристики системи чинним буде:

$$\Delta p_1 = K_1 \cdot q_{m1}^2,$$
$$\Delta p_2 = K_2 \cdot q_{m2}^2.$$

Тому в стані рівноваги вузловий перепад тисків зводиться до:

$$KDD = \Delta p = K_1 \cdot q_{m1}^2 = K_2 \cdot q_{m2}^2$$

На рис. 1-11 можна бачити порівняння електричної та гідравлічної паралельних схем увімкнення.

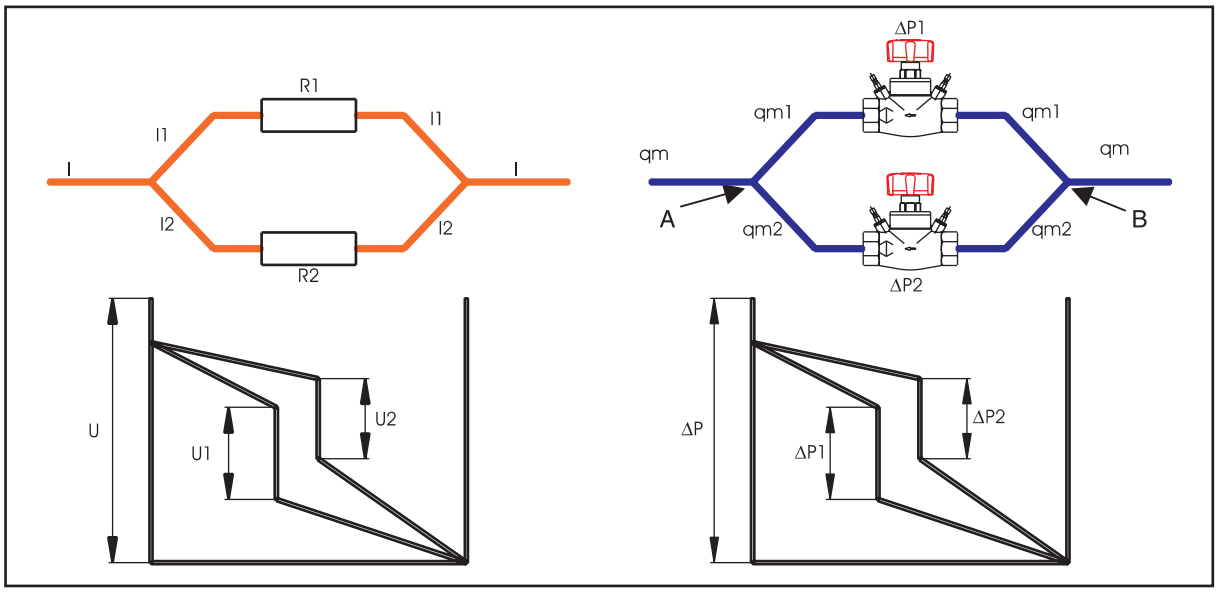


Рис. 1-11. Порівняння електричного і гідравлічного паралельного увімкнення опорів

Сума всіх падінь напруги або втрат тиску на кожній паралельно увімкненій ділянці є однаковою.

Діаграма зрівноваження:
Просте графічне зображення співвідношення тисків можна передати за допомогою діаграми зрівноваження (рис. 1-12).

Складання діаграми зрівноваження здійснюється за такими етапами:
- на вісь x слід нанести необхідні масові витрати $q_{m1} + q_{m2}$;
- слід нанести обидві характеристики паралельних ділянок (параболи 1 і 2);
- із заданої РТ (2) слід провести вертикаль;
- отримано дві точки перетину (1) і (2);
- перепад висот між верхньою (2) і нижньою точками (1) – це втрата тиску Δp_{VE} при q_{m1}, яку слід додатково забезпечити клапаном.

Якщо тепер у контурі 1 на клапані додатково налаштовується ця втрата тиску, то для налаштованої ділянки отримано нову характеристику (1*).
Точка перетину цієї лінії 1* з характеристикою паралельної ділянки 2 – це задана робоча точка (2).

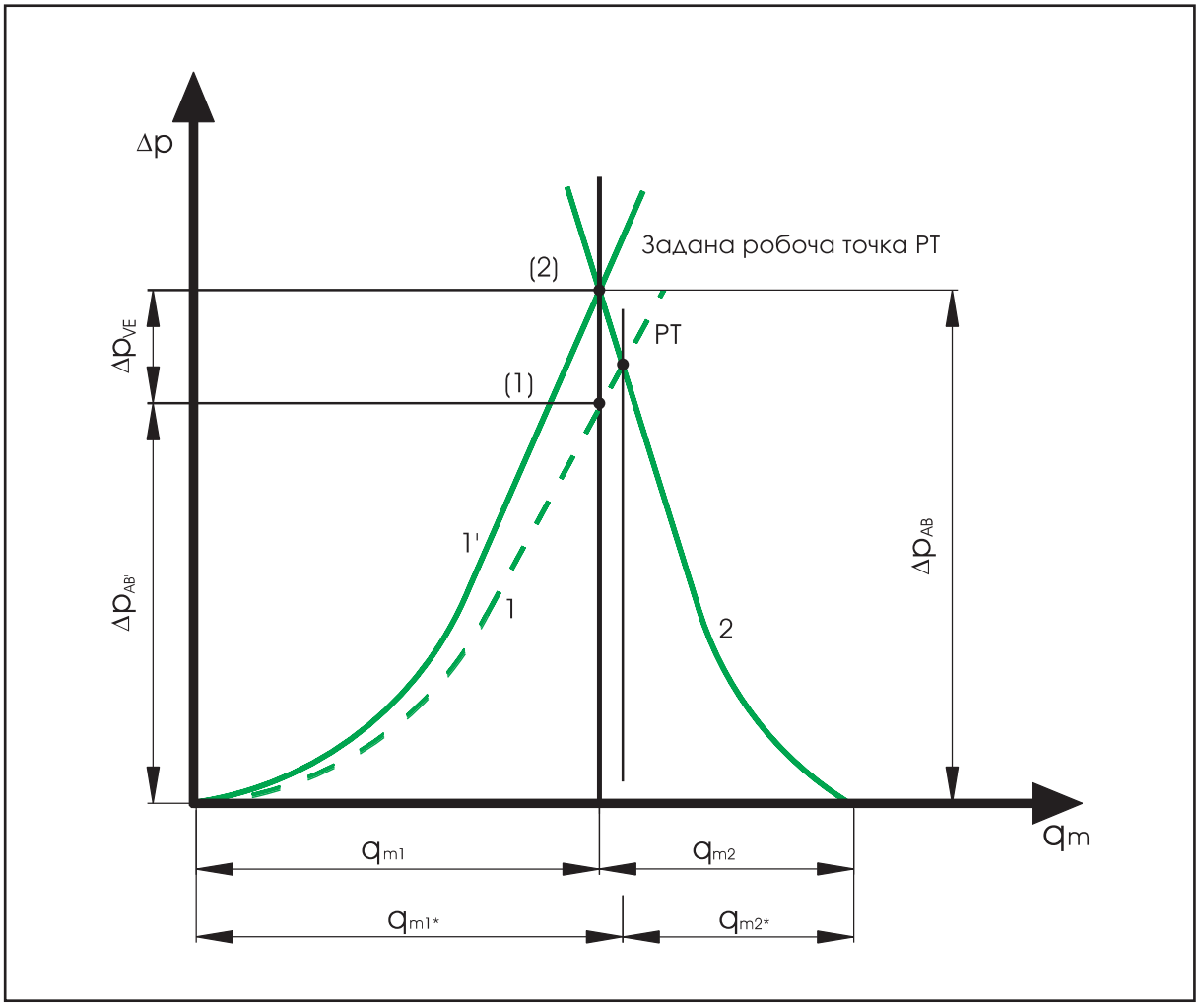


Рис. 1-12. Діаграма зрівноваження паралельно увімкнених частин мережі

Без зрівноваження:

Якби значення Δp_{VE} не було відрегульоване клапаном, то налаштувався би рівноважний стан між обома паралельними ділянками труб. Внаслідок цього відбувається перерозподіл витрати від q'_{m1} до q'_{m2}.

Задане значення знаходиться в точці (2) і відхилення потоків можна взяти безпосередньо з діаграми.

Приклад: підключення двох радіаторів.

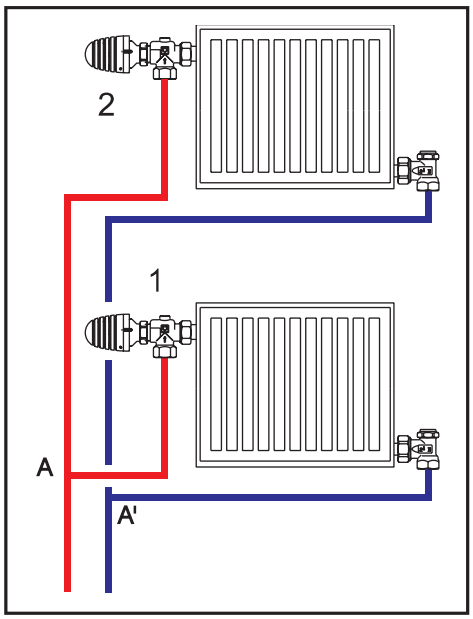


Рис. 1-13. Два паралельно підключених радіатора

Два радіатори підключені паралельно, необхідно зрівноважити падіння тисків на термостатичних клапанах.

Радіатор 1: Потужність радіатора Φ_1 = 1600 Вт.
Падіння тиску в приєднувальному трубопроводі радіатора A-1-A' = 250 Па.

Радіатор 2: Потужність радіатора Φ_2 = 800 Вт.
Падіння тиску в приєднувальному трубопроводі A-2-A' = 60 Па.

Різниця температур складає 10 K.
Термостатичні клапани радіаторів слід відрегулювати так, щоб падіння тиску в **кожному** циркуляційному кільці було однаковим. Можна виходити з того, що падіння тиску на радіаторі 1 є більшим, ніж на радіаторі 2, тому враховуємо, що клапан радіатора 1 відкритий повністю.
Клапан радіатора 2 слід налаштувати на вузловий перепад тисків A-1-A'.

Для цього зробимо розрахунок об'ємної витрати.

$$q_{v1} = \frac{\Phi_1}{c \cdot \Delta\theta} = \frac{1600}{4200 \cdot 10} = 0,038 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 0,038 \frac{\text{л}}{\text{с}} = 136,8 \frac{\text{кг}}{\text{год}};$$

$$q_{v2} = \frac{\Phi_2}{c \cdot \Delta\theta} = \frac{800}{4200 \cdot 10} = 0,019 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 0,019 \frac{\text{л}}{\text{с}} = 68,4 \frac{\text{кг}}{\text{год}}.$$

Вибираємо термостатичний клапан ГЕРЦ-TS-98-V 1/2".
Падіння тиску на клапані радіатора 1 при максимальному значенні настройки («6») складає:

$$\Delta p_{HRv1} = \left(\frac{q_{v1}}{k_v} \right)^2 = \left(\frac{0,1368}{0,55} \right)^2 = 0,06190 \text{ бар} = 6190 \text{ Па}.$$

Падіння тиску на клапані радіатора 2: $\Delta p_1 = \Delta p_2$

250 Па + 6190 Па = 60 Па + Δp_{HRv2} ⟶ Δp_{HRv2} = 6380 Па настройка клапана = 2.

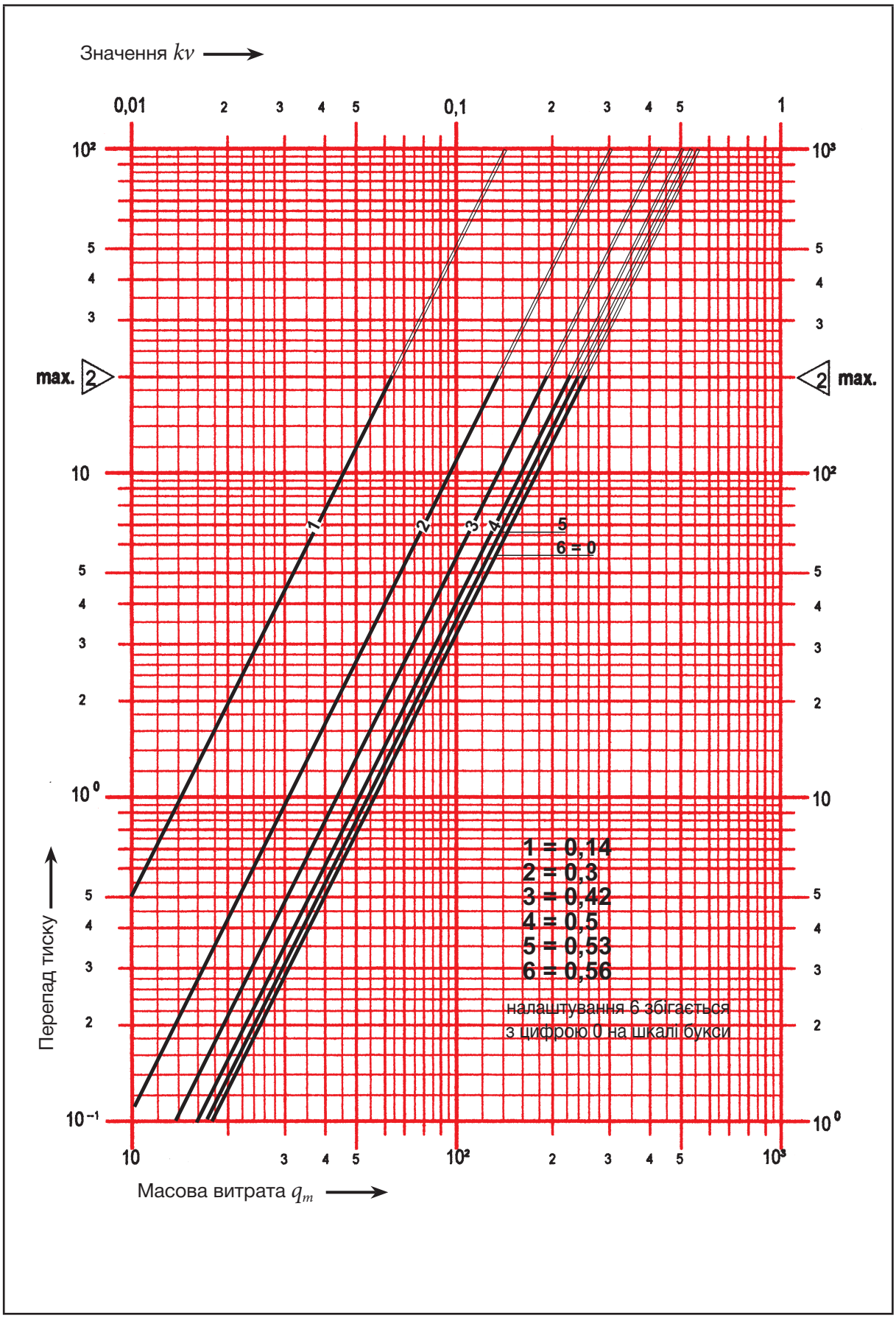


Рис. 1-14. Клапан ГЕРЦ-TS-98-V 1/2"

2 Циркуляційні насоси

2.1 Основні положення, терміни

Завданням циркуляційного насоса є забезпечення циркуляції води в системі водяного опалення, тобто транспортування теплоносія від котла до споживачів тепла і від споживачів назад до котла.

2.1.1 Подача

Подача – це об'ємна витрата, що подається насосом через його вихідний отвір.
Подача обчислюється з втрат тепла на споживачах і втрат при розподілі тепла.

$$q_{v_1} = \frac{\Phi_H + \Phi_V}{\rho \cdot c \cdot \Delta\theta}$$

де:

Φ_H – тепловий потік у споживача, Вт;
Φ_V – втрати при розподілі тепла, Вт;
$\Delta\theta$ – різниця температур теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах, К;
c – питома теплоємність (вода c = 4,196 $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$), $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;
ρ – густина (вода при 80 °С ρ = 971,6 $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$), $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Примітка:
В опаленні густина з достатньою точністю може бути прийнята ρ = 1000 $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

2.1.2 Напір H

Напір – висота підняття стовпа рідини відносно входу в насос, тобто це тиск, що надає переміщуваній рідині можливість здолати всі опори в трубопроводах, який розраховується за формулою:

$$H = \frac{\sum (l \cdot R + Z)}{\rho \cdot g}$$

де:

l – довжина трубопроводу, м;
R – питомі лінійні втрати тиску в трубопроводі, $\frac{\text{Па}}{\text{м}}$;
Z – втрати тиску в місцевому опорі, Па;
ρ – густина (вода при 80 °С ρ = 971,6 $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$), $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;
g – прискорення вільного падіння (g = 9,81 $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$), $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$.

2.1.3 Корисна потужність насоса

Це та потужність електричного двигуна, яка безпосередньо використовується для подачі води, тобто потужність, що передана відцентровим насосом потоку.

$$P = \rho \cdot g \cdot q_v \cdot H$$

де:

q_v – об'ємна витрата ($\dot{V}$), $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;
P – потужність, Вт;
g – прискорення вільного падіння (g = 9,81 $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$), $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$;
ρ – густина, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;
H – напір, м вод. ст.

2.1.4 Потужність електроприводу P_{el}, і загальний коефіцієнт корисної дії насоса $\eta_{\Sigma H}$

Потужність електроприводу визначається за формулою:

$$P_{el} = \frac{q_v \cdot \Delta p_p}{\eta_{\Sigma H}}$$

де:

q_v – об'ємна витрата, $\frac{м^3}{с}$;

Δp_p – робочий тиск (1 м вод. ст. = = 10 кПа = 10 000 Па), Па;

$\eta_{\Sigma H}$ – загальний коефіцієнт корисної дії насоса = $\eta_{np} \cdot \eta_H$,

де:

η_{np} – ККД приводу;

η_H – ККД насоса.

Для циркуляційних насосів з електроприводом справедливим є таке:

$$\eta_{\Sigma H} = \eta_{np} \cdot \eta_H$$

- η_H: 0,60 ... 0,80 малі насоси; 0,80 ... 0,90 великі насоси
- η_{np}: 0,80 ... 0,95 електродвигун
- $\eta_{\Sigma H}$: загальний коефіцієнт корисної дії насоса

2.1.5 Величина кавітаційного запасу тиску

Величина кавітаційного запасу тиску H = NPSH Wert (Net Positive Suction Head) = = величина тиску за вирахуванням тиску скипання у вхідному перерізі насоса, тобто мінімально допустиме перевищення напору перед насосом над тиском насичених водяних парів.

$$H = \frac{p_d - p_{st}}{\rho \cdot g} + \frac{w_d^2 - w_s^2}{2 \cdot g} + (h_d - h_s)$$

де:

p_d – динамічний тиск, Па;

p_{st} – статичний тиск, Па;

ρ – густина, $\frac{кг}{м^3}$;

g – прискорення вільного падіння ($g = 9{,}81\ \frac{м}{с^2}$), $\frac{м}{с^2}$;

w_d – швидкість у нагнітальному патрубку, $\frac{м}{с}$;

w_s – швидкість у всмоктувальному патрубку, $\frac{м}{с}$;

h_d – географічна висота нагнітального патрубка, м;

h_s – географічна висота всмоктувального патрубка, м.

Для того щоб уникнути кавітації, величина кавітаційного запасу тиску системи має бути обов'язково вищою, ніж значення NPSH насоса, вказаного фірмою-виробником.

2.1.6 Закони тотожності

Для будь-якого насоса з хорошим наближенням є справедливими такі закони (закони пропорційності і тотожності):

Витрата є пропорційною швидкості обертання:

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Напір є пропорційним квадрату швидкості обертання:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

Загальна споживана електрична потужність є пропорційною третьому степеню швидкості обертання:

$$\frac{P_{El1}}{P_{El2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

2.1.7 Характеристика насоса і робоча точка

Ця характеристика дає взаємозв'язок між витратою і напором при постійній швидкості обертання. Вона знімається на випробувальному стенді за допомогою дроселювання витрати насоса і називається також кривою дроселювання.

При закритому клапані, тобто при витраті, що дорівнює нулю, досягається найвищий тиск, максимальний **напір**. Цей напір часто вказують у позначеннях насосів.

Під робочою точкою розуміють точку перетину характеристик системи і насоса.

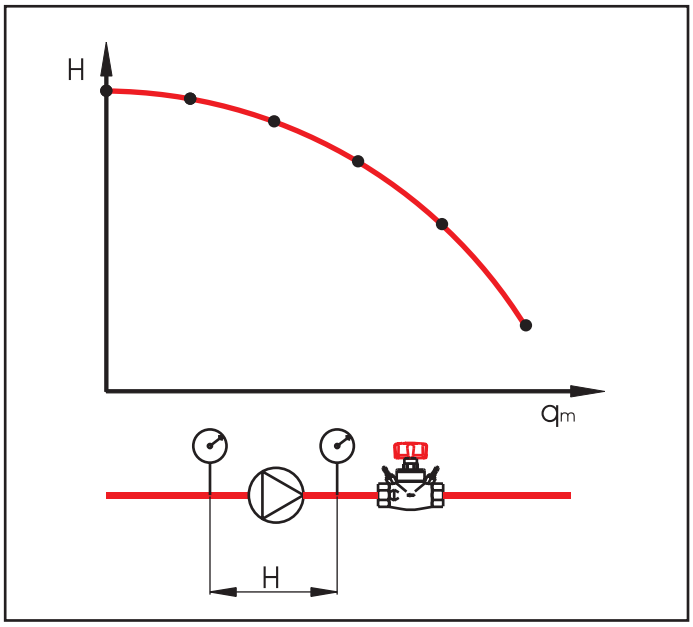


Рис. 2-1. Характеристика насоса

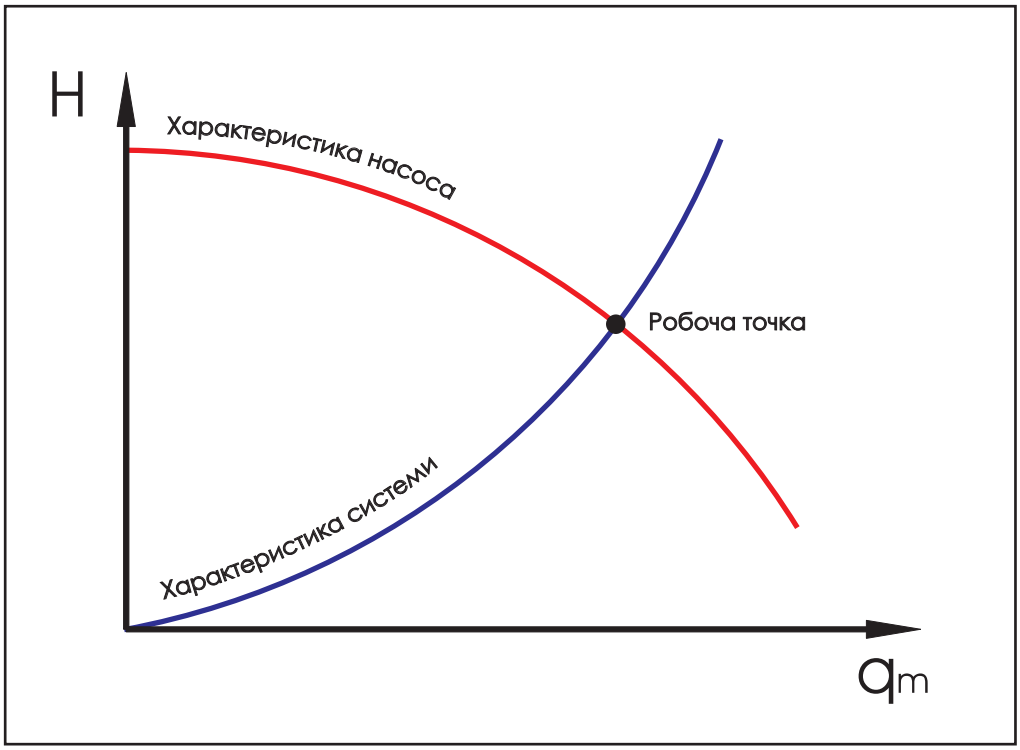


Рис. 2-2. Робоча точка

2.1.8 Сімейство характеристик

Для більш легкої адаптації одного і того самого насоса до різних систем або різних режимів експлуатації були розроблені насоси з сімейством характеристик. Це також призводить до зменшення номенклатури насосів. У насосах з трьома швидкостями обертання нижчий ступінь вибраний таким чином, що він дає близько 50% від вищого ступеня. Завдяки такому широкому діапазону можливо здійснювати більш точне регулювання. Обов'язковою умовою є те, що насос розраховують на максимальний рівень швидкості обертання. Це дозволяє достатньо знизити швидкість обертання під час непікового періоду та адаптувати її до змінних вимог.

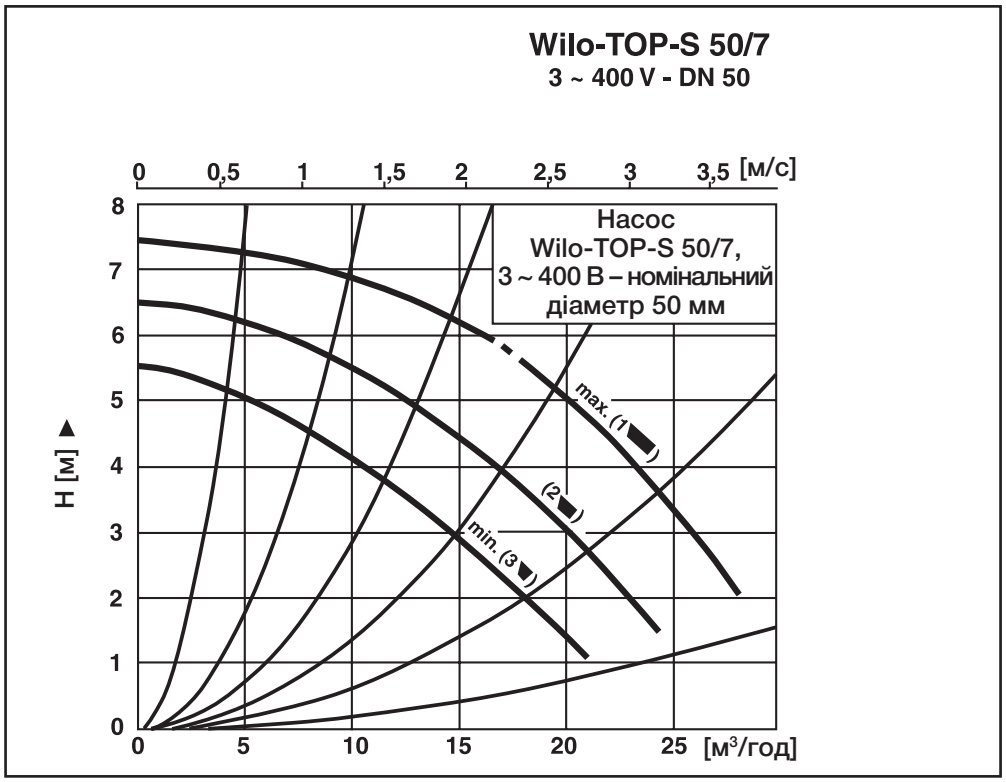


Рис. 2-3. Характеристика насоса з трьома швидкостями обертання

2.2 Форма характеристики насоса

При пологій характеристиці насоса зі зміною витрати напір змінюється незначно.
При крутій характеристиці насоса зі зміною витрати напір насоса змінюється значно (дивися рис. 2-4).

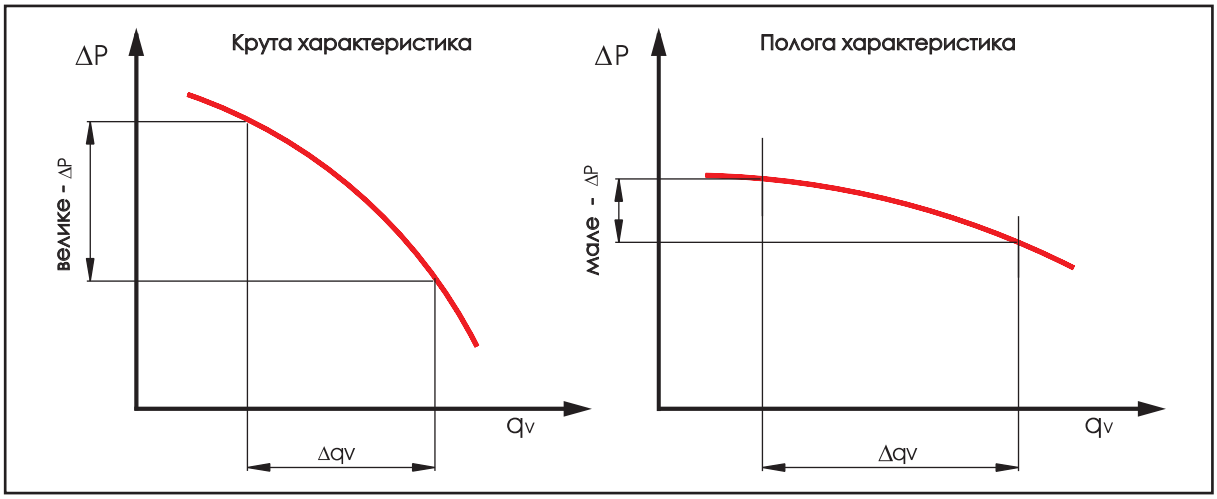


Рис. 2-4. Крута і пологa характеристики насоса

Різними характеристиками системи 1 і 2 задаються різні робочі точки РТ.
При крутій характеристиці відхилення витрати менше, ніж при пологій (див. рис. 2-5).

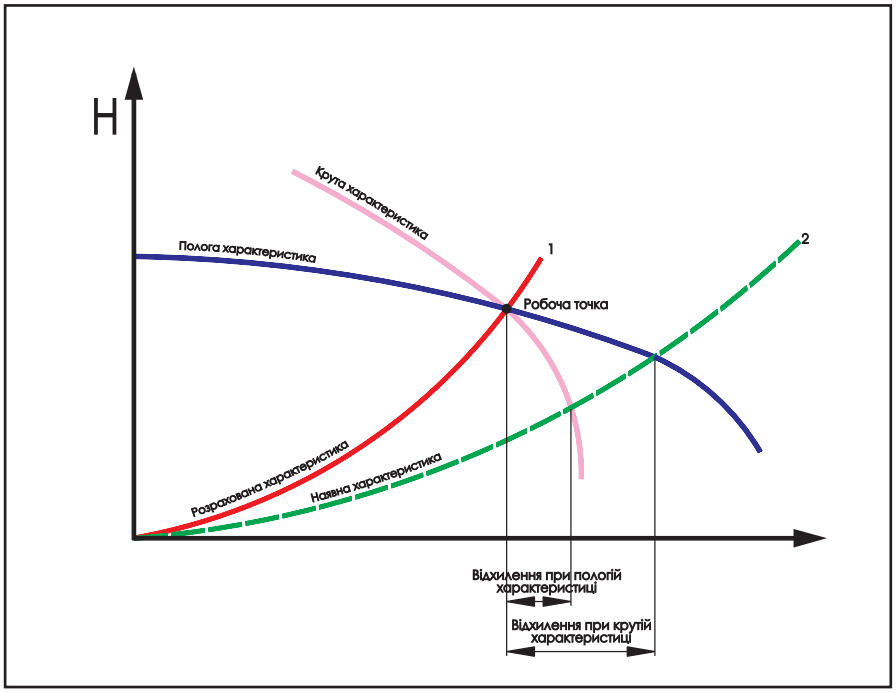


Рис. 2-5. Відхилення при різних характеристиках системи

2.2.1 Регульовані насоси

Вибір параметрів насоса завжди здійснюють для максимального опалювального навантаження, а фактичне опалювальне навантаження у більшості випадків є нижчим (упродовж 60% часу навантаження становить 30% від розрахункового), тому було б економічно доцільним здійснювати адаптацію потужності насоса. Зокрема, коли опалювальне навантаження регулюють зміною витрати, а не температури теплоносія, економнішим та тихішим буде регулювання насоса не на основі його кривої дроселювання (автоматично), а за допомогою пристроїв керування.
Сюди відноситься ступінчасте регулювання за допомогою зміни діаметра робочого колеса або швидкості обертання, за допомогою регулювання напрямних лопаток (управління завихренням), вмикання або вимикання насосів у насосній групі або безступінчаста зміна швидкості обертання за рахунок зміни частоти. Зміна частоти здійснюється частотним перетворювачем.

2.2.1.1 Регулювання електричної потужності

Зниження напору насоса призводить до зниження споживання електроенергії та рівня шуму.

Шляхи зміни потужності:

- перемиканням полюсів;
- перемиканням обмоток;
- електронним способом за допомогою імпульсно-фазового управління (тиристорне управління);
- електронним регулюванням швидкості обертання (перетворювачем частоти).

При електронному імпульсно-фазовому управлінні виникає небажане зростання шуму електродвигуна. Регулювання імпульсно-фазовим способом або перетворювачем частоти має перевагу в тому, що воно може виконуватися безперервно.

2.2.1.2 Види регулювання

Регулювання *Δp-const*
У режимі керування *Δp-const* електроніка в межах допустимого діапазону витрати підтримує на заданому значенні *Hs* постійний перепад тиску, який створює насос.

Регулювання *Δp-var*
У режимі керування *Δp-var* електроніка лінійно змінює задане значення перепаду тиску, яке підтримує насос, між *Hs* і *1/2 Hs*. Задане значення перепаду тиску *H* змінюється в залежності від витрати *Q*.

2.2.1.3 Режим роботи насоса з регулюванням швидкості обертання

Подальшу адаптацію потужності насоса до системи опалення здійснюють регулюванням швидкості обертання електродвигуна. Оскільки залежно від виду регулювання системи опалення повна потужність насоса потрібна лише в деякі дні, решту часу насос можна експлуатувати зі зниженою швидкістю обертання. Споживання електроенергії тоді значно знижується.

Сьогодні пропонують компактні насосні блоки з електронним регулюванням. Вони складаються з насоса, електродвигуна, перетворювача частоти із вбудованим датчиком заданого значення, а також необхідних пристроїв обслуговування та індикації з інтерфейсом для виведення експлуатаційних характеристик. Вони відрізняються простотою управління. Під час вибору необхідно пам'ятати, що оптимальний коефіцієнт корисної дії має бути досягнутий в тому діапазоні, де можуть розташовуватися робочі точки. Крім того, має бути забезпечений достатній резерв потужності електродвигуна для роботи насоса при максимальному опалювальному навантаженні. Значення NPSH системи має бути достатньо великим, щоб уникнути кавітації.

При такому способі роботи не лише економиться електроенергія, але й надмірна кількість теплоносія не прокачується через опалювальні контури, що також дозволяє уникнути виникнення неприємних шумів.

2.2.2 Насоси з електронним регулюванням частоти обертання

2.2.2.1 Загальні положення

У насосах з електронним управлінням частота обертання регулюється безступінчасто. Ці насоси адаптують корисну потужність до поточних потреб споживачів, що відіграє важливу роль в енергозбереженні.
Ці насоси широко застосовують, зокрема, як циркуляційні насоси в системах опалення або охолодження. Всього кілька років тому в системах встановлювали одно- або багатоступінчасті нерегульовані насоси. У більшості випадків вони регулювалися між 1 – 3 ступенями і, отже, їхня потужність була великою, що призводило до високого споживання енергії. Насоси з триступінчастим регулюванням не можуть реагувати на будь-які зміни в системі опалення як, наприклад, закриття терморегуляторів на радіаторах, і тому продовжують перекачувати рідину з незмінною потужністю.

Сьогодні пропонують компактні насосні блоки з електронним регулюванням. Вони складаються з насоса, електродвигуна, перетворювача частоти із вбудованим датчиком заданого значення, а також необхідних пристроїв обслуговування та індикації з інтерфейсом для виведення експлуатаційних характеристик. Вони відрізняються простотою управління. Під час вибору необхідно пам'ятати, що оптимальний коефіцієнт корисної дії має бути досягнутий в тому діапазоні, де можуть розташовуватися робочі точки. Крім того, має бути забезпечений достатній резерв потужності електродвигуна для роботи насоса при максимальному опалювальному навантаженні. Значення NPSH системи має бути достатньо великим, щоб уникнути кавітації.

При такому способі роботи не лише економиться електроенергія, але й надмірна кількість теплоносія не прокачується через опалювальні контури, що також дозволяє уникнути виникнення неприємних шумів.
Насос з частотним регулюванням автоматично адаптує характеристику насоса до поточної робочої точки системи опалення. Змінюючи частоту обертання насоса, автоматично налаштовується напір і витрата.

2.2.2.2 Сфера застосування

Насоси з частотним регулюванням застосовують у різних системах, але найчастіше як циркуляційний насос у системі опалення. У невеликих системах насос також може виконувати функцію регулятора перепаду тиску для підтримання в системі необхідного значення перепаду тиску лінійним. Необхідне значення перепаду тиску змінюється залежно від витрати.

На додаток до ідеальної адаптації до споживача, використання насоса з частотним регулюванням надає можливість економити енергію. Звичайний строк служби насоса, що становить понад 10 років, визначає основні витрати енергії з часткою приблизно 90% від суми «Life Cycle Costs» («вартість життєвого циклу»). Витрати на придбання (близько 3%) складають тільки невелику частину вартості. Таким чином, адаптація частоти обертання надає найкращу можливість знизити експлуатаційні витрати насоса.

Автоматична зміна потужності насоса і пов'язана з цим економія електроенергії залежать виключно від системи. Витрата теплоносія, який повинен транспортуватись насосом у системі опалення, залежить від теплоспоживання будівлі. Напір залежить від втрат тиску в трубах. Під час реконструкції існуючих систем опалення необхідно виконати попередній розрахунок для визначення теплової потужності та гідравлічного опору.

2.2.2.3 Види регулювання

Насоси з електронним регулюванням можуть бути налаштовані на різні режими роботи і регулювання. Розрізняють два види регулювання: перший вид, за якого регулювання виконує насос самостійно (автоматично), незалежно від системи; другий вид, за якого насос не регулюється автоматично, його необхідно налаштувати на робочу точку.
Додаткові контролери можуть обробляти і передавати великий обсяг даних.

2.2.2.3.1 Перепад тиску постійний $\Delta p\text{-}const$

У режимі керування $\Delta p\text{-}const$ електроніка в межах допустимого діапазону витрати підтримує на заданому значенні Hs постійний перепад тиску, який створює насос.

2.2.2.3.2 Перепад тиску змінний *Δp-var*

У режимі керування *Δp-var* електроніка лінійно змінює задане значення перепаду тиску, яке підтримує насос, між *Hs* і *1/2 Hs*. Задане значення перепаду тиску H змінюється в залежності від витрати Q.

2.2.2.3.3 Регулювання перепаду тиску залежно від температури теплоносія *Δp-T*

За цього виду регулювання електроніка змінює необхідне значення перепаду тиску, яке підтримує насос, залежно від виміряної температури теплоносія. При такому виді регулювання можливими є два налаштування:

- регулювання з позитивним напрямком дії (підйом) – з підвищенням температури теплоносія, який перекачується, значення необхідного перепаду тиску збільшується лінійно. Сфера застосування, наприклад, звичайний котел з погодозалежним регулюванням температури теплоносія в подавальному трубопроводі;

- регулювання з негативним напрямком дії (ухил) – з підвищенням температури теплоносія, що перекачується, значення необхідного перепаду тиску зменшується лінійно. Сфера застосування, зокрема, конденсаційні котли, в яких повинна підтримуватися певна мінімальна температура теплоносія в зворотному трубопроводі для досягнення максимально можливого ступеня використання тепла теплоносія. Встановлювати насос у цьому випадку потрібно на зворотній лінії.

2.2.2.4 Підбір насоса

2.2.2.4.1 Нова система

Під час монтажу нової системи опалення дані стосовно витрати для підбору насоса можна розрахувати за допомогою комп'ютерних програм.

2.2.2.4.2 Реконструкція

Під час реконструкції існуючої системи опалення необхідно виконати попередній розрахунок, щоб визначити необхідні дані стосовно витрати. Якщо немає програми з підбору насосів, то напір H і витрату Q_{PU} можна визначити за допомогою невеликої кількості даних, а вже за допомогою вебсайтів або додатків для смартфонів вибрати насос. Залежно від потужності насос повинен створювати визначений напір для подолання всіх опорів у системі опалення і для подачі теплоносія в радіатори і/або в систему підлогового опалення.

2.2.2.4.2.1 Подача

Об'ємна витрата на виході напірного патрубка насоса називається подачею або також продуктивністю насоса. Якщо в системі опалення встановлено новий циркуляційний насос, його розмір визначають відповідно до подачі, яку розраховують за формулою:

$$Q_{PU} = \frac{Q_N}{\rho \cdot c \cdot \Delta\theta}, \ \frac{м^3}{год},$$

де:

Q_N – теплова потужність, Вт;

ρ – густина води, кг/м³;

c – питома теплоємність, $\frac{Вт \cdot год}{кг \cdot K}$ (вода 1,163 $\frac{Вт \cdot год}{кг \cdot K}$);

$\Delta\theta$ – різниця температур між подавальним і зворотним трубопроводами, $\Delta\theta = (\theta_V - \theta_R) \approx 20$ K.

2.2.2.4.2.2 Напір

Для можливості транспортування теплоносія у будь-яку точку системи, напір насоса має бути достатнім для подолання всіх опорів системи. Оскільки точне прокладання і номінальні розміри трубопроводів визначити важко, застосовується формула для попереднього розрахунку напору:

$$H = \frac{R \cdot L \cdot ZF}{10000} \text{ м вод. ст.},$$

R – питомі лінійні втрати тиску, (50 – 150 $\frac{Па}{м}$) (залежать від року спорудження будівлі, старі будівлі мають менші втрати тиску з причини великих номінальних розмірів, наприклад, 50 $\frac{Па}{м}$);

L – довжина найбільш протяжної і з найбільшою кількістю місцевих опорів вітки, м;

ZF – додатковий коефіцієнт для врахування втрат тиску у фітингах і арматурі:

- фітинги і арматура ≈ 1,3;
- термостатичний клапан ≈ 1,7;
- змішувальний клапан/зворотний клапан ≈ 1,2;
- фітинги і арматура + термостатичний клапан ≈ 2,2;
- фітинги і арматура + термостатичний клапан + змішувальний клапан/зворотний клапан ≈ 2,6;

10000 – коефіцієнт перерахунку (Па ⟶ м вод. ст.).

2.2.2.5 Приклад розрахунку

Відповідно до документації котел старого багатоквартирного будинку має потужність 60 кВт.

При різниці температур $\Delta\theta$, що дорівнює 20 K (температура у подавальному трубопроводі 70 °C (температура в зворотному трубопроводі 50 °C), подача дорівнює:

$$Q_{PU} = \frac{Q_N}{c \cdot \Delta\theta} = \frac{60}{1{,}163 \cdot 20} = 2{,}57 \ \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Якщо у цій самій будівлі різниця температур була б меншою, наприклад 15 K, насос повинен був би подати в 1,34 рази більше теплоносія, тобто приблизно 3,44 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$, щоб передати необхідну теплову енергію від джерела тепла до споживачів тепла.

Питомі лінійні втрати у нашому прикладі повинні становити 50 Па/м, сумарна довжина подавального і зворотного трубопроводів становить 170 м, а додатковий коефіцієнт для врахування місцевих втрат тиску приймаємо таким, що дорівнює 2,2, оскільки в системі не встановлені змішувальні і зворотні клапани. Тоді напір дорівнює:

$$H = \frac{R \cdot L \cdot ZF}{10000} = \frac{50 \cdot 170 \cdot 2{,}2}{10000} = 1{,}87 \text{ мм вод. ст.}$$

2.2.2.6 Результат попереднього розрахунку

Якщо потреба будівлі в теплі з невідомою трубопровідною системою може бути визначена тільки за допомогою попереднього розрахунку, виникає питання про фактичний результат. Якщо подача насоса Q зменшується на 10%, то теплова потужність радіаторів падає тільки на 2%. Аналогічно зі збільшенням подачі на 10% теплова потужність радіатора збільшиться приблизно на 2%. Навіть зі збільшенням подачі вдвічі теплова потужність збільшиться тільки приблизно на 12%. Це пов'язано з тим, що швидкість теплоносія в радіаторах безпосередньо залежить від подачі насоса. Таким чином, більш висока швидкість потоку означає коротший час перебування теплоносія в радіаторі. Зі зниженням швидкості потоку теплоносій, що перекачується, має більше часу для тепловіддачі в приміщення.

Навіть значне зменшення подачі матиме порівняно незначні наслідки. У разі подачі насосом тільки 50% витрати теплоносія, тепловіддача радіаторів становитиме близько 83%. Немає необхідності у виборі насоса великої продуктивності, ґрунтуючись на припущенні, що споживачі отримають занадто мало теплової енергії.

2.2.2.7 Налаштування напору для абсолютно невідомих систем

Доступні наразі циркуляційні насоси з електронним частотним регулюванням надають можливість легко налаштовувати необхідний напір у невідомій системі.
Стислий опис налаштування напору наведено нижче:

- Найважливішою вимогою є якісне балансування системи і видалення повітря з системи. Усі балансувальні клапани мають бути відкриті під час видалення повітря з системи;

- Циркуляційні насоси мають можливість різних налаштувань напору. Спочатку насос налаштовують на найменшу потужність (найменшу частоту обертання). Біля найбільш віддаленого і несприятливо розташованого радіатора системи опалення має знаходитися друга людина, яка повідомляє колегу, що управляє насосом, про стан радіатора. Якщо теплоносій не досяг цього віддаленого радіатора, напір необхідно поступово збільшувати за допомогою кнопки налаштувань, враховуючи при цьому інерційність системи;

- Як тільки до найбільш віддаленого і несприятливо розташованого радіатора надійде теплоносій, налаштування напору насоса буде завершено.

2.2.3 Послідовне і паралельне увімкнення насосів

Якщо вимагається підвищена експлуатаційна надійність або потрібні резерви потужності, то застосовують здвоєні насоси.

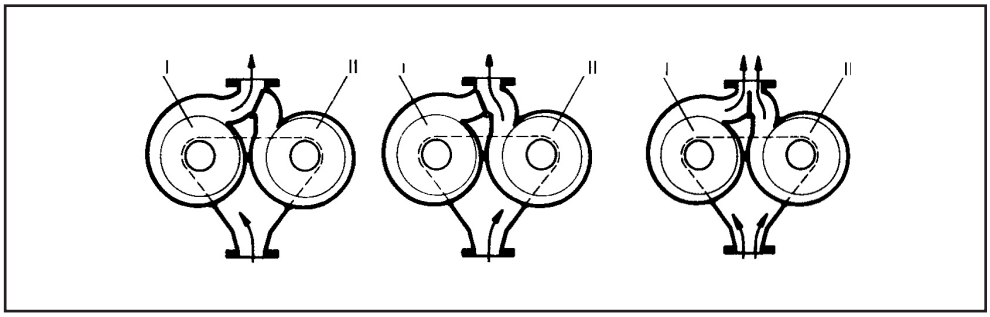


Рис. 2-6. Режими роботи здвоєних насосів

Якщо потрібен високий напір при відносно невеликій витраті, то два насоси вмикають послідовно. Характеристики підсумовуються, як вказано на рисунку (рис. 2-7). При нульовій витраті (V=0), наприклад, якщо два насоси працюють перед закритою засувкою, обидва напори підсумовуються. В іншій крайній точці при тиску H=0 навіть два насоси разом не можуть забезпечити подачу більше, ніж один.

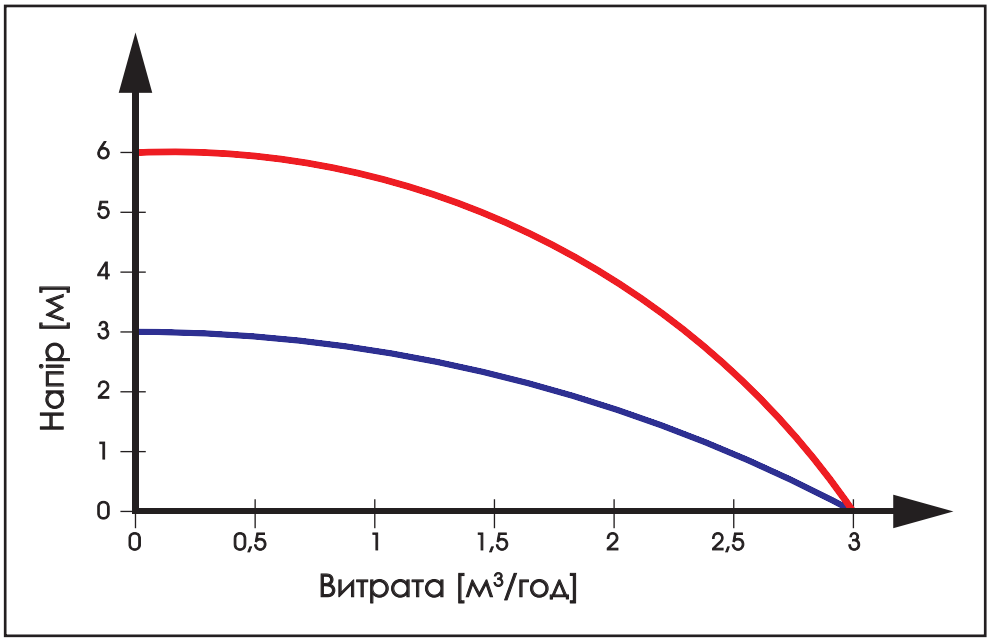


Рис. 2-7. Послідовне увімкнення двох насосів

Якщо потрібна значна об'ємна витрата при відносно невеликому напорі, то застосовують декілька насосів у паралельному режимі. При застосуванні двох насосів одного конструктивного типу характеристики підсумовуються, як вказано на рисунку (рис. 2-8).

Подвоєння об'ємної витрати досягається тільки при напорі, що дорівнює нулю (H=0). Аналогічно послідовному вмиканню в іншій крайній точці (нульова подача) обидва насоси разом не дають більш високого напору, ніж один.

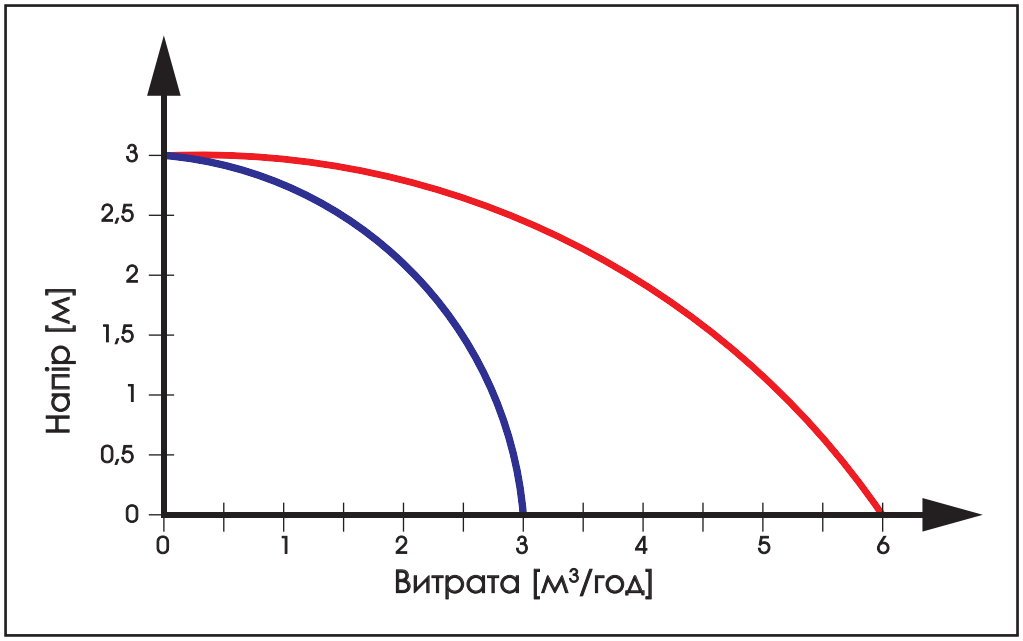


Рис. 2-8. Паралельне увімкнення двох насосів

2.3 Вибір насоса і потужність радіатора

Рис. 2-9 показує типову криву кімнатного радіатора. З цієї діаграмі видно, як змінюється потужність радіатора, якщо змінюється об'ємна витрата, що проходить через нього. Як випливає з характеристики потужності, зміна об'ємної витрати при розрахунковій температурі на 10% означає зміну потужності радіатора лише на 2%.

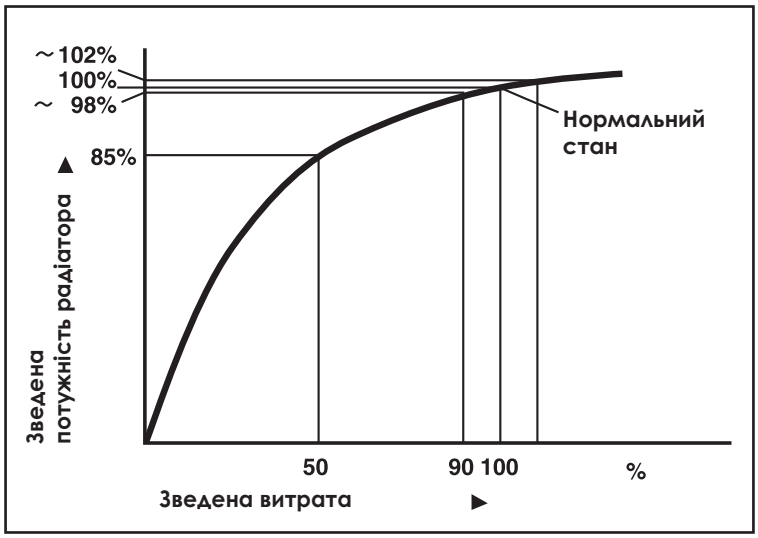


Рис. 2-9. Характеристика потужності радіатора

Приклад: якщо об'ємну витрату знижують наполовину (на 50%), то потужність радіатора зменшиться до ≈ 85%.

Значення об'ємної витрати обчислюють за формулою:

$$q_v = \frac{q_m}{\rho} = \frac{\Phi}{c \cdot \rho \cdot \Delta\theta}$$

де:

q_v – об'ємна витрата, $\frac{м^3}{год}$;

q_m – масова витрата, $\frac{кг}{год}$;

Φ – тепловий потік = P теплова потужність, Вт;

ρ – густина, $\frac{кг}{м^3}$;

c – питома теплоємність, $\frac{Вт \cdot год}{кг \cdot K}$;

$\Delta\theta = (\theta_V - \theta_R)$ – різниця температур, K.

$$q_v = \frac{\Phi}{1{,}163 \cdot 0{,}972 \cdot \Delta\theta} = \frac{\Phi}{1{,}13 \cdot \Delta\theta}, \frac{м^3}{год}$$

для температури води 80 °C.

Приклад: вибір насоса для житлового будинку.

Опалювальне навантаження для житлового будинку Φ = 613 кВт,
Температура теплоносія у подавальному трубопроводі: θ_v = 90 °C; у зворотному трубопроводі: θ_R = 70 °C.

$\Delta\theta$ = 20 K, ρ = 0,9716 при 80 °C.

$$q_v = \frac{\Phi}{c \cdot \Delta\theta \cdot \rho} = \frac{613}{1{,}16 \cdot 20 \cdot 0{,}9716} = 27{,}2 \frac{м^3}{год}.$$

Напір H повинен перевищувати гідравлічний опір основного циркуляційного кільця системи – опалювального контуру, що має найбільші втрати тиску.

Втрати тиску в системі опалення складаються із:

- втрат тиску в трубопроводах $R \cdot l$;

- втрат тиску на місцевих опорах $\sum \Delta p_E = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2$;

- втрат тиску у виконавчих елементах, регулювальних клапанах

$$p_v = 10^5 \cdot \left(\frac{q_v}{k_{vs}} \right)^2 .$$

Загальні втрати тиску $\Delta p = R \cdot l + \sum \Delta p_E + p_v$.

Припущення:
Гідравлічний опір трубопровідної мережі системи опалення орієнтовно розраховують по основному циркуляційному контуру (найбільш навантаженому та протяжному), приймаючи питомі лінійні втрати тиску R = 100 $\frac{\text{Па}}{\text{м}}$.
У розрахунках приймаємо, що частка місцевих опорів становить від 40% до 60% від загальної втрати тиску без врахування втрати на регулювальних клапанах.

Сумарна довжина подавального і зворотного трубопроводів l = 223 м.

Перепад тиску	Па
Втрата тиску в трубопроводах: 223 м · 100 Па/м (приймаємо, що їх частка становить 60%)	22300
З урахуванням місцевих опорів втрати тиску складають: $R \cdot l + \sum \Delta p_E$ = 22300·100/60	37167
Втрата тиску на триходовому змішувальному клапані DN 125 з k_{VS} = 200: $p_v = 100 \cdot \left(\frac{q_v}{k_{vs}} \right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{27{,}2}{200} \right)^2$ = 1,85 кПа	1850
Загальні втрати тиску Δp	39017
Необхідний напір насоса Δp_P	3,90 м вод. ст.

Пропускна здатність системи $K^* = \frac{q_v}{\sqrt{\Delta p}} = \frac{27{,}2}{\sqrt{3{,}9}} = 13{,}8$.

Кожна робоча точка лежить на параболічній характеристиці системи:

$$q_v = K^* \cdot \sqrt{\Delta p} .$$

У подвійній логарифмічній діаграмі парабола представляється як пряма. Фактична **робоча точка** налаштовуватиметься в точці перетину обох ліній, оскільки насос може працювати лише вздовж своєї характеристики.

Приклад: вибору насоса.

Вибір насоса:
розраховується робоча точка з попереднього прикладу.

Вибраний насос: WILO TOP-S 80/7.

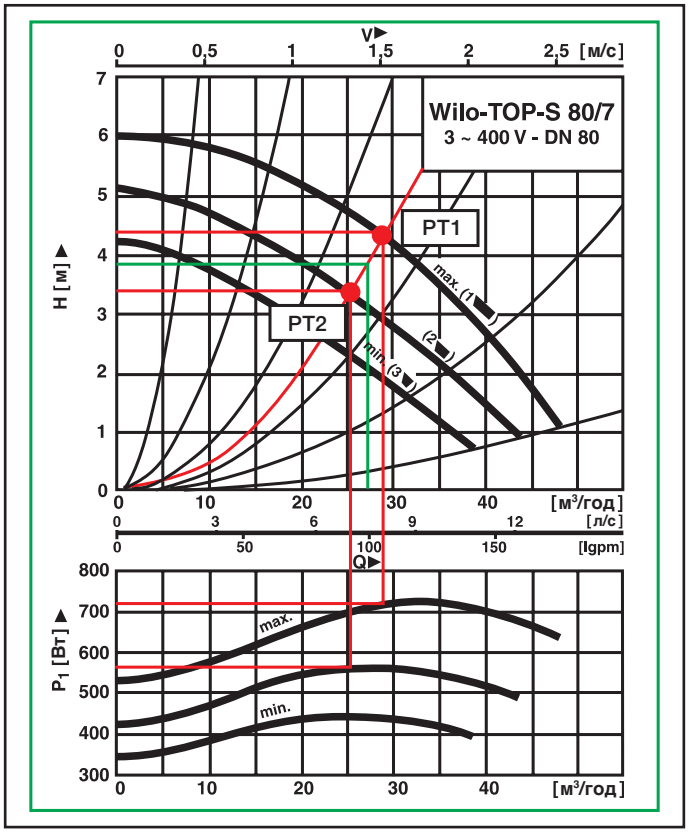


Рис. 2-10. Насос WILO TOP-S 80/7/21/

Розрахункова робоча точка для ступеня 1:
q_{v1} = 29 $\frac{м^3}{год}$;
H_1 = 4,15 м вод. ст. = 41,5 кПа;
P_{El1} = 710 Вт.

Розрахункова робоча точка для ступеня 2:
q_{v2} = 25,2 $\frac{м^3}{год}$;
H_2 = 3,2 м вод. ст. = 32 кПа;
P_{El2} = 570 Вт.

Споживання електроенергії:
для ступеня 1 за 220 днів опалення без відключення на літній період для P_{EL1} = 710 Вт
при n = 1450
$W = P_{El1} \cdot t$ = 0,71 · 5280 = 3949 кВт·год.

При введенні в експлуатацію системи опалення, як правило, виявляється, що характеристика мережі трубопроводів проходить з меншим нахилом, ніж було розраховано спочатку. Часто причиною цього є застосування труб з іншими внутрішніми діаметрами і довжинами, а також зміни, внесені в процесі монтажу. Також це може бути спричинено помилкою, викликаною застосуванням наближених коефіцієнтів у розрахунку мережі трубопроводів і коефіцієнта запасу.

Продуктивність, яка необхідна для системи згідно з розрахунком, може бути досягнута, загалом, меншим насосом. У разі вибору меншого насоса досягається низка переваг:

- менші витрати на інвестиції і знижена витрата електроенергії;
- знижений рівень шуму насоса;
- уникнення шумів від потоку, які можуть з'явитися у разі застосування занадто великих насосів, особливо в термостатичних клапанах радіаторів внаслідок дуже високої швидкості потоку.

Вибір насоса повинен здійснюватися так, щоб робоча точка лежала в середній частині характеристики насоса. У цьому діапазоні насос має свої оптимальні експлуатаційні параметри. Тут, згідно з діаграмами, у насосів знаходяться точки з найбільшим коефіцієнтом корисної дії.

У разі сумніву, для системи опалення необхідно вибрати менший насос.

На рис. 2-11 нанесені в процентному співвідношенні сумарна теплова потужність теплообмінних приладів Φ, напір H та електрична потужність приводу насоса P залежно від витрати q_m.

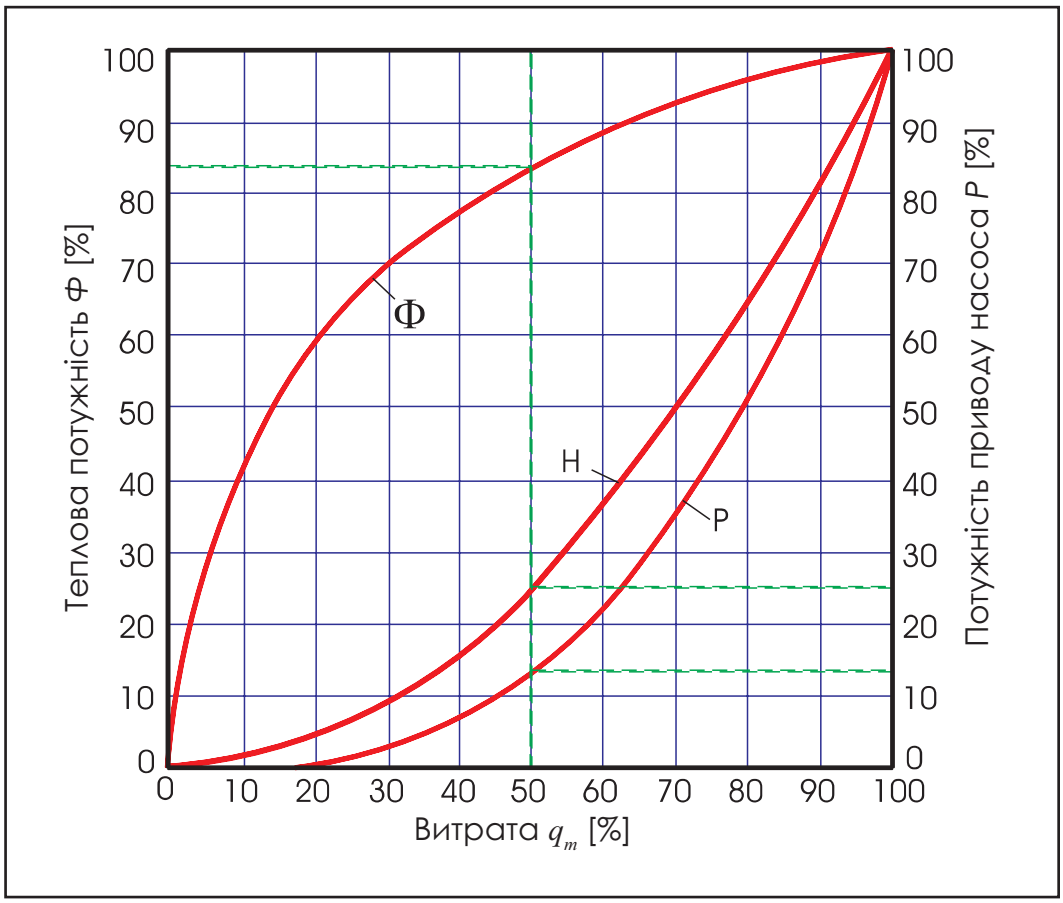


Рис. 2-11. Теплова потужність і потужність приводу насоса як функція витрати

З рисунка видно, що для витрати, яка дорівнює 50%, потрібно тільки 12,5% потужності приводу насоса.
Теплова потужність знижується при цьому до 82,5%.

2.4 Конструктивні особливості

Насоси переважно виготовляють з конструктивним виконанням «у лінію», тобто всмоктувальний і напірний патрубки знаходяться на одній лінії. У малих насосах (номінальний внутрішній діаметр до 100 мм) спіральний корпус, виготовлений з чавуну або з нержавіючої сталі, з'єднується фланцем з електродвигуном, на додаток до цього корпус забезпечується кронштейнами кріплення. Робочі колеса з високоякісного пластику, листової нержавіючої сталі або сірого чавуну випускають різних розмірів для варіювання напору. Залежно від необхідного напору застосовують осьові насоси для низьких значень або відцентрові насоси для великих значень. В системах опалення застосовують, головним чином, два конструктивні типи насосів: із захищеним статором і заглибним ротором («мокрохід») та з торцевим ущільненням («сухохід»). Обидва типи є у продажу як у вигляді одинарних, так і у вигляді здвоєних агрегатів. У «мокроходах» усі обертові частини знаходяться у воді, герметизація здійснюється по гільзі з ущільненням. Вода у системі опалення слугує одночасно як мастило підшипників ротора. «Мокроходи» є малошумними і практично не потребують технічного обслуговування. Діапазон їхньої потужності становить від 10 Вт до 2,5 кВт, що відповідає напору приблизно до 12 м і витраті до 100 $\frac{м^3}{год}$. У «сухоходах», навпаки, герметизація валу здійснюється за допомогою торцевого ущільнення із високоякісних керамічних матеріалів, завдяки чому досягається великий строк служби. «Сухоходи» дають дещо більше шуму, ніж «мокроходи». «Сухоходні» насоси застосовуються при споживанні електроенергії, починаючи від 0,75 кВт.

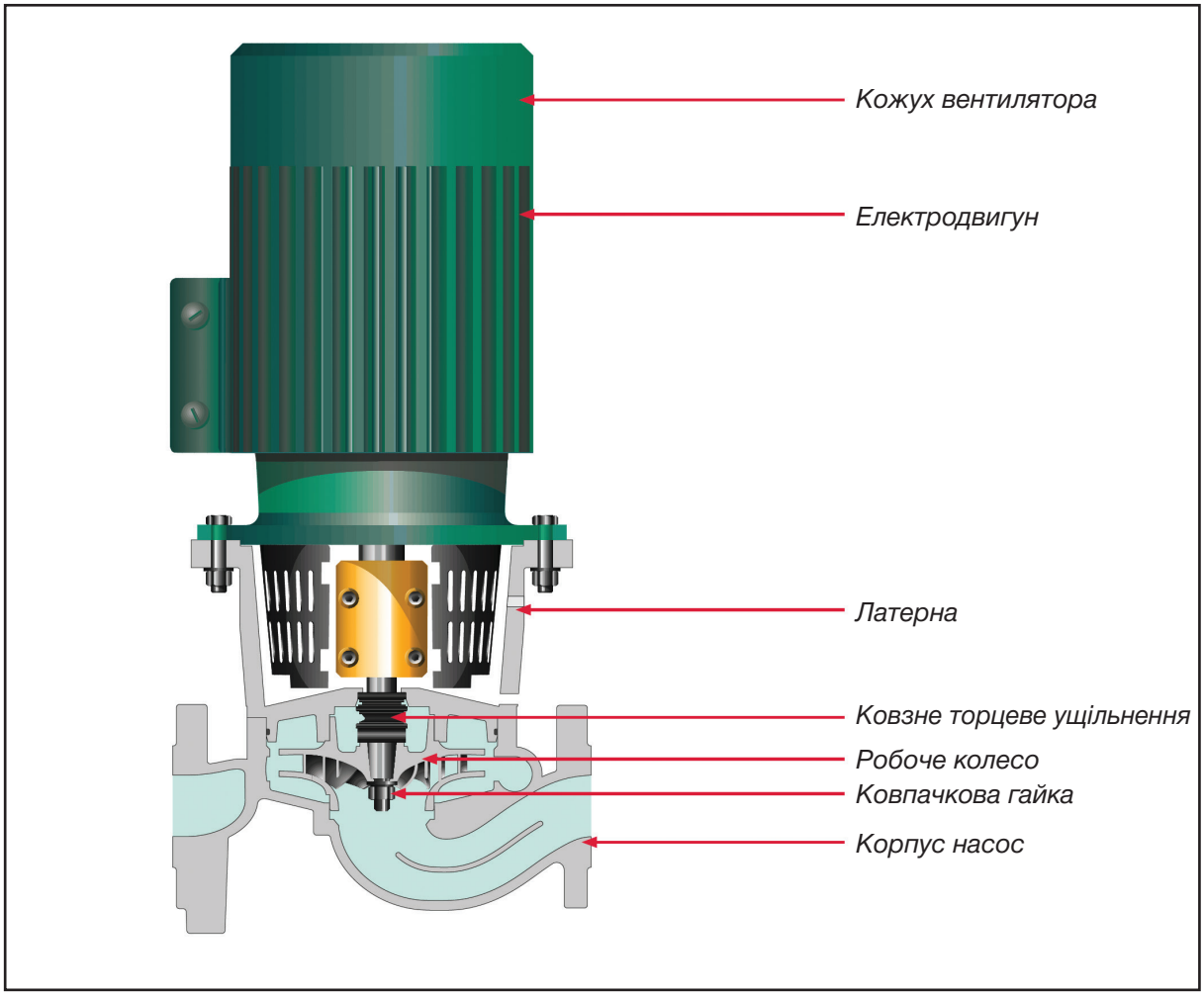


Рис. 2-12. Зображення насоса з сухим ротором у розрізі (насос Wilo)

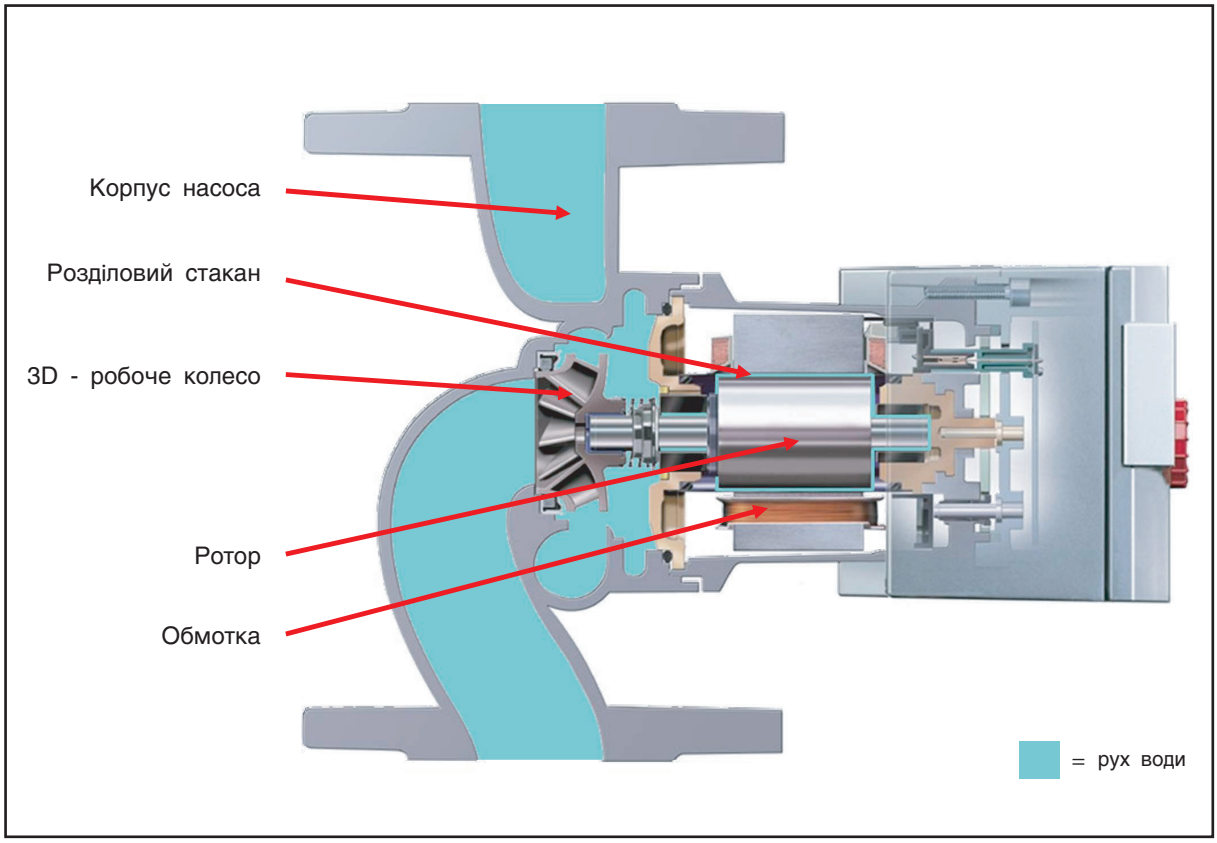


Рис. 2-13. Зображення насоса з мокрим ротором у розрізі (насос Wilo)

2.4.1 Монтаж

Подавальні трубопроводи насосів повинні мати якомога менші опори, щоб отримати сприятливі гідравлічні характеристики. З міркувань технічного обслуговування як у всмоктувальному, так і в напірному патрубку слід передбачити запірну арматуру. Принципово насоси можна монтувати як у подавальний, так і в зворотний трубопроводи.
Внаслідок теплового навантаження слід, проте, віддати перевагу установленню в зворотному трубопроводі. У «мокроходах» велике значення має правильний монтаж насоса. Оскільки вода опалення слугує одночасно і як мастило, і як охолодження, вал насоса має бути завжди розташований горизонтально, щоб забезпечити охолодження і рівномірний режим роботи. У разі вертикального розташування робочі характеристики були б нестабільними, і це швидко призвело б до відмови насоса.

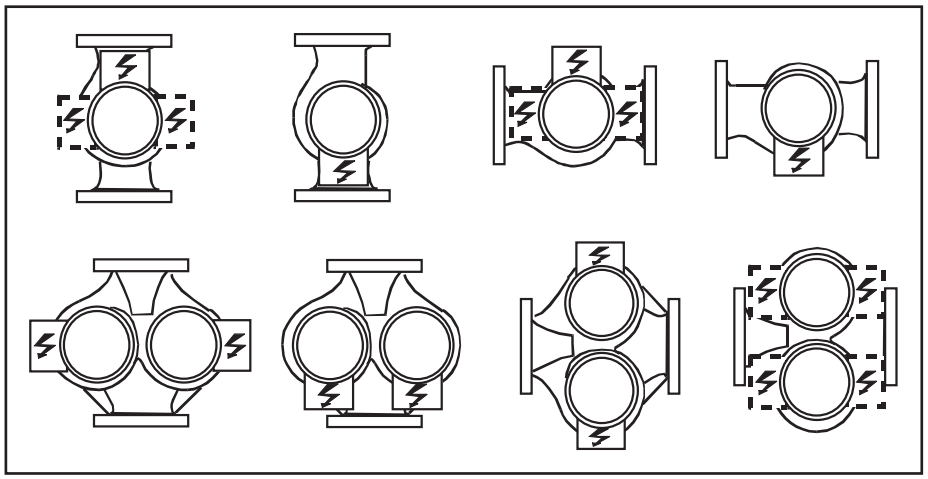


Рис. 2-14. Допустимі монтажні положення насосів з мокрим ротором /21/

3 Характеристики робочого тиску

3.1 Розподіл тиску в мережі

Як вузлові точки позначаються точки системи, в яких від головних трубопроводів відходять подавальні і зворотні трубопроводи.

Аналогічне є дійсним для підключень радіаторів.

У вузлових точках виникає різниця тисків, зумовлена падінням тиску в проведених далі трубах.
Для кожної установки можна накреслити діаграму тисків. З характеристики робочого тиску можна взяти вузлову різницю тисків. Вона зображена на рис. 3-1 для звичайного паралельного підключення і паралельного підключення за Тіхельманном (схема з супутнім рухом теплоносія).

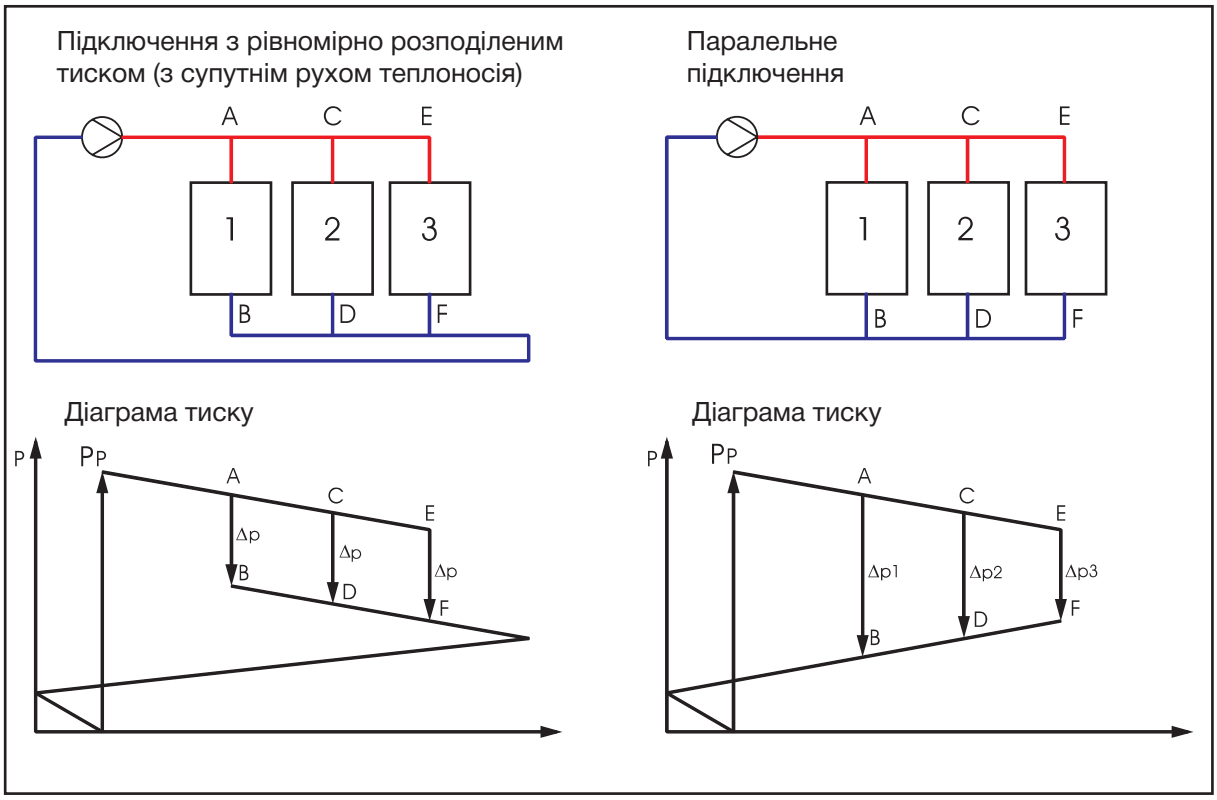


Рис. 3-1. Розподіл тиску в системі водяного опалення

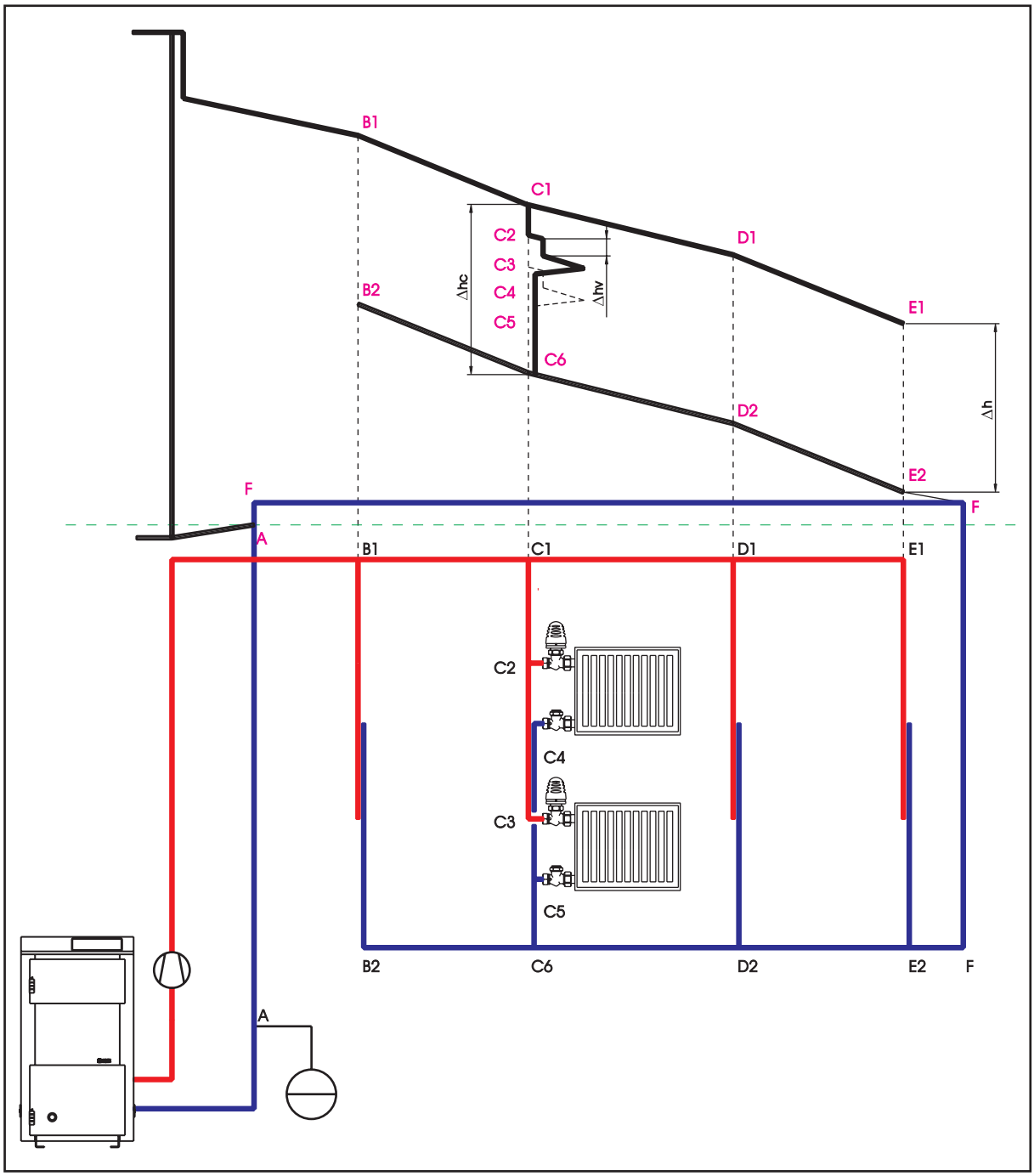


Рис. 3-2. Діаграма тиску для двотрубної вертикальної системи опалення з прокладенням труб за Тіхельманном (схема з супутнім рухом теплоносія)

Підключення з супутнім рухом (за Тіхельманном):

Воно було запропоноване А. Тіхельманном і є особливим розміщенням трубопроводів, за якого кожен контур радіатора має однакову довжину. Однакові втрати тиску на кожному радіаторі виникають тільки у тому випадку, якщо всі радіатори мають одну і ту саму потужність а, отже, однакову витрату теплоносія. Розрахунок мережі трубопроводів був би в цьому випадку спрощений і в разі правильного розташування були б потрібні лише незначні регулювання.

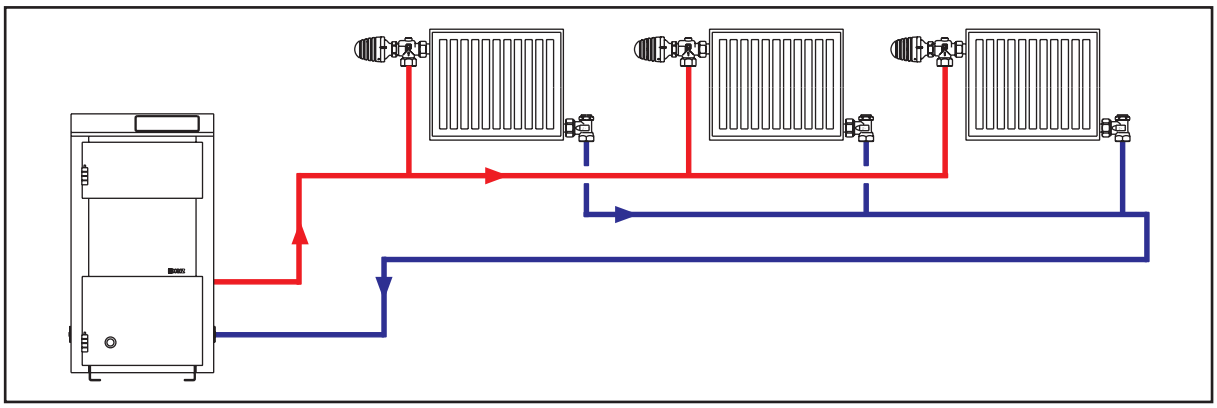


Рис. 3-3. Прокладення труб за системою Тіхельманна

Розрегулювання системи може статися, коли втрата тиску від одного відгалуження до іншого є більшою, ніж у радіаторі. В цьому випадку може виникнути зворотна циркуляція через радіатор.
На рис. 3-4 в радіаторі, якщо падіння тиску між точками A і B занадто велике, отримано зворотну циркуляцію. Вода в радіатор поступає із зворотного трубопроводу, але це суто теоретично і на практиці майже ніколи не відбувається.

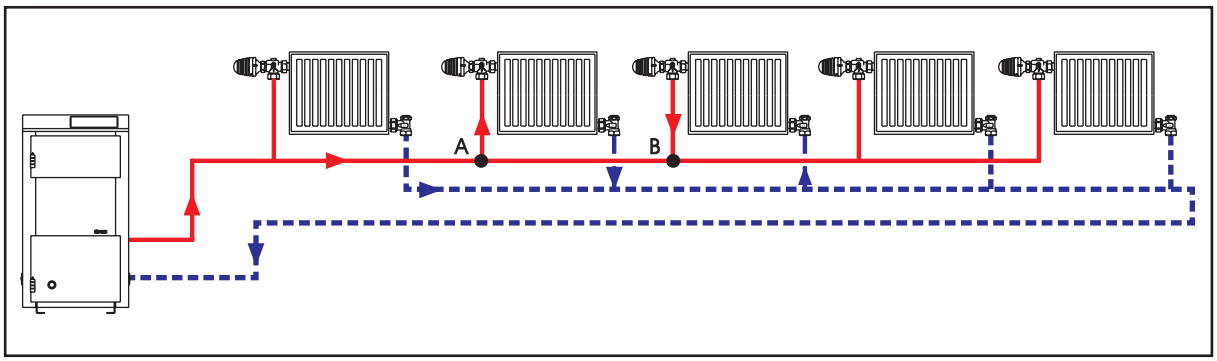


Рис. 3-4. Можливі циркуляційні течії в системі Тіхельманна

Застосування:
Хоча в разі застосування системи Тіхельманна можна отримати рівномірний розподіл тиску, **цей приклад показує, що втрату тиску необхідно розраховувати навіть у простих з погляду гідравліки мережах**. Система Тіхельманна значною мірою виправдовує себе там, де всі опалювальні прилади мають однакову потужність.

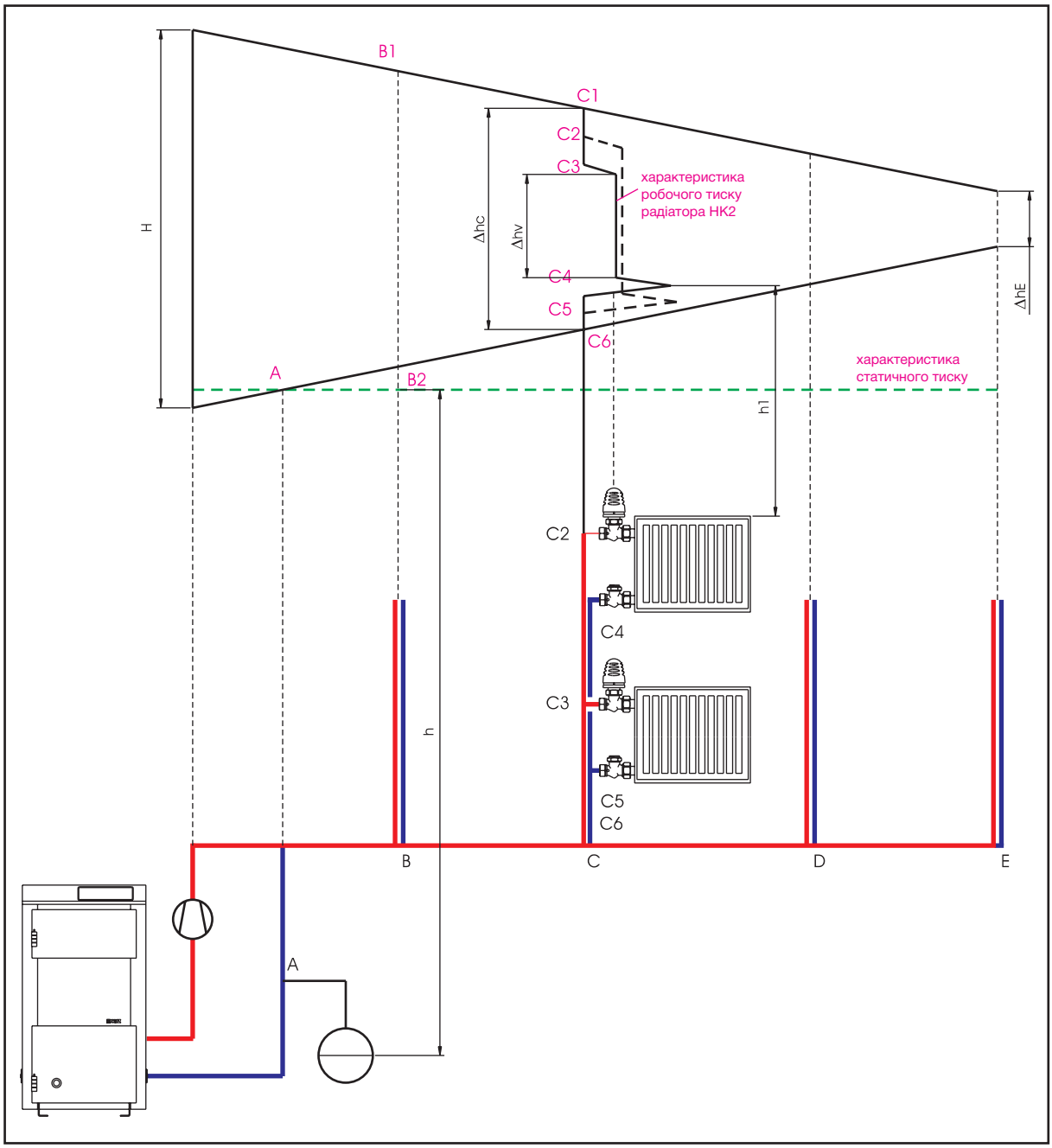


Рис. 3-5. Діаграма тиску для двотрубної вертикальної системи опалення з нижньою розводкою

У точках B, C, D, E підключаються стояки 1 - 4. C1 … C6 – це точки підключення радіаторів.

H – напір насоса;
Δh_C – вузловий перепад тиску стояка 2;
Δh_V – різниця напору, яку повинен дроселювати клапан радіатора 1;
Δh_E – вузловий перепад тиску стояка 4 (втрата тиску на стояку 4);
h_1 – робочий напір радіатора НК1.

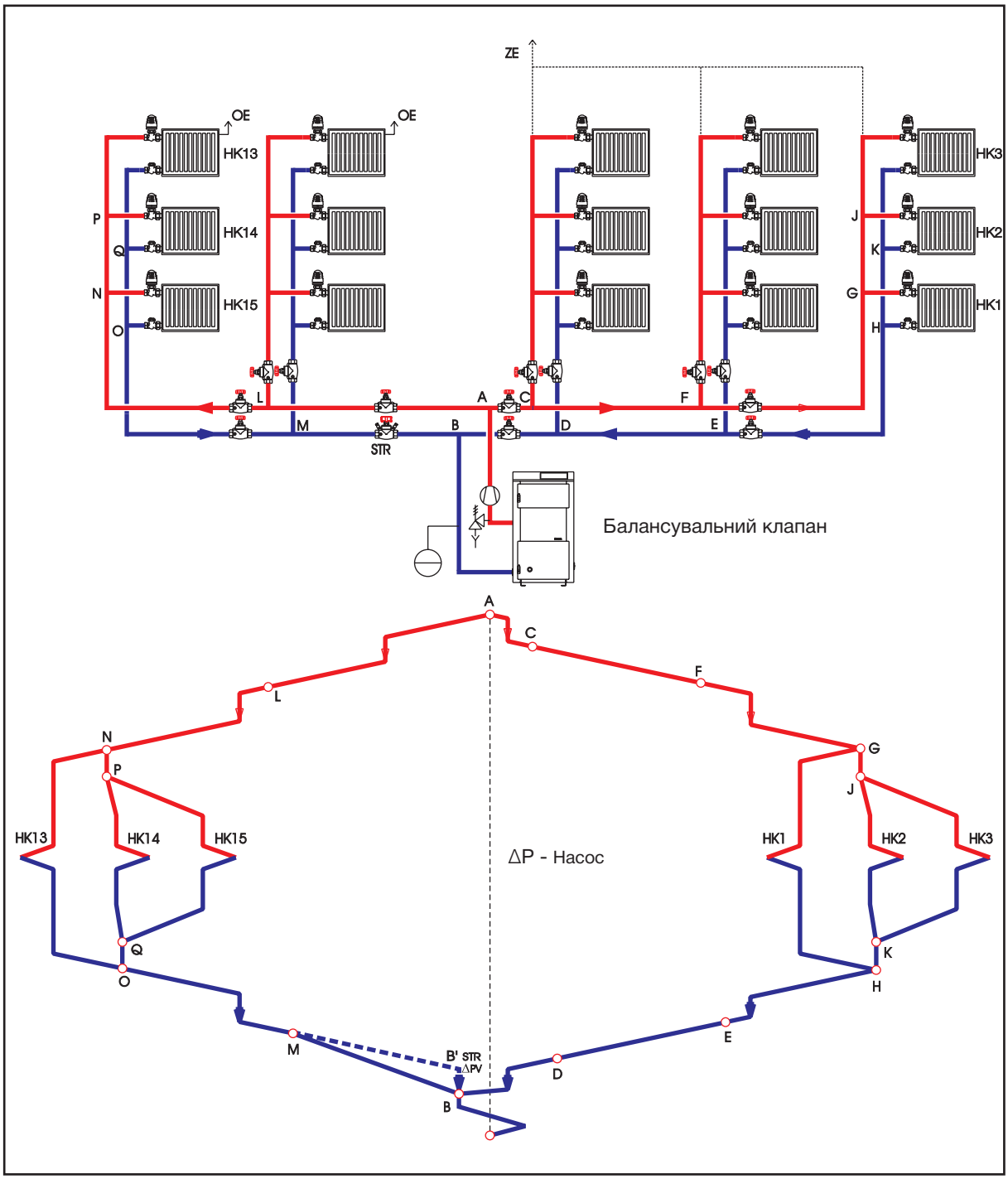


Рис. 3-6. Діаграма тиску для двотрубної вертикальної системи опалення з нижньою розводкою (закрита система; праворуч – з централізованим видаленням повітря ZE), ліворуч – з місцевим видаленням повітря (OE))

На рис. 3-6 представлено діаграму зміни робочого тиску в двотрубній вертикальній системі з нижньою розводкою. Спочатку було накреслено праву від насоса частину, починаючи з точки А. Робочий тиск знижується через падіння тиску на ділянках $\overline{AC}$, $\overline{CF}$, $\overline{FG}$, $\overline{GJ}$. Гідростатичний напір при цьому не враховується.

Показано втрату тиску в радіаторі НК3. Вона має бути такої самої величини, як і в радіаторі НК2. Для радіатора НК1 наявний вузловий перепад тиску від G до H і він має бути компенсований у регулювальному клапані радіатора (представлено в дзеркальному відображенні).

Далі наносять падіння тиску на ділянках $\overline{ED}$, і $\overline{DB}$.

Потім виконують те саме для лівої частини, починаючи з точки А і закінчуючи в точці B'. Залишається різниця тисків, що дорівнює B' - B, яка компенсується балансувальним клапаном вітки, якій встановлено на ділянці $\overline{MB}$.

Компенсацію надлишкового тиску за допомогою балансувального клапана на ділянці $\overline{MB}$ можна побачити на діаграмі.

4 Тепловіддача при опаленні приміщення

4.1 Граничні умови

Для розрахунку параметрів тепловіддачі слід врахувати:

- мету застосування (наприклад: призначення приміщення і його температуру);
- систему тепловіддачі (наприклад: секційні або панельні радіатори, конвектори або вбудоване опалення);
- систему вироблення тепла (наприклад: котел, теплообмінник, тепловий насос, сонячні колектори);
- системно-оптимізоване енергоспоживання (наприклад: низькотемпературні системи, використання вторинного тепла);
- розрахункові температури теплоносія.

4.2 Розрахунок параметрів систем опалення приміщень

Для окремих систем тепловіддачі діють такі положення:

(1) Секційні і панельні радіатори
Основою визначення параметрів є стандартні потужності радіаторів. Слід враховувати фактори зміни потужності залежно від екранів, типу підключення або фарбування.

Перерахунок стандартних потужностей радіаторів на інші температури приміщень і/або інші середні скориговані температури теплоносія (середні температури поверхні радіатора) слід виконувати згідно з ÖNORM M 7513.

(2) Конвектори
Розрахунок параметрів необхідно виконувати згідно з вказівками фірми-виробника, причому слід враховувати фактори зміни потужності (наприклад, середню скориговану температуру теплоносія тощо).

(3) (Вбудоване) опалення – підлогове опалення
Визначаючи параметри підлогового опалення, слід використовувати стандартні розрахунки і доповнювати відповідними вказівками фірми-виробника.

(4) (Вбудоване) опалення – інші системи
Для визначення параметрів слід користуватися вказівками фірми-виробника і/або інформацією щодо цього зі спеціалізованої літератури. Визначаючи параметри стельового променевого опалення, слід враховувати температуру випромінювання, геометричні параметри, тепловіддачу, зону перебування.

(5) Інші опалювальні прилади

Для розрахунку параметрів слід враховувати вказівки фірми-виробника або, якщо цього недостатньо, інформацію щодо цього зі спеціалізованої літератури. У разі застосування спеціальних типів приладів, як наприклад, вентиляторних конвекторів, необхідно враховувати такі фактори: рівень шуму, тепловий комфорт (дивися ÖNORM H 6000-3), частка зовнішнього повітря, регенерація тепла.

На сьогоднішній день більшість фірм пропонують програми для обчислення та визначення параметрів своїх систем тепловіддачі. Завдяки цьому розрахунок часто може бути значно спрощений, але, все-таки, важливо знати теоретичні основи, на яких ґрунтуються ці програми.

4.3 Розрахункові температури

При виборі температури системи слід враховувати тип та потужність котла. Оскільки найбільш сучасні на сьогоднішній день конденсаційні котли вимагають низької температури зворотної лінії, то намагаються підтримувати якомога нижчі температури системи.

При застосуванні теплових насосів необхідно переконатися, що система опалення розрахована на низькотемпературні параметри теплоносія.

Згідно з ÖNORM H 5150-1 рекомендуються такі розрахункові температури:

- для систем опалення з тепловими насосами температура подавальної лінії ≤ 50 °C;
- для систем опалення з конденсаційними котлами температура зворотної лінії 35 °C;
- для інших систем опалення температура подавальної лінії 75 °C.

4.4 Вказівки щодо проєктування

Кожен елемент системи тепловіддачі (секційні і панельні радіатори, конвектори, опалювальний контур вбудованого опалення, наприклад, опалення в підлозі, в стінах) слід виконувати з можливістю:

- регулювання;
- перекриття з обох сторін;
- спуску води;
- видалення повітря (DIN 18380).

(1) У вбудованому опаленні, особливо опаленні в підлозі, можна об'єднувати спорожнення декількох контурів і видалення повітря з них (наприклад, у розподільнику опалювальних контурів).

(2) За наявності різних систем тепловіддачі (таких як, наприклад, радіатори, вбудоване опалення та інші опалювальні прилади) потрібно встановлювати окремі регулятори.

(3) Якщо до системи тепловіддачі підключені незалежні один від одного пристрої споживання тепла, потрібно встановлювати окремі регулятори для кожного пристрою.

(4) Якщо передбачена оплата за опалення залежно від споживання, слід забезпечити комерційний облік витрати тепла. Також слід враховувати відповідні законодавчі положення і документи ÖNORMEN M 5920, M 5921, M 5922 і EN 835.

(5) У разі підключення до централізованого теплопостачання слід додатково враховувати директиви відповідного підприємства централізованого теплопостачання.

4.5 Основи розрахунку параметрів

Згідно з ÖNORM M 7500-1 (додаток до ÖNORM EN 12831) опалювальне навантаження приміщень (потреба в тепловій енергії) слід брати для розрахунку теплової потужності системи теплопостачання без надбавок і вирахувань. Надбавки можуть бути необхідними для втрат тепла, які інколи трапляються внаслідок впливу вітру (наприклад, для приміщень, орієнтованих на північний захід).

За змінених умов експлуатації потужність радіатора відрізняється від його стандартної потужності, це потрібно також врахувати в розрахунку.

Умова:
Фактична потужність Φ, що віддається в умовах експлуатації опалювальними приладами, має бути більша за розрахункове опалювальне навантаження приміщення або дорівнювати йому:

$$\Phi \geq \Phi_n$$

З урахуванням необхідного опалювального навантаження можна визначити кількість секцій секційних радіаторів або, відповідно, довжину панельних радіаторів.

$$N \geq \frac{\Phi_n}{\Phi_{1N} \cdot f_g},$$

де:

Φ_{1N} – питома номінальна потужність теплопередачі радіатора Вт/секція або Вт/м, вимірюна згідно з ÖNORM EN 442-2;

f_g – загальний коефіцієнт зменшення потужності порівняно зі значеннями випробувань.

У більшості випадків вказана не потужність на секцію або на погонний метр, а потужність комплектного радіатора залежно від типу, довжини і висоти конструкції.

Для панельного радіатора Φ можна взяти з таблиці рис. 4-1.

Висота конструкції [мм]	300		400			500				600			
Довжина конструкції [мм]	Тип 22	Тип 33	Тип 11	Тип 22	Тип 33	Тип 11	Тип 21	Тип 22	Тип 33	Тип 11	Тип 21	Тип 22	Тип 33
400						333				392	538	693	956
500			338	623		417	577	747		490	673	866	1,195
600	589	809	406	747	1,027	500	692	896	1,234	588	807	1,039	1,433
700			473	872		583	807	1,046	1,439	686	942	1,212	1,672
800	786	1,079	541	996	1,369	666	922	1,195	1,645	784	1,076	1,386	1,911
900	884	1214	608	1,121	1,540	750	1,038	1,345	1,850	882	1,211	1,559	2,150
1000	982	1,349	676	1,245	1,711	833	1,153	1,494	2,056	980	1,345	1,732	2,389
1100	1,080	1,484	744	1,370	1,882	916	1,268	1,634	2,262	1,078	1,480	1,905	2,628
1200	1,178	1,619	811	1,494	2,053	1,000	1,384	1,793	2,467	1,176	1,614	2,078	2,867
1400	1,375	1,889	946	1,743	2,395	1,166	1,614	2,092	2,878	1,372	1,883	2,425	3,345
1600	1,571	2,158	1,082	1,992	2,738	1,333	1,845	2,390	3,290	1,568	2,152	2,771	3,822
1800	1,768	2,428	1,217	2,241	3,080	1,499	2,075	2,689	3,701	1,764	2,421	3,118	4,300
2000	1,964	2,698	1,352	2,490	3,422	1,666	2,306	2,988	4,112	1,960	2,690	3,464	4,778
2200	2,160	2,968		2,739	3,764	1,833	2,537	3,287		2,156	2,959	3,810	

Рис. 4-1. Таблиця номінальної потужності тепловіддачі панельного радіатора при стандартних параметрах 75/65/20 °C [22]

4.6 Радіатор як теплообмінник

Кімнатний радіатор можна розглядати як теплообмінник, що діє за принципом протитечії.

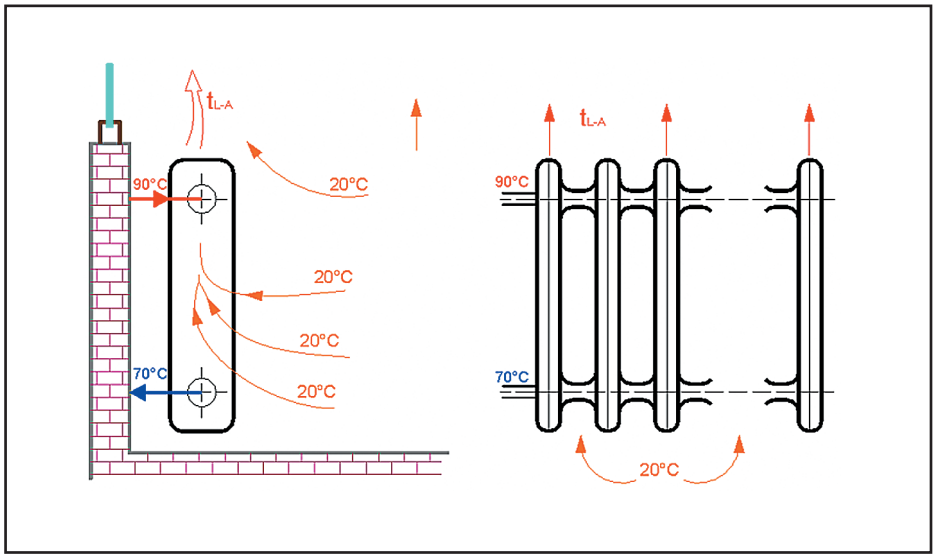


Рис. 4-2. Температури на радіаторі

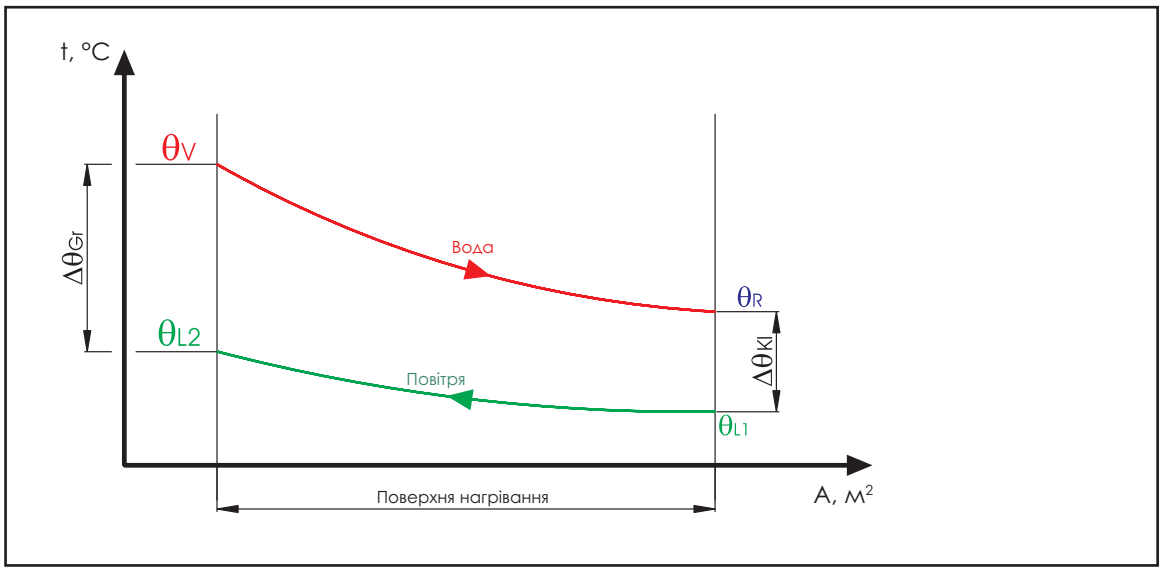


Рис. 4-3. Діаграма змін температури теплоносіїв відносно поверхні радіатора

Теплова потужність радіатора залежить від величини температурного напору:

$$\Phi = U \cdot A \cdot \Delta T_{\ln},$$

де:

$\Delta T_{\ln} = \dfrac{\theta_V - \theta_R}{\ln \dfrac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}}$ – середньологарифмічний температурний напір, за нормальних умов 75/65/20 °C ΔT_{ln} = 49,83 K;

A – зведена площа радіатора, м²;

U – коефіцієнт теплопередачі, який істотно залежить від тепловіддачі до повітря, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$;

ΔT_{ln} – середній логарифмічний температурний напір, K;

θ_V – температура подавальної лінії, °C;

θ_R – температура зворотної лінії, °C;

θ_i – внутрішня температура = температура приміщення, °C;

Φ – теплова потужність радіатора, Вт.

Температурний напір – це різниця між середньою температурою води в опалювальному приладі і розрахунковою температурою повітря в приміщенні.

Оскільки обчислити величину U неможливо, на випробувальному стенді згідно з ÖNORM EN 442-2 вимірюється потужність радіатора. Звідси можна отримати питому теплову потужність Φ_{1N} на секцію або погонний метр радіатора.
Характеристика радіатора описує його теплову потужність як функцію температурного напору при постійній витраті води. Характеристика є степеневою функцією з певним показником степені n.

$$\Phi = K_m \cdot \Delta T^n$$

Показники степені n для кімнатних радіаторів слід брати з вказівок фірм-виробників або приймати довідкові значення:

конвектори	n = 1,4
радіатори	n = 1,3
панельні радіатори	n = 1,2 ... 1,3
теплі підлоги	n = 1,1

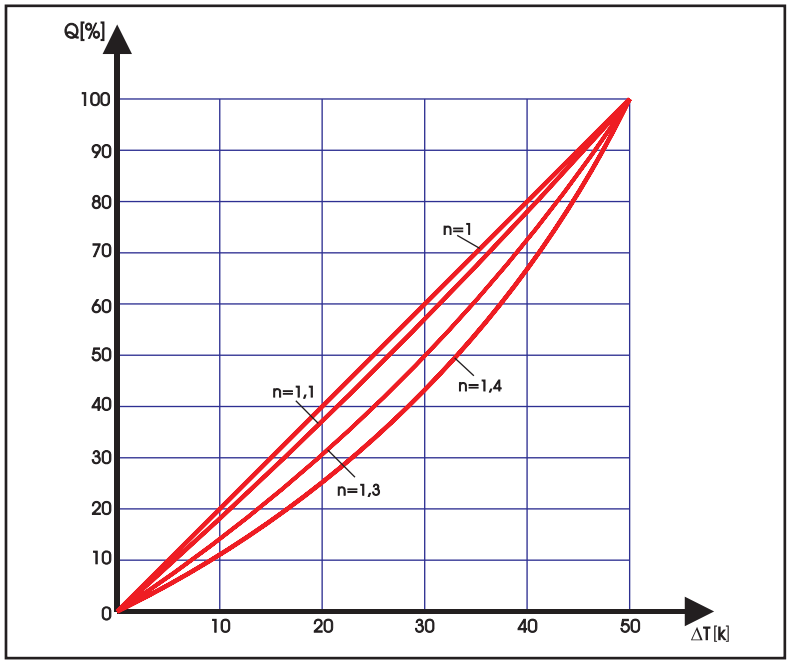


Рис. 4-4. Характеристика потужності радіатора при θ_i = 20 °C

Витрата води розраховується з **теплової потужності** Φ.

Масова витрата дорівнює:

$$q_m = \frac{\Phi}{c \cdot \left(\theta_V - \theta_R\right)}$$

де:

θ_V – температура в подавальній лінії, °C;
θ_R – температура в зворотній лінії, °C;
Φ – теплова потужність радіатора, Вт;
q_m – витрата води, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$;
c – питома теплоємність = 4,183, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$ (вода при 20 °C).

4.7 *Теплова потужність кімнатних радіаторів*

4.7.1 Стандартна теплова потужність

Стандартна теплова потужність Φ_N = номінальна теплова потужність – це теплова потужність, що віддається за таких умов (згідно з ÖNORM EN 442-2):

Температура подавальної лінії:
θ_V = 75 °C;

Температура зворотної лінії:
θ_R = 65 °C;

Стандартна еталонна температура повітря в приміщенні:
θ_L = 20 °C;

Середній температурний напір при арифметичному розрахунку:
ΔT_n = 50 K;

При логарифмічному розрахунку:
ΔT_{ln} = 49,83 K.

4.7.2 Фактична потужність радіатора

Внаслідок багатьох обставин фактична теплова потужність радіатора є меншою порівняно зі стандартною потужністю Φ_N.
Якщо витрата теплоносія не впливає на теплову потужність, теплова потужність Φ розраховується зі стандартної теплової потужності, помноженої на коефіцієнти потужності.

$$\Phi = \Phi_N \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 = \Phi_N \cdot f_g,$$
$$f_g = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5.$$

Табл. 7-1. Коефіцієнти потужності:

	Вплив
f_1	Температурний коефіцієнт
f_2	Тип підключення
f_3	Екрани, ніша
f_4	Фарбування металевих поверхонь
f_5	Обмежена експлуатація
f_g	Узагальнений коефіцієнт

4.7.2.1 Коефіцієнти потужності

Коефіцієнти потужності визначають відхилення теплової потужності радіатора за умов експлуатації, що відрізняються від стандартних умов (під час випробувань).

f_1 температурний коефіцієнт:

$$f_1 = \frac{1}{NTF} = \left(\frac{\Delta T_{ü}}{49{,}83}\right)^n.$$

Зворотна величина від f_1 позначається як низькотемпературний коефіцієнт NTF.

Спрощений спосіб розрахунку за ÖNORM M 7513

Цей розрахунок здійснюється з арифметичною величиною середнього температурного напору:

$$\Delta T_{ü} = \frac{\theta_V + \theta_R}{2} - \theta_i ,$$

$$f_1 = \frac{1}{NTF} = \left(\frac{\Delta T_{ü}}{50} \right)^n ,$$

де:

θ_V – температура в подавальній лінії, °C;
θ_R – температура в зворотній лінії, °C;
θ_i – температура в приміщенні, °C.

Середній логарифмічний температурний напір за стандартних умов приймається таким, що дорівнює середньому температурному напору: $\Delta T_{ü} = \Delta T_{ln}$.
Арифметична величина середнього температурного напору $\Delta T_{ü}$ передбачає лінійну характеристику температури згідно з рис. 4-5a. Це спрощення чинне при умові:

$$c = \frac{\theta_R - \theta_i}{\theta_V - \theta_i} \geq 0{,}7.$$

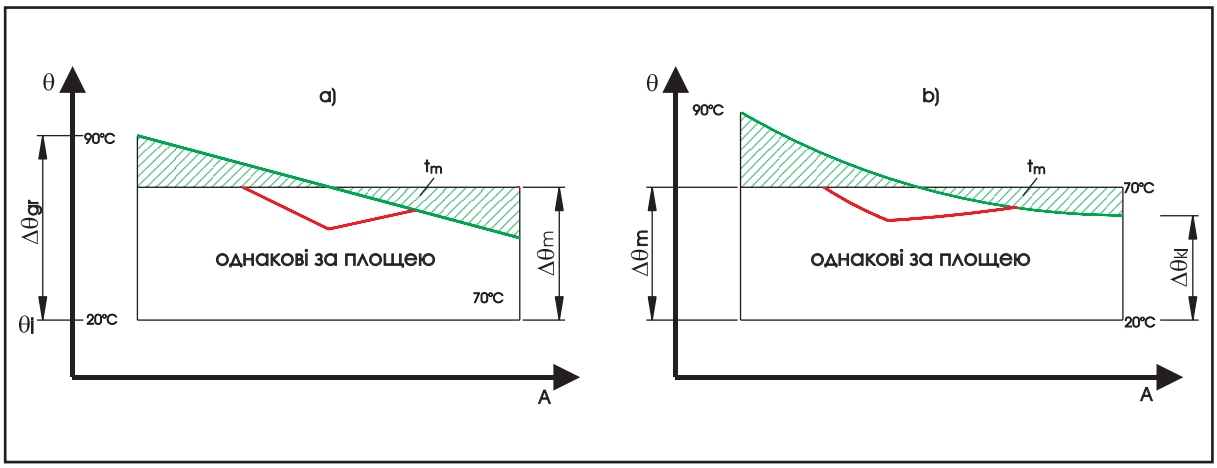


Рис. 4-5. a) спрощена і b) фактична характеристика температури в радіаторі

Для окремих температур низькотемпературні коефіцієнти NTF можна взяти з таблиці 4-2.

Таблиця. 4-2 Температурний коефіцієнт NTF для n = 1,3 для нормальних параметрів 75/65/20 °C NTF =1,0 [22]

Температура в подавальній лінії t_V [°C]	Температура в зворотній лінії t_R [°C]	Температура повітря t_L [°C]						
		10	12	15	18	20	22	24
90	80	0,59	0,61	0,64	0,68	0,71	0,74	0,77
	75	0,62	0,64	0,68	0,72	0,75	0,78	0,82
	70	0,65	0,67	0,72	0,76	0,80	0,83	0,87
	65	0,68	0,71	0,76	0,81	0,85	0,89	0,93
	60	0,72	0,76	0,81	0,87	0,91	0,96	1,01
	55	0,77	0,81	0,87	0,93	0,98	1,04	1,10
	50	0,83	0,87	0,93	1,01	1,07	1,14	1,21
85	75	0,64	0,67	0,71	0,75	0,79	0,82	0,86
	70	0,68	0,70	0,75	0,80	0,84	0,88	0,92
	65	0,72	0,75	0,80	0,85	0,89	0,94	0,99
	60	0,76	0,79	0,85	0,91	0,96	1,01	1,07
	55	0,81	0,85	0,91	0,98	1,04	1,10	1,16
	50	0,87	0,91	0,98	1,07	1,13	1,21	1,29
80	70	0,71	0,74	0,79	0,84	0,88	0,93	0,97
	65	0,75	0,78	0,84	0,90	0,94	0,99	1,05
	60	0,80	0,83	0,89	0,96	1,01	1,07	1,13
	55	0,85	0,89	0,96	1,04	1,10	1,16	1,24
	50	0,91	0,96	1,04	1,13	1,20	1,28	1,37
75	65	0,79	0,82	0,88	0,95	1,00	1,05	1,12
	60	0,84	0,88	0,94	1,02	1,08	1,14	1,21
	55	0,89	0,94	1,01	1,10	1,17	1,24	1,32
	50	0,96	1,01	1,10	1,20	1,28	1,37	1,47
70	60	0,88	0,93	1,00	1,08	1,15	1,22	1,30
	55	0,94	0,99	1,08	1,17	1,25	1,33	1,42
	50	1,01	1,07	1,17	1,28	1,37	1,47	1,58
	45	1,10	1,16	1,28	1,42	1,52	1,64	1,79
	40	1,20	1,28	1,42	1,59	1,73	1,89	2,08
65	55	1,00	1,05	1,15	1,26	1,34	1,43	1,54
	50	1,08	1,14	1,25	1,37	1,47	1,58	1,71
	45	1,17	1,24	1,37	1,52	1,64	1,78	1,94
	40	1,28	1,37	1,52	1,71	1,87	2,05	2,27
60	55	1,07	1,13	1,23	1,35	1,45	1,56	1,68
	50	1,15	1,22	1,34	1,48	1,60	1,73	1,87
	45	1,25	1,33	1,47	1,65	1,78	1,94	2,13
	40	1,37	1,47	1,64	1,86	2,03	2,24	2,50
55	50	1,23	1,31	1,45	1,62	1,75	1,90	2,07
	45	1,34	1,43	1,60	1,80	1,96	2,15	2,37
	40	1,47	1,58	1,78	2,03	2,24	2,48	2,78
	35	1,64	1,78	2,03	2,36	2,64	2,99	3,43
	30	1,87	2,05	2,39	2,86	3,29	3,86	4,67
50	45	1,45	1,56	1,75	1,98	2,17	2,40	2,67
	40	1,60	1,73	1,96	2,25	2,50	2,79	3,15
	35	1,78	1,94	2,24	2,63	2,96	3,37	3,92
	30	2,03	2,24	2,64	3,19	3,70	4,39	5,39
45	40	1,75	1,90	2,17	2,53	2,83	3,19	3,65
	35	1,96	2,15	2,50	2,96	3,37	3,89	4,58
	30	2,24	2,48	2,96	3,63	4,25	5,11	6,38
40	35	2,17	2,40	2,83	3,41	3,93	4,62	5,54
	30	2,50	2,79	3,37	4,21	5,01	6,14	7,87
	25	2,96	3,37	4,25	5,68	7,28	10,16	17,93

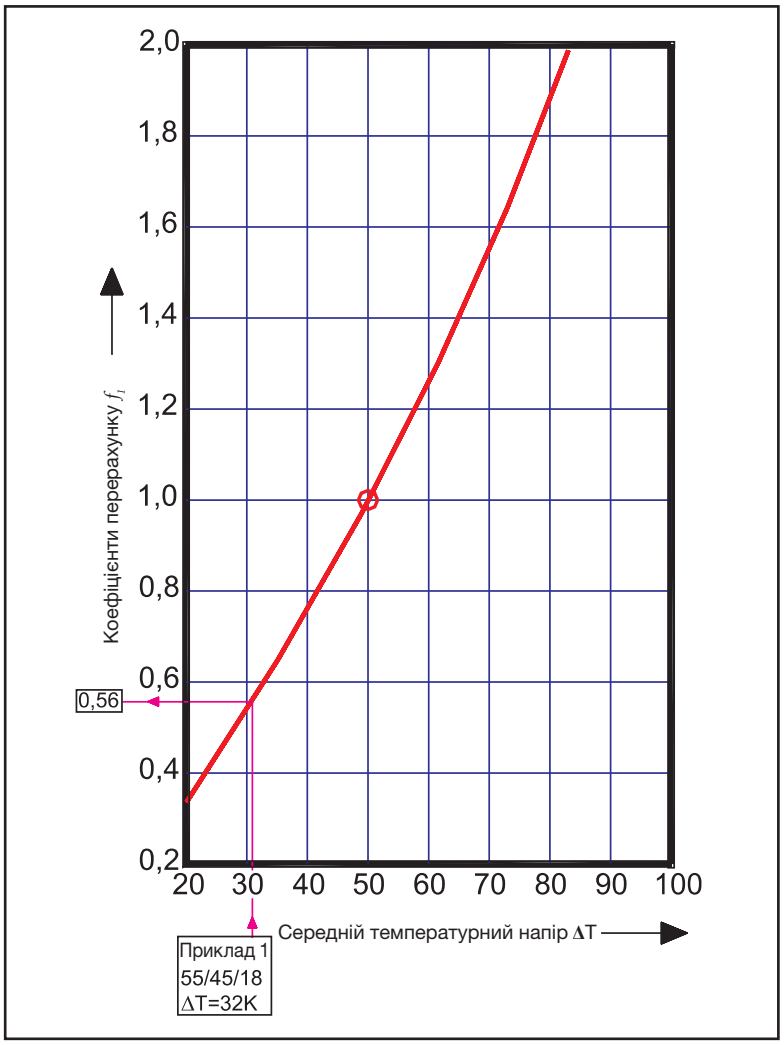


Рис. 4-6. Коефіцієнти перерахунку f_1 для n = 1,3 і $\Delta T_n = 50\ K$ згідно з ÖNORM M 7513:1997

f_2 Тип підключення

Наведені нижче значення – орієнтовні, значення вимірювань і вказівки фірми-виробника є переважними.

1,0	діагональне підключення;
0,9	симетрично, подача знизу, витрата 100%;
0,85 ... (0,7)	симетрично, арматура з замикальною ділянкою, витрата 50%;
0,9	бокове підключення, за допомогою ГЕРЦ-2000;
0,9	підключення посередині за допомогою комплекту ГЕРЦ 3033;
0,85 ... 0,90	одномісне підключення чотириходового клапана з ланцетною трубкою.

f_3 Екрани, ніша

а) При випробуванні радіатора в нормальних умовах передбачено вільне місце за задньою стінкою (знизу 100 мм, до задньої стінки 50 мм). Для такого виду встановлення дійсне значення f_3 = **1,0**. При відхиленнях від такого виду встановлення слід враховувати зниження потужності.

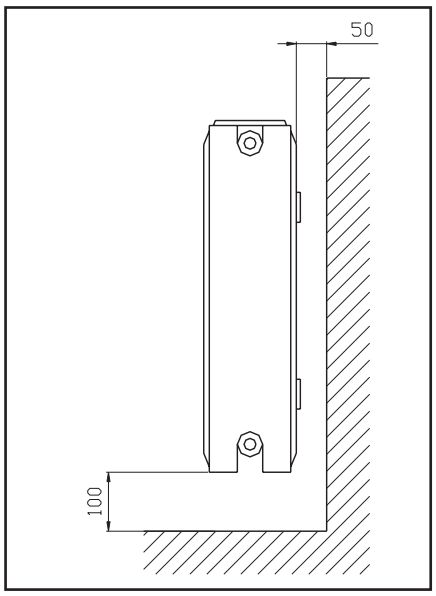


Рис. 4-7. Встановлення радіаторів згідно з ÖNORM M 7513. Вільно стоячий радіатор f_3 = 1,0

b) Для монтажу в **радіаторній ніші** слід дотримуватися мінімальних розмірів, вказаних у стандарті; якщо їх дотримано, то теплова потужність кімнатного радіатора знижується максимально на 4%.
Вільні відстані (зверху 65 мм, знизу 70 мм, від задньої стінки 40 мм).

f_3 = 0,99 ... 0,96.

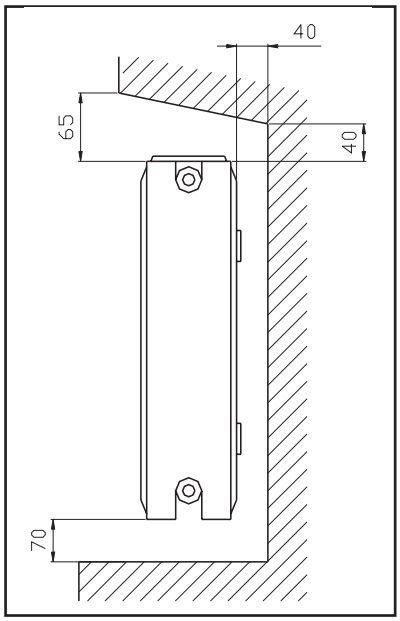


Рис. 4-8. Встановлення радіаторів згідно з ÖNORM M 7513. Найменші розміри f_3 = 0,99 ... 0,96

c) Якщо з переднього боку радіатора поставлено **екрани** (наприклад, дерев'яні або керамічні плити), які істотно перешкоджають припливу повітря до радіатора, а також випромінюванню радіатора, то слід очікувати зниження потужності приблизно на 15%.
f_3 = 0,9 ... 0,85 (при вільних відстанях згідно з рис. 4-9)

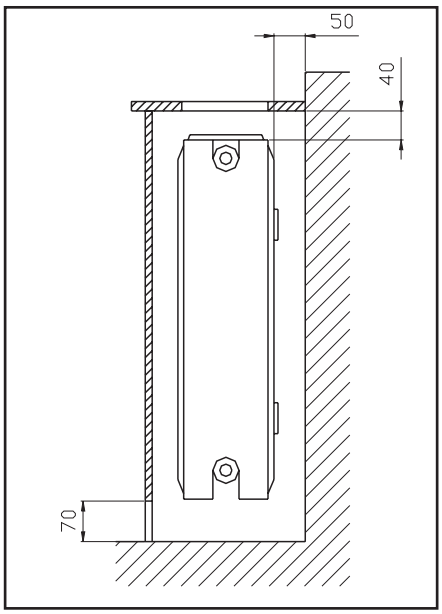


Рис. 4-9. Встановлення радіаторів згідно з ÖNORM M 7513. Радіатор з несуцільним екраном
f_3 = 0,9 ... 0,85

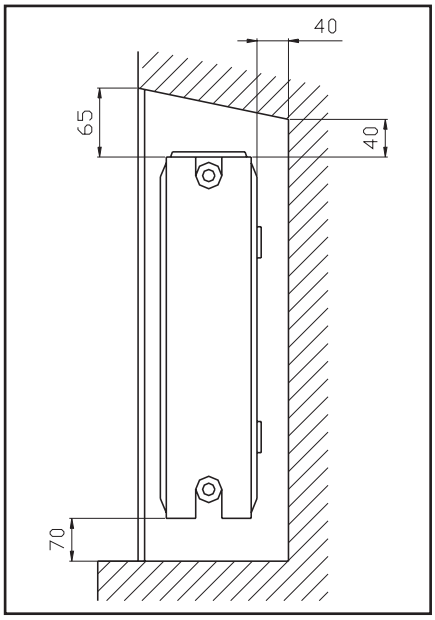


Рис. 4-10. Встановлення радіаторів згідно з ÖNORM M 7513. Радіатор з суцільним екраном

d) Сприятливе розміщення **навісних екранів** внаслідок підвищення «шахтного ефекту» може також призвести до збільшення потужності. Згадані зниження потужності в жодному разі не можна ототожнювати з додатковими втратами на теплопередачу через зовнішню стіну.

e) Якщо радіатори оснащені **захисними решітками**, то також слід очікувати зниження потужності, яке залежно від звуження випускного перерізу радіатора може становити до 20%.
f_3 = **0,9 ... 0,8**.

f) У панельних радіаторах у разі застосування верхніх і бічних **екранів** потужність може знижуватися приблизно до f_3 = **0,95 ... 0,9**, якщо випробування на потужність проводилися без екранів. Згідно з EN 442, наведені технічні характеристики мають відповідати стану радіатора, в якому він постачається.

g) Передні екрани знижують частку тепловипромінювання.
Верхній і нижній отвори для припливу повітря повинні відповідати, як мінімум, вертикальним повітряним перерізам (0,5 x глибина x довжина конструкції). Зменшення призводить до конвекційних втрат (акумуляції тепла). f_3 = **0,9**, якщо верхні, нижні і бічні прорізи дорівнюють глибині радіатора.

h) Низькі щільні штори також перешкоджають проникненню теплого повітря в приміщення. f_3 = **0,9**.

---

f_4 Фарбування металевої поверхні

Внаслідок низького коефіцієнта теплопередачі фарбування металевих поверхонь знижує тепловипромінювання.

f_4 = **1,0** ґрунтовка згідно з ÖNORM C 2360, радіаторний лак, порошкове фарбування (незалежно від кольору);

f_4 = **0,85...0,9** фарба металік, металева бронза, світлий алюміній тощо.

---

f_5 Обмежена експлуатація

У разі тривалих перерв в експлуатації для того, щоб можна було швидко обігріти приміщення, теплову потужність радіатора слід збільшити.

Якщо бажаний розрахунок із запасом, то для цього може бути використано коефіцієнт f_5. Наприклад, для прискореного обігріву f_5 = **0,8**.

Приклад: панельний радіатор.

Для стального панельного радіатора номінальна теплова потужність становить:
Φ_N = 1300 Вт.

Визначимо теплову потужність при 55/45/18 °C:

$$c = \frac{45 - 18}{55 - 18} = 0{,}729 > 0{,}7,$$

a) отже, для практичних випадків можна працювати з діаграмою, наведеною на рис. 4-6 (стор. 67):

$$\Delta T = \frac{55\ °C + 45\ °C}{2} - 18\ °C = 32\ K.$$

З рис. 4-6 (стор. 67) випливає f = 0,56.
Φ = 0,56 . 1300 = 728 Вт фактична теплова потужність.

b) або з низькотемпературним коефіцієнтом NTF з таблиці. 4-2 (стор. 66):
NTF = 1,8 отримуємо $\Phi = \frac{1300}{1{,}8}$ = 722 Вт.

Приклад: секційний радіатор.

Для радіатора стандартна теплова потужність секції становить:

$$\Phi_{1N} = 112 \text{ Вт при } \theta_V = 75°,\ \theta_R = 65°,\ \theta_i = 20\ °C.$$

Фактична тепловіддача визначається при $\theta_V = 80\ °C$, $\theta_R = 60\ °C$, $\theta_i = 22\ °C$:

a) тепловий напір отримуємо з $\Delta T_ü = \frac{80 + 60}{2} - 22 = 48\ K$, $f_1 = \left(\frac{48}{50}\right)^{1,3} = 0,948.$

З діаграми (рис. 4-6, стор. 67) при $\Delta T = 48$ K отримуємо температурний коефіцієнт $f_1 = 0,93$, з таблиці. 4-2 (стор. 66) - NTF = 1,07.
Отже, фактична знижена теплова потужність:
$T = f_1 \cdot \Phi_{1N} = 0,93 \cdot 112 = 104$ Вт;

b) контрольне обчислення **температурного коефіцієнта** f_1 за допомогою ΔT_{ln}.
Теплова потужність знаходиться в степеневій залежності від температурного напору, отриманого логарифмічним шляхом.

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\theta_v - \theta_R}{\ln \frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}} = \frac{80 - 60}{\ln \frac{80 - 20}{60 - 22}} = 47,3\ K;$$

$$f_{1,2} = \left(\frac{47,3}{49,83}\right)^{1,3} = 0,934; \qquad \text{NTF} = \frac{1}{f_{1,2}} = 1,0707.$$

Приклад: опалення за допомогою теплового насоса.

Температура в подавальній лінії і зворотній лінії 50/40° і температура в приміщенні 20°C.
Об'єм опалюваного приміщення 25 м², з питомим опалювальним навантаженням 32 Вт/м²,
Стандартна потужність при 75/65/20°C $\Phi_{1N} = 77$ Вт на секцію для секційного радіатора.

Опалювальне навантаження приміщення становить $\Phi_n = 25 \cdot 32 = 800$ Вт.

Температурний коефіцієнт для зниженої робочої температури розраховується з:

$$c = \frac{\theta_R - \theta_l}{\theta_V - \theta_1} = \frac{40 - 20}{50 - 20} = 0,67 < 0,7,$$

тому розрахунок проводимо за величиною логарифмічного температурного напору:

$$\Delta T_ü = \frac{\theta_V + \theta_R}{2} - \theta_i = \frac{50 - 40}{2} - 20 = 25\ K, \qquad f_1 = \left(\frac{\Delta T_ü}{50}\right)^n = \left(\frac{25}{50}\right)^{1,3} = 0,406,$$

$$TF = \frac{1}{f_1} = 2,46,$$

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln \frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}} = \frac{50 - 40}{\ln \frac{50 - 20}{40 - 20}} = 24,66\ K,$$

$$f_1 = \left(\frac{\Delta T_ü}{49,83}\right)^n = \left(\frac{24,66}{49,83}\right)^{1,3} = 0,40,$$

де:
49,83 – середній логарифмічний температурний напір при нормальних параметрах 75/65/20 °C.

Фактична потужність однієї секції $\Phi = \Phi_{1N} \cdot f_1 = 77 \cdot 0{,}40 = 30{,}8$ Вт.
Необхідна кількість секцій:

$$N \geq \frac{\Phi_n}{\Phi_{1N} \cdot f_g} = \frac{800}{77 \cdot 0{,}4} = 2{,}6.$$

Вибрана кількість секцій дорівнює 26.

Середня витрата теплоносія $q_m = \frac{\Phi}{c\ (\theta_V - \theta_R)} = \frac{800}{1{,}16 \cdot (50 - 40)} = 69\ \frac{\text{кг}}{\text{год}}$.

Приклад: визначення типорозміру радіатора.

Для приміщення потрібна розрахункова потужність, яка дорівнює 920 Вт. Радіатор встановлюють в ніші. Розрахункові температури становлять 80/60/20°C.
Згідно з рис. 4-8 (стор. 68) ніша дає зниження потужності, що дорівнює - 4%. $f_3 = 0{,}96$.
Згідно з табл. 4-2 (стор. 66) коефіцієнт NTF = 1,01.
З таблиці стандартної теплової потужності (рис. 4-1) 75/65/20°C необхідно вибрати радіатор із стандартною потужністю, що дорівнює:

$$\Phi_N = \frac{P_n \cdot NTF}{f_g} = \frac{920 \cdot 1{,}01}{0{,}96} = 968 \text{ Вт.}$$

Було вибрано радіатор «Kompakt» фірми «Stelrad» Тип 21-800-600 зі стандартною потужністю 1076 Вт (з рис. 4-1, стор. 61).

4.8 *Системи панельно-променевого опалення і охолодження*

Останніми роками попит на системи панельно-променевого опалення і охолодження помітно зріс. Завдяки численним перевагам цих систем більше третини одно- і двоквартирних житлових будинків обладнано системами підлогового опалення. Використання сучасних матеріалів, таких як багатошарові композитні труби HERZ, гарантує тривалий термін служби системи. Витрати на монтаж системи панельно-променевого опалення сумірні з витратами на встановлення радіаторів, а витрати на монтаж систем панельно-променевого охолодження менші, ніж на традиційні системи, з додатковою перевагою безшумної роботи.

За одночасного використання систем панельно-променевого опалення і системи радіаторного опалення необхідно звернути увагу, що регулювання системи панельно-променевого опалення повинне виконуватися незалежно від регулювання системи радіаторного опалення. Для системи панельно-променевого опалення необхідні температури теплоносія, відмінні від температури теплоносія системи радіаторного опалення. Те саме стосується систем охолодження з холодоносієм – холодна вода.

Переваги систем панельно-променевого опалення
Підлогове і настінне опалення використовують всю доступну поверхню підлоги або стіни приміщення як радіаційно-конвективну поверхню для теплообміну. Радіатори, навпаки, є тільки локалізованим джерелом тепла.

- Променеве тепло завжди призводить до рівномірного температурного поля в приміщенні. Завдяки тепловому випромінюванню з панельним опаленням комфортні умови в приміщенні можна забезпечити при температурі на 2-3 °C нижчій, ніж при використанні традиційної системи опалення.
  Зниження температури повітря в приміщенні на 2-3 °C скорочує споживання теплової енергії приблизно на 12%.

- Усі панелі в приміщенні мають вільний доступ, можуть бути оформлені під будь-який дизайн.
  Відсутність радіаторів не обмежує можливостей дизайну інтер'єру. Панельне опалення сприятливе для дітей.

- Практично відсутнє конвективне перенесення пилу в приміщенні: незначний рух повітря не призводить до завихрення пилу, яке відбувається у разі радіаторного опалення, коли тепле повітря піднімається від радіатора, а охолоджене повітря опускається на протилежній стороні. Зниження запиленості повітря покращує якість життя людей, особливо тих, які страждають на алергію. За низької різниці температур між кімнатною температурою і температурою поверхні підлоги підлогового опалення, що дорівнює 6 K, частка теплообміну конвекцією дуже мала, переважає передача тепла випромінюванням. Якщо різниця температур Δt більше 6 K, частка теплопередачі конвекцією збільшується і пил піднімається в приміщення.

- Для систем панельно-променевого опалення необхідні нижчі температури теплоносія в подавальних і зворотних трубопроводах, ніж для систем радіаторного опалення. При низькотемпературному опаленні забезпечуються комфортні умови і водночас економиться енергія. Використання низькотемпературного теплоносія в подавальному трубопроводі надає можливість застосовувати альтернативні джерела тепла з низькими температурами подачі, такі як теплові насоси, сонячні колектори тощо.

Панельне охолодження здійснюють в одноквартирних будинках у вигляді стельового охолодження, а у багатоповерхових житлових будинках, в офісних або промислових будівлях – у вигляді систем термоактивних будівельних конструкцій. Під час створення монолітних стін і перекриттів в їх конструкції прокладають контури трубопроводів. Через ці труби циркулює холодоносій і вся охолоджувана стеля або стіна акумулює його енергію. Температура холодної води має бути не нижче 18 °C (інакше виникає ризик досягнення температури точки роси). Як джерело енергії можуть використовуватися свердловини або ґрунтові колектори. Залежно від стану підземних вод і ґрунту, ґрунт можна використовувати як сезонний накопичувач. Можливе повторне охолодження, але це енергетично невигідно.

Максимальна охолоджувальна здатність термоактивних стель становить близько 50 Вт/м^2 (при кімнатній температурі 26 °C), тому стельове охолодження може здійснюватися лише у поєднанні з фасадами, які ефективно обмежують надходження тепла від сонячної радіації. Щоб уникнути проблеми утворення конденсату, слід використовувати необхідне регулювання з датчиками вологості.

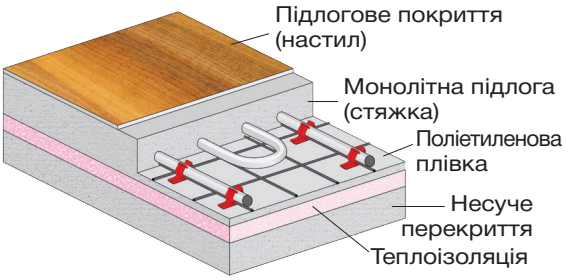
Монтаж систем підлогового опалення виконують одним з двох способів:

- **Метод «мокрого» укладання:** труби заливають безпосередньо цементним розчином (стяжкою).

- **Метод «сухого» укладання:** труби монтують без застосування цементного розчину («суха стяжка»). Перевага цієї системи: невелика товщина і легкість.

Система мокрого укладання

За такої конструкції підлоги труби опалення залиті безпосередньо в стяжку. Тепловіддача цієї системи достатньо висока.
Проте необхідно підмішувати добавки в стяжку, наприклад згідно з ÖNORM B 3732, які зменшують частку бульбашок повітря. Як опора для труб доступні різні системи, наприклад сталева арматурна сітка, фіксувальні шини, рулонні покриття і мати з бобишками. У системі мокрого укладання труби залиті в стяжку. Для стяжки підлогового опалення необхідно стежити за дотриманням необхідної мінімальної товщини: для цементних стяжок верхній край труби має бути покритий мінімум на 45 мм; для ангідридних стяжок – мінімум на 35 мм. У разі підлогового покриття, особливо ковроліном, необхідно звернути увагу на те, щоб килимовий настил і проклеювання були придатними для підлогового опалення.

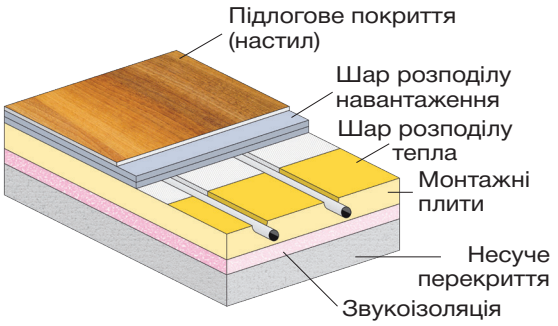


Конструкція «теплої підлоги» в системі мокрого укладання (знизу вгору) складається з таких шарів:

- перекриття, наприклад бетонне, засипка з піском або подібним матеріалом. У разі використання засипки необхідно застосовувати захисну плівку;
- за необхідності утеплення перекриття укладається теплова ізоляція;
- звукоізоляція;
- гідроізоляція (поліетиленова плівка), яка запобігає замоканню утеплювача і стін у разі розгерметизації трубопроводу, по якому циркулює теплоносій;
- монтажні плити з полістиролу з якірними скобами, теплоізоляційні мати з бобишками, фіксувальні шини, сталева арматурна сітка або плити для затискання труб;
- труби системи підлогового опалення від Ø 16 x 2,0 мм до Ø 20 x 2,0 мм;
- монолітна підлога (стяжка);
- підлогове покриття (настил).

Система сухого укладання

Теплопровідність цієї системи дещо нижча порівняно з іншими методами монтажу. Труби укладаються в трубні канали монтажних плит з різним кроком. Алюмінієвий або інший металевий шар рівномірно розподіляє тепло по поверхні. Як покривний шар укладено шар розподілу навантаження з сухих монолітних плит, завдяки чому будівельна товщина «теплої підлоги» невелика, що особливо важливо під час ремонту і подальшого укладання системи підлогового опалення. Над шарами укладається підлогове покриття.



Конструкція «теплої підлоги» в системі сухого укладання (знизу вгору) складається з таких шарів

- перекриття, наприклад бетонне, засипка з піском або подібним матеріалом. У разі використання засипки з піском слід застосовувати захисну плівку;
- за необхідності утеплення перекриття укладається теплова ізоляція;
- звукоізоляція;
- монтажні плити з полістиролу 50 мм з алюмінієвим шаром;
- труби системи підлогового опалення від Ø 14 x 2,0 мм до Ø 16 x 2,0 мм;
- шар розподілу навантаження (суха стяжка);
- підлогове покриття.

Тип укладання труб системи панельно-променевого опалення

Застосовуються різні типи прокладки труб, і вони залежать від таких факторів:

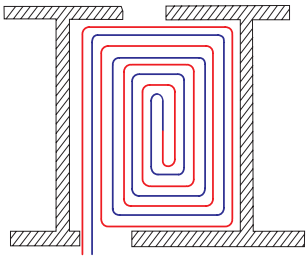
- форма приміщення;
- кількість контурів нагрівання;
- стяжка – відповідно деформаційні шви;
- крайові зони з підвищеною температурою поверхні;
- конструктивне виконання системи підлогового і поверхневого опалення як повної, часткової або комбінованої системи опалення;
- рівномірність розподілу температури по поверхні;
- дотримання мінімального радіусу вигину труби.

Метою монтажу труб є рівномірний розподіл температури по всій підлозі. Це досягається завдяки біфілярному (спіральному) укладанню, оскільки подавальний і зворотний трубопроводи укладаються поруч і, таким чином, «гарячий» і «охолоджений» теплоносій чергується в товщі підлоги.

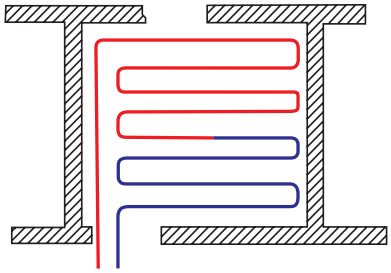
Температура поверхні підлоги вимірюється безпосередньо над трубою і між трубами. Різниця температур називається «хвилястістю». Важливо підтримувати її як найнижчою. Це досягається, з одного боку, завдяки невеликому кроку укладання (максимум 30 см), а з іншого боку, якомога нижчою температурою теплоносія в подавальному трубопроводі.

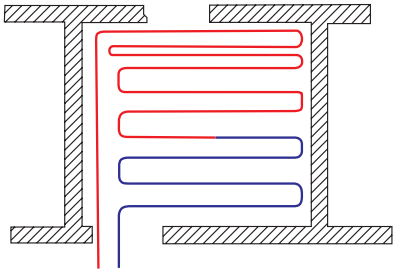
Для дуже великих поверхонь, укладених у формі меандру, напрямок потоку води також може змінюватися через певний інтервал часу для досягнення рівномірної температури поверхні. Тоді говорять про «зворотне або перпендикулярне нагрівання». Другий можливий спосіб укладання у формі меандру – це укладання труби від зовнішньої стіни до внутрішньої.

Під час укладання крайових зон тільки подавальні труби прокладаються поруч. У разі різних контурів системи підлогового опалення контур з найбільш високим питомим опалювальним навантаженням визначає температуру теплоносія в подавальному трубопроводі. Інші опалювальні контури варіюють з урахуванням кроку укладання труб. Крок укладання становить від 50 до 300 мм і залежить від конструкції і системи укладання.



Укладання труби у формі спіралі





Укладання труби у формі меандру без/з крайовою зоною

Розміри і проєктування системи панельно-променевого опалення

Як і у будь-якій системі опалення, оптимальне конструктивне рішення є основою правильної роботи системи підлогового опалення, яка повинна проєктуватися і виконуватися відповідно до загальних правил і стандартів. Це єдиний спосіб забезпечити комфортний мікроклімат у приміщенні і низькі експлуатаційні витрати. Визначення параметрів підлогового опалення виконується, наприклад, згідно з ÖNORM EN 1264.

Основою для розрахунку є теплове навантаження відповідно до ÖNORM EN 12831, тобто потужність, яка необхідна для обігріву приміщення. Вона залежить від розташування кімнати, будівельних матеріалів, які використовуються, теплоізоляції будівлі, кількості вікон тощо. Якщо відоме теплове навантаження, то систему підлогового опалення можна спроєктувати відносно легко.

Перегрівання підлоги

Під час проєктування переконайтеся, що максимальні розрахункові температури нагрівальної поверхні, зазначені в EN 1264, не перевищено. Температура поверхні «теплої підлоги», що впродовж тривалого часу перевищує 27 °C, сприймається більшістю людей як некомфортна.

Оскільки максимальна температура підлоги потрібна лише кілька днів упродовж року, температура 29 °C все ще вважається прийнятною в житлових приміщеннях.

У зонах, не призначених для постійного перебування, наприклад крайові або санітарні зони, допускається температура 35 °C. Ці значення встановлено відповідно до EN 1264 шляхом зазначення граничного перевищення температури підлоги відносно температури повітря: для зон постійного перебування - 9 K; для крайових зон - 15 K, при кімнатній температурі 20 °C.

Якщо необхідне теплове навантаження не може бути забезпечене навіть при введенні крайових зон, необхідно запроєктувати додаткове опалення.

Потрібно забезпечити відповідну теплоізоляцію під укладеними трубами, щоб тепловіддача вниз до перекриття становила менше 25 % від теплової потужності і не більше 20 Вт/м^2.

Етапи проєктування

Відправною точкою для визначення розмірів є проєктне теплове навантаження (потреба в теплі) P_N що розраховано згідно з EN 12831.

1) Коригування теплового навантаження

При наявності підлогового опалення втрати тепла через підлогу можна відняти від загальних тепловтрат приміщення (потреби в теплі).

$$P_{NB} = P_N - P_{FB},$$

де:

P_{NB} – скориговане теплове навантаження, Вт;

P_N – проєктне теплове навантаження, Вт;

P_{FB} – втрати тепла через підлогу, Вт.

2) Визначення питомого теплового навантаження

Питоме теплове навантаження розраховується, виходячи із скоригованого теплового навантаження і доступної нагрівальної поверхні (площа підлоги приміщення за вирахуванням, при необхідності, площі, що зайнята меблями, побутовою технікою та ін.).

$$q_{spez} = \frac{P_{NB}}{A_R},$$

де:

q_{spez} – питоме теплове навантаження, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$;

P_{NB} – скориговане теплове навантаження, Вт;

A_R – нагрівальна поверхня, м^2.

Для розрахунку температури теплоносія в подавальному трубопроводі приймається приміщення з найвищою

питомою потребою в теплі (окрім ванних кімнат), що називається надалі «базове (контрольне) приміщення».

3) Визначення параметрів базового приміщення

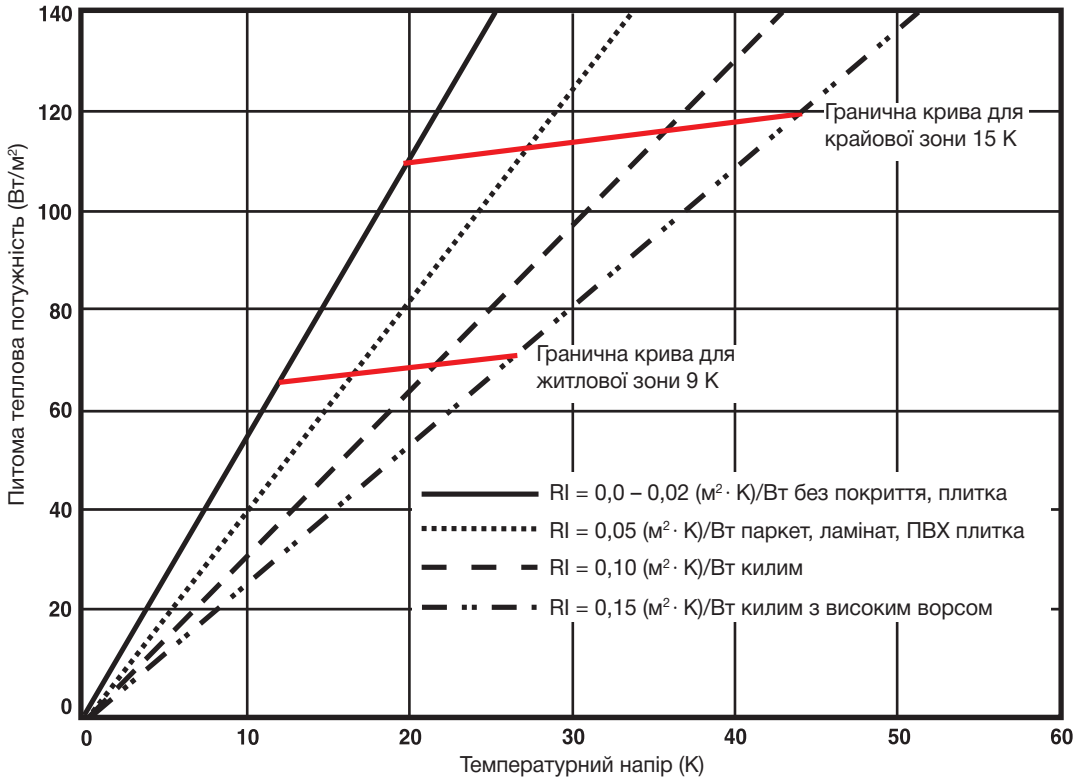
Для проєктування базового приміщення (і тільки для базового приміщення) вибирається різниця температур теплоносія (у подавальному і зворотному трубопроводах). Згідно з EN 1264 приймається величина $\sigma < 5$ K. Ванні кімнати не використовуються як базове приміщення.

4) Температурний напір

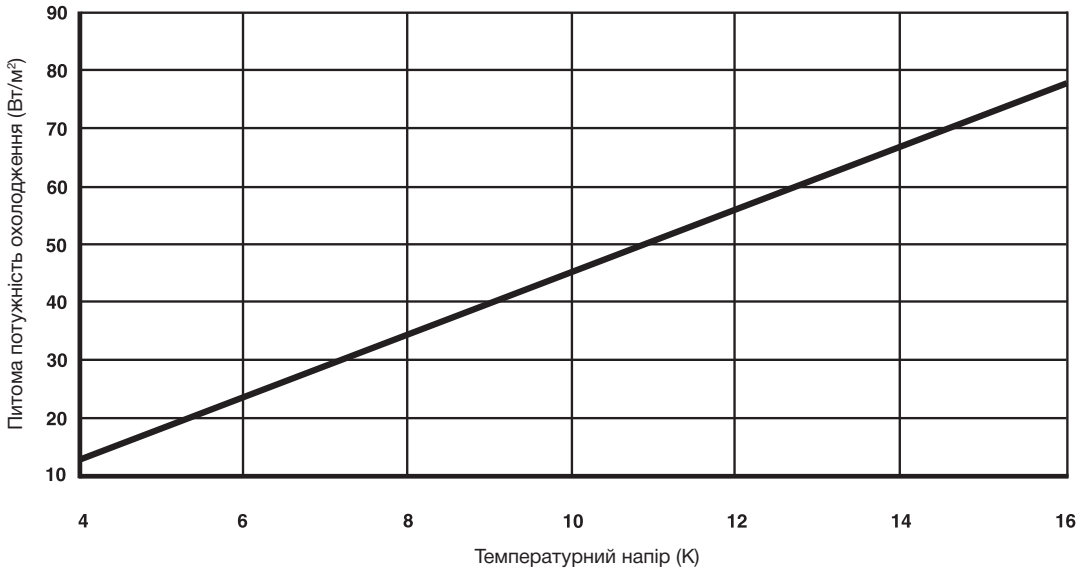
Середньологарифмічний температурний напір визначається між середньою температурою теплоносія і нормативною внутрішньою температурою повітря в приміщенні.

Для розрахунку базового приміщення використовується температурний напір, який переважає при вибраному опорі теплопередачі підлогового покриття і розрахунковій питомій тепловій потужності. Температурний напір можна визначити безпосередньо з діаграми. Температурний напір для охолодження приміщення визначається також з діаграми.

Температурний напір для стандартних підлогових покриттів



Температурний напір для охолодження



Таблиця нормативних значень теплопровідності та термічних опорів підлогових покриттів

Орієнтовні значення для повністю приклеєних підлогових покриттів для підлогового опалення

Підлогове покриття	Товщина (мм)	Теплопровідність (Вт/м · K)	Термічний опір ($м^2 \cdot K/Вт$)
Паркет мозаїчний (дуб)	8	0,21	0,038
Паркет багатошаровий	11-14	0,09-0,12	0,055-0,076
Паркетна дошка (дуб)	16	0,21	0,09
Ламінат	9	0,17	0,044
Кераміка	13	1,05	0,012
Мармур	12	2,1	0,0057
Плити з натурального каменю	12	1,2	0,01
Бетонна плитка	12	2,1	0,0057
Килимові покриття		-	0,07-0,17
Голкопробивний повстяний килим	6,5	0,54	0,12
Полімерне покриття	3,0	0,23	0,011
ПВХ покриття	2,0	0,20	0,010

5) Розрахунок температури теплоносія в подавальному трубопроводі

$$t_{VL} = t_i + t_{mH} + \frac{\sigma}{2},$$

де:
t_{VL} – температура теплоносія в подавальному трубопроводі, °C;
t_i – внутрішня температура повітря в приміщенні, °C;
t_{mH} – температурний напір, K;
σ – різниця температур теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах, K.

Температура теплоносія в подавальному трубопроводі дійсна не лише для базового приміщення, але також і для всіх інших контурів. Забезпечення правильної потужності кожного контуру системи підлогового опалення досягається варіюванням витрати і різниці температур теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах.

6) Визначення різниці температур для всіх інших контурів

За допомогою питомого теплового навантаження і кроку укладання, як і у разі проєктування базового приміщення, визначається температурний напір.
Знаючи температурний напір і температуру в подавальному трубопроводі, можна визначити різницю в подавальному і зворотному трубопроводах σ.

$$\frac{\sigma}{2} = t_{VL} - \left(t_i + t_{mH}\right),$$

$$\sigma = 2 \cdot \left[t_{VL} - \left(t_i + t_{mH}\right)\right],$$

де:
t_{VL} – температура теплоносія в подавальному трубопроводі, °C;
t_i – внутрішня температура повітря в приміщенні, °C;
t_{mH} – температурний напір, K;
σ – різниця температур теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах, K.

7) Крайові зони

У разі великої потреби приміщення в теплі, яка не може бути компенсована системою з мінімальним кроком укладання трубопроводу і максимальною температурою підлоги 29 °C, в першу чергу, виконується розрахунок крайових зон.

Перевіряється, чи можна покрити потребу в теплі через примежову зону з температурою підлоги до 35 °C. Якщо необхідна питома теплова потужність не може бути досягнута з меншим кроком укладання (наприклад, 10 см), необхідно виконати розрахунок з більш високою температурою теплоносія в подавальному трубопроводі, ніж спочатку планувалося. Це також стосується всіх інших приміщень. При цьому повинні дотримуватися обмеження системи.

8) Додаткова система опалення

Якщо розрахункова потреба приміщення в теплі не може бути компенсована за рахунок теплової потужності системи підлогового опалення з використанням всіх максимально нагрітих крайових зон, необхідно передбачити додаткові опалювальні пристрої. В першу чергу, розглядаємо варіант з настінним опаленням з огляду на однакову температуру теплоносія в подавальному трубопроводі. Альтернативними варіантами є стельове опалення, застосування опалювальних приладів різних конструкцій, а також електричне опалення.

9) Розрахунок витрати теплоносія

На основі відомої теплової потужності і різниці температур теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах можна обчислити масову витрату.

$$m = 3600 \cdot \frac{P_{NB} + P_{FB}}{\sigma \cdot c},$$

де:

m	–	масова витрата, $\frac{кг}{год}$;
P_{NB}	–	скориговане теплове навантаження, кВт;
P_{FB}	–	втрати тепла через підлогу, кВт;
σ	–	різниця температур теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах, K;
c	–	питома теплоємність води, 4,19 $\frac{кДж}{кг \cdot K}$;
3600	–	переведення одиниць вимірювання $\frac{кг}{с}$ в $\frac{кг}{год}$.

10) Розрахунок довжини труби

Загальна довжина труби контуру системи опалення не повинна перевищувати 100 м (контур системи опалення + підключення до розподільника).

$$L = \frac{A_R}{a} + 2 \cdot L_{zu},$$

де:

L	–	довжина трубопроводу контуру системи опалення, м;
A_R	–	площа поверхні, м^2;
a	–	крок укладання трубопроводу, м;
L_{zu}	–	довжина підведень до розподільника, м.

Під час визначення довжини контуру системи не слід забувати про підведення до розподільника (L_{zu}).

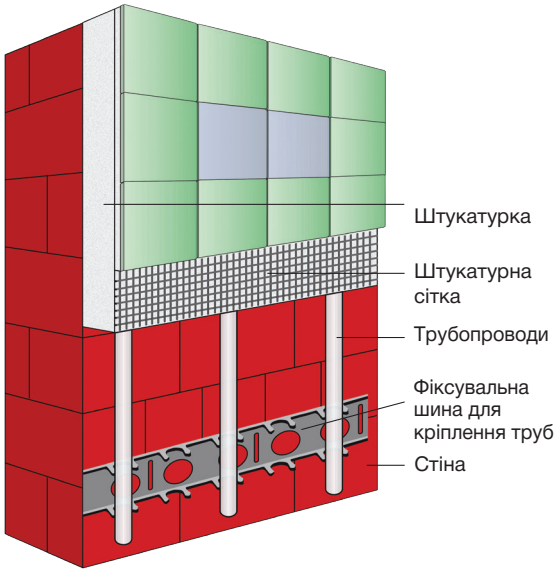
При розрахунковій довжині трубопроводу більше ніж 100 м необхідно виконати розділення на два контури (наприклад, розділення крайової зони і основної зони).

11) Розрахунок втрат тиску

У розділах 1.2.6 – 1.2.10 наведено формули для визначення втрат тиску в трубопроводах, за допомогою яких можна розрахувати втрати тиску в трубопроводах системи підлогового опалення. Максимальна швидкість потоку не повинна перевищувати 0,8 м/с.

4.8.1 Настінне опалення

За допомогою фіксувальних шин трубопроводи кріпляться до необробленої внутрішньої стіни. Після нанесення грубої штукатурки на стіну її підсушують до досягнення цим шаром достатньої міцності. На цьому етапі відбувається розтріскування штукатурки. Після цього кріпиться штукатурна сітка і наноситься фінішний штукатурний шар.



4.8.2 Приладдя для системи панельно-променевого опалення

Домішки до цементу для стяжки підлоги
Домішки для стяжки гомогенізують цементну стяжку і, таким чином, забезпечують кращу теплопровідність і підвищену міцність на стискування і вигин. Потрібно близько 0,25 л/м^2 (при товщині стяжки 8 см). Добавка для стяжки поставляється в каністрах. Розчин для стяжки підлоги готується безпосередньо на місці проведення робіт або поставляється вже готовий розчин для стяжки.

Крайова демпферна стрічка
Крайова демпферна стрічка з пористого поліетилену з прорізами для відривання і захисним фартухом із полімерної плівки є звукоізоляційним матеріалом згідно з DIN 18560, що зменшує передачу ударних шумів. Крайова стрічка і захисний фартух з тильного боку – самоклейні. На вибір доступні також крайові стрічки без клейового шару. Крайова стрічка уздовж стін по периметру підлоги гарантує наявність проміжку, який компенсує температурне розширення стяжки. Товщина крайових демпферних стрічок має бути не менше ніж 10 мм. Уздовж стін, колон й інших несучих конструкцій необхідно передбачити укладання крайової демпферної стрічки для роз'єднання із стяжкою підлогового опалення. Крайові демпферні стрічки мають бути виготовлені з матеріалу, який допускає стискання, як мінімум, на 5 мм.

Компенсаційні шви
У разі розділення приміщення або виконання компенсаційних швів у стяжці трубопроводи системи підлогового опалення необхідно прокладати у захисних футлярах з гофрованої труби. Допускається також використання готових компенсаторів з піноматеріалу з пластиковими втулками.

Трубопроводи системи підлогового опалення
Трубопроводи системи підлогового опалення укладаються в стяжку під підлогове покриття. Таким чином, вони стають складовою частиною конструкції і повинні забезпечувати найвищий рівень надійності.
Згідно з правовим договором будівельного підряду стандартизовані елементи конструкції можуть застосовуватися тільки за наявності норм і стандартів. Елементи конструкції мають бути сертифіковані і повинна гарантуватися їх висока якість. У разі використання сертифікованих елементів конструкції регулярний зовнішній моніторинг гарантує їх відповідність, високу якість, передбачувану функціональність і термін служби. Матеріали труб, що витримали випробування і прийнятні для систем опалення, наведені в міжнародних нормах EN ISO 15874 (PP), EN ISO 15875 (PE-X), EN ISO 15876 (PB), EN ISO 15877 (PVC), EN ISO 22391 (PE-RT) і EN ISO 21003 (багатошарові композитні труби). У нормах також описані мінімальні вимоги щодо стійкості до температури та тиску в системах підлогового опалення, а також їх маркування.
Полімерні труби не схильні до корозії. Щоб запобігти потраплянню кисню в систему опалення через стінки полімерної труби, слід використати кисненепроникні труби. Труби з киснепроникністю не більше 0,32 мг/ (м^2·добу) при 40 °C відповідно до DIN 4726, відносяться до кисненепроникних труб. При їх застосуванні додаткові заходи, такі як використання інгібіторів корозії або розділення системи, не потрібні.
У разі додавання домішок до теплоносія необхідно дотримуватися технічних вимог як фірми-виробника труб, так і фірми-виробника цих домішок.
Загалом усі існуючі способи з'єднання, такі як опресовування або використання компресійних фітингів, знаходять практичне застосування. Метод зварювання застосовують для поліпропіленових і полібутиленових труб.

Застосування роз'ємних з'єднань у недоступних місцях (наприклад, у стяжці) не допускається

4.8.3 Регулювання системи панельно-променевого опалення або охолодження

У 7 розділі книги детально розглянуто регулювання системи.
Системи панельно-променевого опалення або охолодження є інерційними, де зміна температури в приміщенні відбувається дуже повільно внаслідок великої маси опалювальної панелі, великого об'єму теплоносія в системі та низького коефіцієнта теплопровідності.
Зазвичай використовують двопозиційне регулювання окремих контурів опалення.
В інерційних системах має сенс зниження температури теплоносія у нічний період. Також можливо регулювання системи по температурі поверхні у контрольній точці.
При поверхневому охолодженні необхідно завжди контролювати температуру поверхні

залежно від вологості повітря. Найкращі результати досягаються за допомогою датчиків вологості. Для попереднього підбору параметрів використовують i-d-діаграму вологого повітря Рамзіна-Мольє. Також зараз це можна зробити за допомогою доступних додатків.

4.8.4 Монтаж

Для монтажу системи панельно-променевого опалення і охолодження виробляється велика кількість вже укомплектованих розподільників і модулів керування, таких як «COMPACTFLOOR». Ці готові модулі спрощують монтаж і підключення, вони доступні з або без розділення системи. Усі необхідні комплектуючі для систем панельно-променевого опалення і охолодження також входять до програми поставок HERZ.

4.8.5 Випробування під тиском і приймання в експлуатацію

Випробування під тиском системи підлогового опалення відповідно до EN 1264-4
Перед випробуванням під тиском із системи підлогового опалення слід видалити повітря. Гідравлічне випробування тиском необхідно виконати безпосередньо до і після заливки стяжки.
Випробувальний тиск повинен в 1,3 рази перевищувати максимальний робочий тиск системи і не повинен впасти більше ніж на 0,2 бар упродовж випробувального періоду. Система має бути герметичною, не повинно бути протікань води. Під час заливки стяжки необхідно підтримувати максимальний робочий тиск. Ми рекомендуємо проводити випробування під тиском 6 бар упродовж 24 годин. Також має бути оформлений акт з опресовування

Випробування під тиском системи настінного опалення
Перед випробуванням під тиском із системи настінного опалення слід видалити повітря. Випробувальний тиск повинен в 1,3 рази перевищувати максимальний робочий тиск, але надлишковий тиск має бути не менше 5 бар. Герметичність і випробувальний тиск мають бути записані в акті. Під час штукатурних робіт необхідно підтримувати максимальний робочий тиск.

Висушування стяжки теплоносієм системи підлогового опалення (готовність до покриття)
Вирішальним фактором готовності стяжки до укладки підлогового покриття є залишкова вологість. Особливо у разі дерев'яних підлогових покриттів.
Значення залишкової вологості не повинно перевищувати 1,8% для цементних стяжок і 0,3% для ангідридних стяжок. Поверхня має бути твердою і сухою. Після заливання і відповідного періоду витримування стяжки (затвердіння триває приблизно 3 – 4 тижні), а також після функціонального нагріву, готовність стяжки визначають перевіркою залишкової вологості за допомогою вимірювань (CM-метод). Це є необхідною умовою перед укладкою підлогового покриття. Час висихання стяжки залежно від фірми-виробника відрізняється.
Існує простіший тест для визначення залишкової вологості за допомогою плівки: поліетиленову плівку приблизно 50 x 50 см необхідно укласти на стяжку і приклеїти липкою стрічкою по периметру. За максимальної температури подачі теплоносія в труби «теплої підлоги» впродовж 12 годин під плівкою не повинно бути конденсату, при цьому приміщення необхідно провітрювати. Це відповідає залишковій вологості близько 0,1%.

Тест з використанням плівки не замінює вимірювання CM-методом! Укладальник підлоги вирішує, чи необхідно виконувати подальше висушування стяжки
Після висушування стяжки температуру подачі поступово підвищують щодня на 5 K і після досягнення 2/3 від проєктної потужності системи стяжку обігрівають постійно впродовж приблизно двох тижнів. Після цього нагрівання значно знижують на 3 дні, щоб волога, яка пішла вниз під час обігрівання, змогла знову піднятися вгору. Потім протягом тижня стяжку знову обігрівають з 2/3 теплового навантаження. Перед укладанням підлогового покриття температуру необхідно відповідним чином знизити.

Функціональний обігрів у разі настінного опалення
Для настінного опалення з цементною штукатуркою або шпаклівкою обігрів слід розпочинати не раніше ніж через 21 день. Для гіпсової штукатурки або глиняної штукатурки обігрів слід розпочинати не раніше ніж через 7 днів. Необхідно дотримуватися вказівок від фірми-виробника! Функціональний обігрів розпочинають з температури подачі 25 °C, яку необхідно підтримувати впродовж трьох днів. Потім її підвищують до максимальної температури подачі і залишають на чотири дні. Для настінного опалення з облицюванням стін функціональний обігрів може бути розпочато одразу після монтажу.

Приклад: акт висушування стяжки до готовності укладання підлогового покриття.

Акт висушування стяжки до готовності укладання підлогового покриття

Замовник: Будмайданчик:	Монтажна компанія: Старший виконроб:

☐ Цементна стяжка, фірма-виробник: _____

☐ Гіпсова стяжка, фірма-виробник: _____

☐ Інші, фірма-виробник: _____

Система опалення: Дата закінчення укладки стяжки:	Середня товщина стяжки: _____ мм Товщина стяжки над трубами опалення: Мин: мм Макс: мм

Висушування стяжки (готовність до укладання підлогового покриття):

Дата	Зовнішня температура, °C	Температура теплоносія в подавальній трубі, °C	Підпис

Перевірка висихання:

Дата	Метод	Стяжка суха так/ні	Підпис

Зниження температури теплоносія в подавальному трубопроводі:

Дата	Зовнішня температура, °C	Температура теплоносія в подавальній трубі, °C	Підпис

Підготовку до укладання підлогового покриття завершено:

Дата	Зовнішня температура, °C	Температура теплоносія в подавальній трубі, °C	Підпис

....

Місце/Дата: **Підпис старшого виконроба:**

Приклад: акт висушування для настінного опалення.

Акт висушування для настінного опалення

Замовник: Будмайданчик:	Монтажна компанія: Старший виконроб:

☐ Цементна штукатурка, фірма-виробник: _____

☐ Гіпсова штукатурка, фірма-виробник: _____

☐ Інші, фірма-виробник: _____

Система опалення: Дата нанесення штукатурки:	Середня товщина штукатурки: _____ мм Товщина штукатурки над трубами опалення: Мин: мм Макс: мм

Висушування:

Дата	Зовнішня температура, °C	Температура теплоносія в подавальній трубі, °C	Підпис

Функціональний обігрів:

Дата	Зовнішня температура, °C	Температура теплоносія в подавальній трубі, °C	Підпис

....

Місце/Дата: **Підпис старшого виконроба:**

Приклад: акт випробування системи панельно-променевого опалення під тиском.

Акт випробування системи панельно-променевого опалення під тиском

Замовник: Будмайданчик:	Монтажна компанія: Старший виконроб:

Вид системи опалення/охолодження (підлогове/настінне/стельове): _____

Матеріал труб/з'єднання труб (фірма-виробник/тип): _____

Вид з'єднання труб (опресовування/різьбове з'єднання/зварювання): _____

Фірма-виробник, постачальник системи: _____

Випробування під тиском:

Випробувальний тиск _____ **бар**

Дата початку випробування _____ **час** _____

Випробувальний тиск _____ **бар**

Дата початку випробування _____ **час** _____

Падіння тиску впродовж випробувального періоду _____ **бар**

Результат візуального огляду: _____

....
Місце/Дата: **Підпис старшого виконроба:** **Підпис замовника:**

Приклад: таблиця швидкого вибору кроку укладання труб.

Швидкий вибір/Огляд для HERZ-труб розміром 16 x 2,0 мм																									
Теплове навантаження панельно-променевого опалення Вт/м²				40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130
Температура поверхні панельно-променевого опалення при кімнатній температурі 20 °C				24	25	25	25	26	26	27	27	27	28	28	29	29	29	30	30	31	31	31
Температура поверхні панельно-променевого опалення при кімнатній температурі 24 °C				28	29	29	29	30	30	31	31	31	32	32	33	33	33	34	34	35	35	35
Температура подачі **40 °C**	Кімнатна температура **20 °C**	R||=0,02 (м² К)/Вт	Плитка	VA у мм	250	250	200	200	150	150	100	100	100	70	70								
				Amax у м²	36,7		30,3		22,1		14,3			8,9									
		R||=0,07 (м² К)/Вт	Дерево/ паркет	VA у мм		200		150		100		70											
				Amax у м²		30,2		22,4		15,5		9,75											
		R||=0,10 (м² К)/Вт	Килим	VA у мм	200		150		100	70													
				Amax у м²	28,3		18,9		12,4	9,8													
		R||=0,15 (м² К)/Вт	Килим щільний	VA у мм	200	150	100																
				Amax у м²	25	20	13,5																
	Кімнатна температура **24 °C**	R||=0,02 (м² К)/Вт	Плитка	VA у мм	200		150		100		70												
				Amax у м²	28,3		20,8		14,3		8,5												
Температура подачі **45 °C**	Кімнатна температура **20 °C**	R||=0,02 (м² К)/Вт	Плитка	VA у мм		250		200		150		150		100		70							
				Amax у м²		38,1				28,8		20,3		14,5		9							
		R||=0,07 (м² К)/Вт	Дерево/ паркет	VA у мм			200		150		100		70										
				Amax у м²			30		20,6		14,4		8,7										
		R||=0,10 (м² К)/Вт	Килим	VA у мм	250		200		150		100	70											
				Amax у м²	36,5		26,4		17,6		12,6	8,8											
		R||=0,15 (м² К)/Вт	Килим щільний	VA у мм	250	200	150	100															
				Amax у м²	36	28,3	18,5	11,7															
	Кімнатна температура **24 °C**	R||=0,02 (м² К)/Вт	Плитка	VA у мм		200		150		100		100		70									
				Amax у м²		31,2		20,5		14,5		9,5											
Температура подачі **50 °C**	Кімнатна температура **20 °C**	R||=0,02 (м² К)/Вт	Плитка	VA у мм			250		200		150		150		100								
				Amax у м²			39,3				32,2		22		11,3								
		R||=0,07 (м² К)/Вт	Дерево/ паркет	VA у мм				200		150		150		100		70							
				Amax у м²				31,3		21,9		12,1		8,5									
		R||=0,10 (м² К)/Вт	Килим	VA у мм		250	200		150		100		70										
				Amax у м²		40	34,5		24,8		15,4		8,4										
		R||=0,15 (м² К)/Вт	Килим щільний	VA у мм		250	200	150		100		70											
				Amax у м²		40	33,4	23,9		23		8,5											
	Кімнатна температура **24 °C**	R||=0,02 (м² К)/Вт	Плитка	VA у мм			200		150		150		100		70								
				Amax у м²			34,5		23,9		24,5		16,2		9,7								
Температура подачі **55 °C**	Кімнатна температура **20 °C**	R||=0,02 (м² К)/Вт	Плитка	VA у мм						250		200		150		100							
				Amax у м²						38		29,5		21,6		18							
		R||=0,07 (м² К)/Вт	Дерево/ паркет	VA у мм							200		150		100								
				Amax у м²							30,5		21,5		15,5								
		R||=0,10 (м² К)/Вт	Килим	VA у мм					250		200		150		100		70						
				Amax у м²					39,4		32,3		23		15,5		8,5						
		R||=0,15 (м² К)/Вт	Килим щільний	VA у мм				250		200		150		100		70							
				Amax у м²				40		32,5		22,5		14		7,9							
	Кімнатна температура **24 °C**	R||=0,02 (м² К)/Вт	Плитка	VA у мм							200		150		100		70						
				Amax у м²							32,5		23,7		17,3		15						

Опір теплопередачі підлогового покриття (м² К)/Вт

VA – крок укладання в мм
Амакс. в м² – максимальна площа поверхні теплої підлоги, що обігрівається одним контуром

5 Система розподілу тепла

5.1 Розрахунок параметрів

Для розрахунку параметрів системи розподілу тепла слід врахувати:

(1) призначення системи;

(2) систему тепловіддачі;

(3) варіанти групування за наявності в системі різних систем тепловіддачі. У кожній групі слід встановити окремий регулятор;

(4) усі випадки групування за особливими умовами експлуатації, наприклад, північ/південь, за часом експлуатації, за вимогами користувача;

(5) одночасність використання;

(6) температуру і різницю температур теплоносія;

(7) тип теплоносія (вода, водогліколева суміш);

(8) гідравлічну схему (наприклад: гідравлічний роздільник (гідрострілка), розподільник з підтриманням чи без підтримання перепаду тиску).

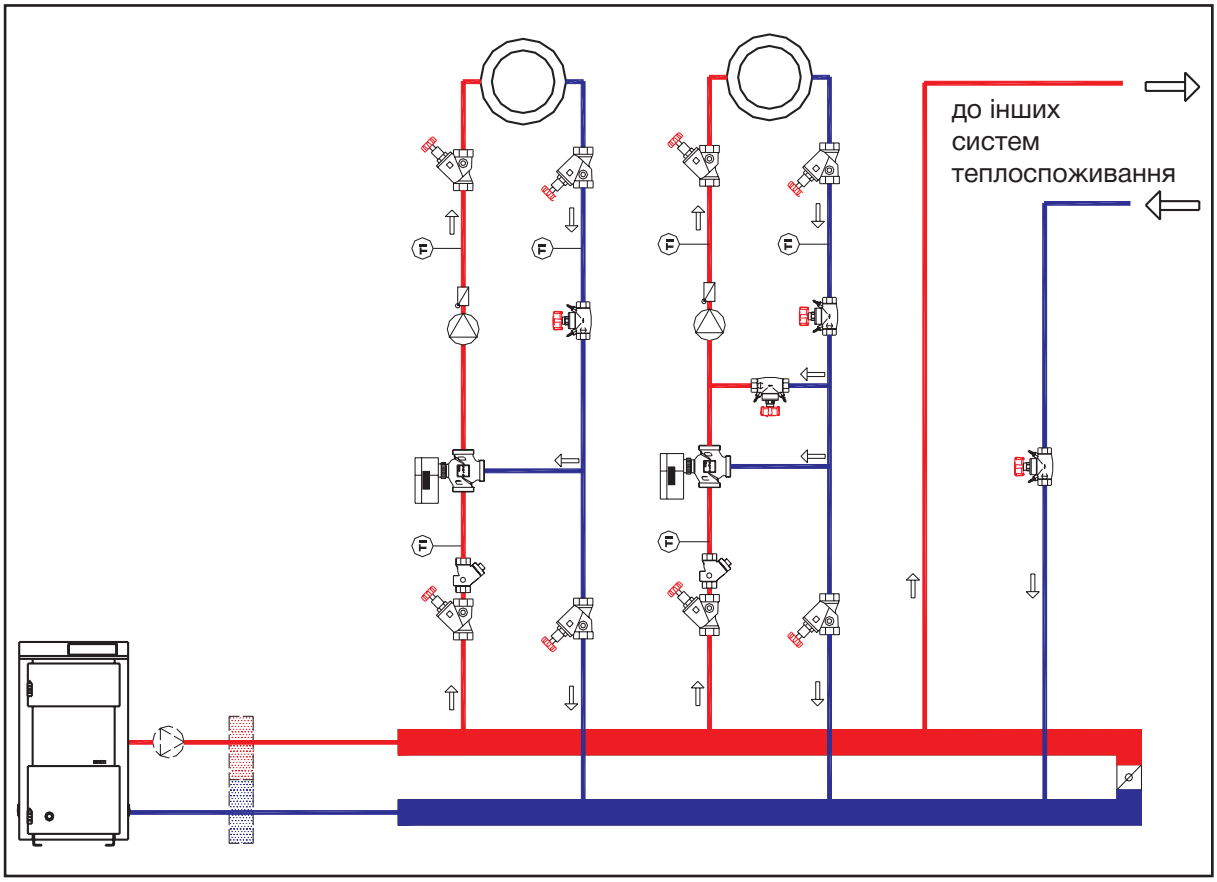


Рис. 5-1. Система розподілу без підтримання перепаду тиску

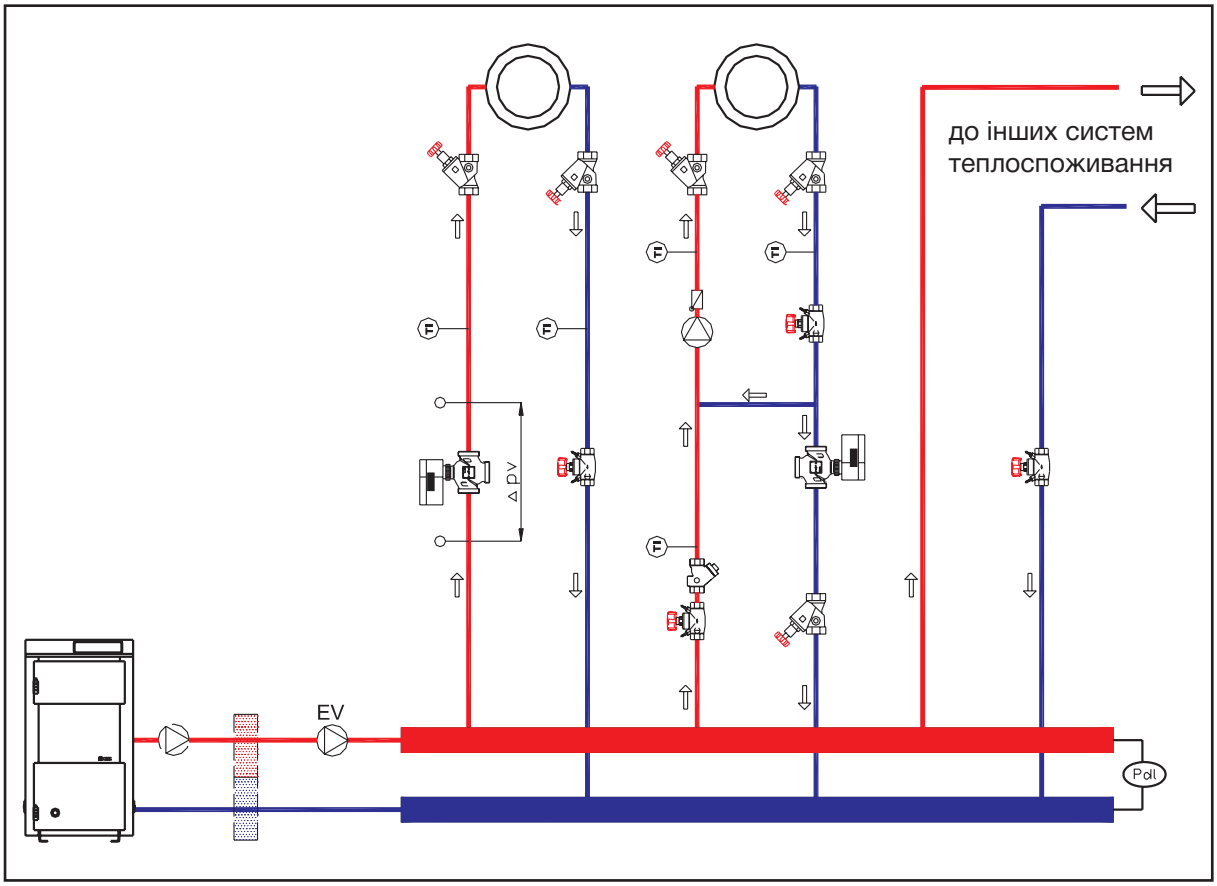


Рис. 5-2. Система розподілу з підтриманням перепаду тиску, з насосом (головний насос і змінна об'ємна витрата)

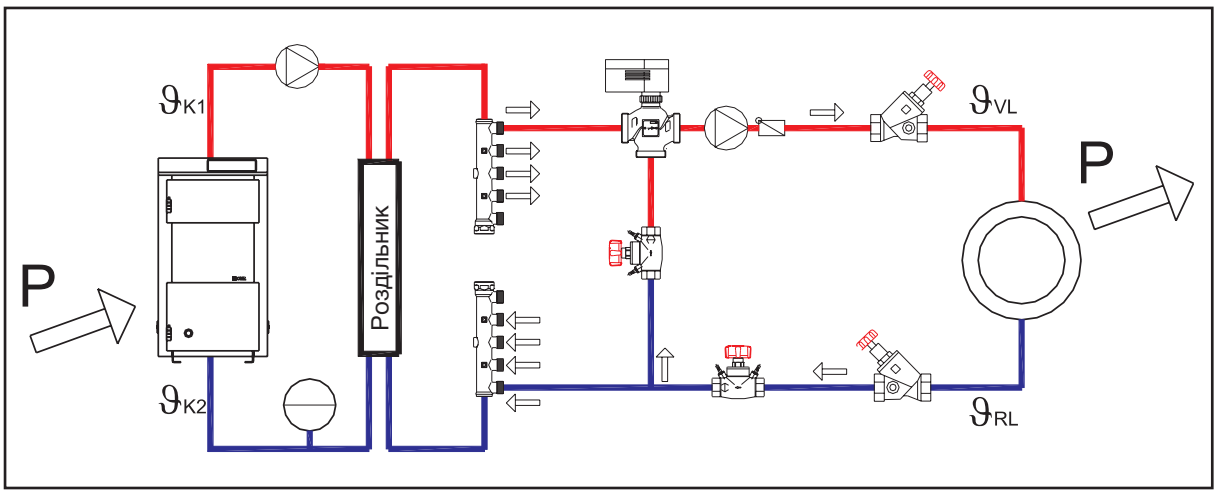


Рис. 5-3. Схема з гідравлічним роздільником

Далі слід врахувати такі положення:

(9) Визначення відповідних об'ємних витрат:

- від системи вироблення тепла до споживача: згідно розрахунку системи теплопостачання;
- всередині споживача: згідно розрахунку системи опалення;

(10) Кількість циркуляційних насосів, їх характеристики, швидкість обертання та можливість регулювання визначають в залежності від характеристик системи опалення і можливості їх адаптації до вимог експлуатації, які можуть змінюватися.

(11) Всі гідравлічні контури системи мають бути ув'язані між собою за допомогою регулюючих пристроїв;

(12) При підключенні до централізованого теплопостачання слід враховувати директиви відповідного підприємства централізованого теплопостачання.

5.2 Вказівки щодо проєктування

(1) У кожній системі, відокремлених кільцях, приладових вітках та стояках слід передбачити можливість регулювання, перекриття, спорожнення та видалення повітря. Запірні пристрої за класом герметичності, робочою температурою та максимальним робочим тиском мають відповідати умовам експлуатації будівлі (вимоги до герметичності відповідно до ÖNORM EN 12266).

(2) Усі запірні, вимірювальні і регулювальні пристрої, пристрої для спорожнення і видалення повітря, роз'ємні з'єднання і компенсатори температурного розширення слід розташовувати в місцях доступних для обслуговування, зчитування і догляду.

(3) Трубопроводи, розміри труб і фасонні частини (відводи, трійники) слід проєктувати з дотриманням директив щодо визначення параметрів водяного опалення.

(4) Щодо зниження шуму, слід враховувати вимоги ÖNORM EN B 8115 і H 5190.

(5) Дотримання витрат теплоносія (масова витрата, об'ємна витрата) на основі розрахункових даних слід забезпечувати, вживаючи відповідних заходів (наприклад, встановлення балансувальних клапанів з вимірювальними штуцерами, регуляторів витрати, регуляторів перепаду тиску).

(6) Трубопроводи, регулюючі клапани та інші елементи системи опалення, що знаходяться в неопалювальних приміщеннях, необхідно теплоізолювати відповідно до ÖNORM H 5155 для запобігання тепловим втратам.

(7) Якщо трубопроводи прокладають через опалювальні приміщення, необхідно враховувати наступне:

загальна тепловіддача теплоізольованих і неізольованих частин системи, які знаходяться в приміщенні, не повинна перевищувати 20% від опалювального навантаження, визначеного відповідно до ÖNORM M 7500-1.

Надходження тепла від обладнання, яке вкрито теплоізоляційними кожухами, декоративними кришками, плінтусами тощо слід враховувати згідно з вказівками виробника. З неізольованими частинами системи, прокладеними за гіпсокартоном або у підвісній стелі, слід поводитися як із відкрито прокладеними. Надходження тепла від частин системи, теплоізольованих відповідно до ÖNORM H 5155, в розрахунку не враховують.

(8) Систему розподілу тепла слід оснастити регулятором температури подачі.

(9) Циркуляційні насоси та пристрої підтримання напору слід монтувати в системах опалення так, щоб унеможливити всмоктування повітря під час роботи. Рекомендується встановлення резервних насосів.

(10) Систему розподілу тепла слід виконувати так, щоб теплове подовження трубопроводів відбувалось без небезпеки для системи та будівлі й без неприпустимих шумів. Компенсацію теплового подовження трубопроводів краще виконувати шляхом належного прокладання трубопроводів (наприклад, застосовуючи П-подібні та аналогічного типу компенсатори), а не встановленням сильфонних компенсаторів (осьових, кутових та інших). Якщо все-таки існує необхідність у встановленні сильфонних компенсаторів, слід враховувати рекомендації виробника.

(11) Систему розподілу тепла слід розраховувати так, щоб забезпечити надходження тепла в приміщення переважно через систему тепловіддачі (наприклад, радіатори.

5.3 Розподіл тепла у будівлі

Класичні системи з нижнім розташуванням магістральних трубопроводів та вертикальними стояками у централізованому опаленні морально застаріли.

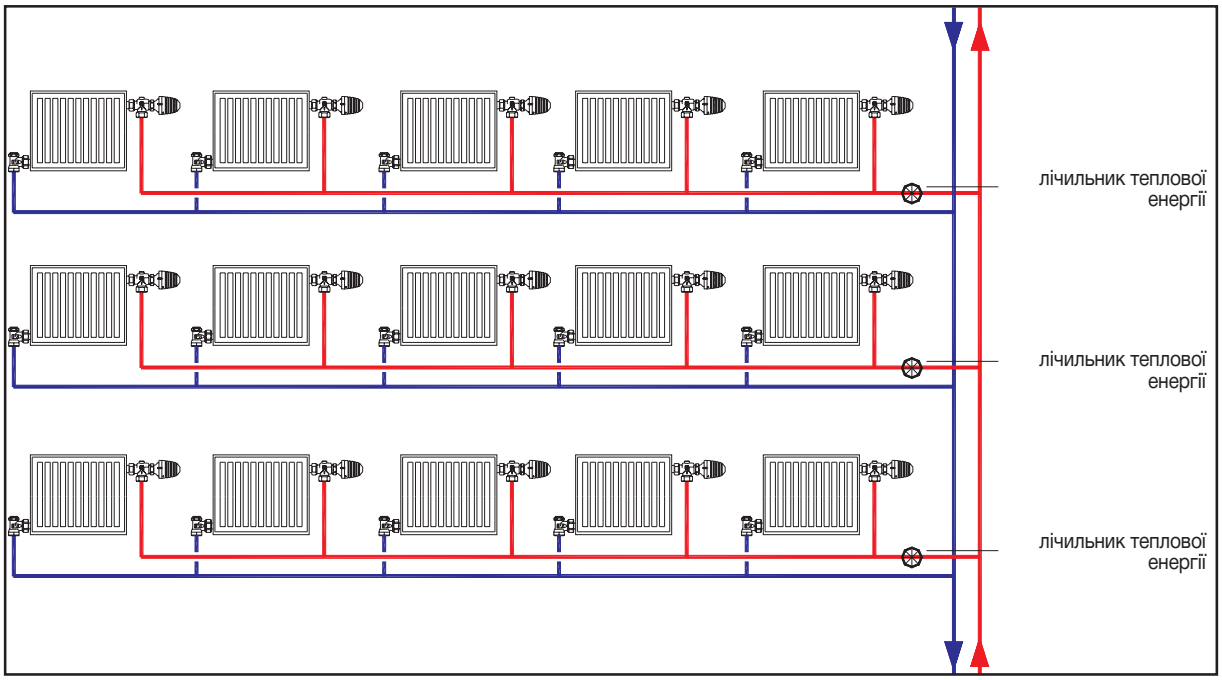


Рис. 5-4. Двотрубна система опалення з центральним вертикальним стояком і горизонтальними приладовими вітками

Вертикальне розташування магістрального трубопроводу (центрального стояка) є кращим з точки зору гідравлічного балансування, комерційного обліку споживаної енергії та технічного обслуговування. До поверхового розподілювача підключають горизонтальні приладові квартирні вітки, встановлюючи на кожній з них балансувальні клапани та лічильники теплової енергії.

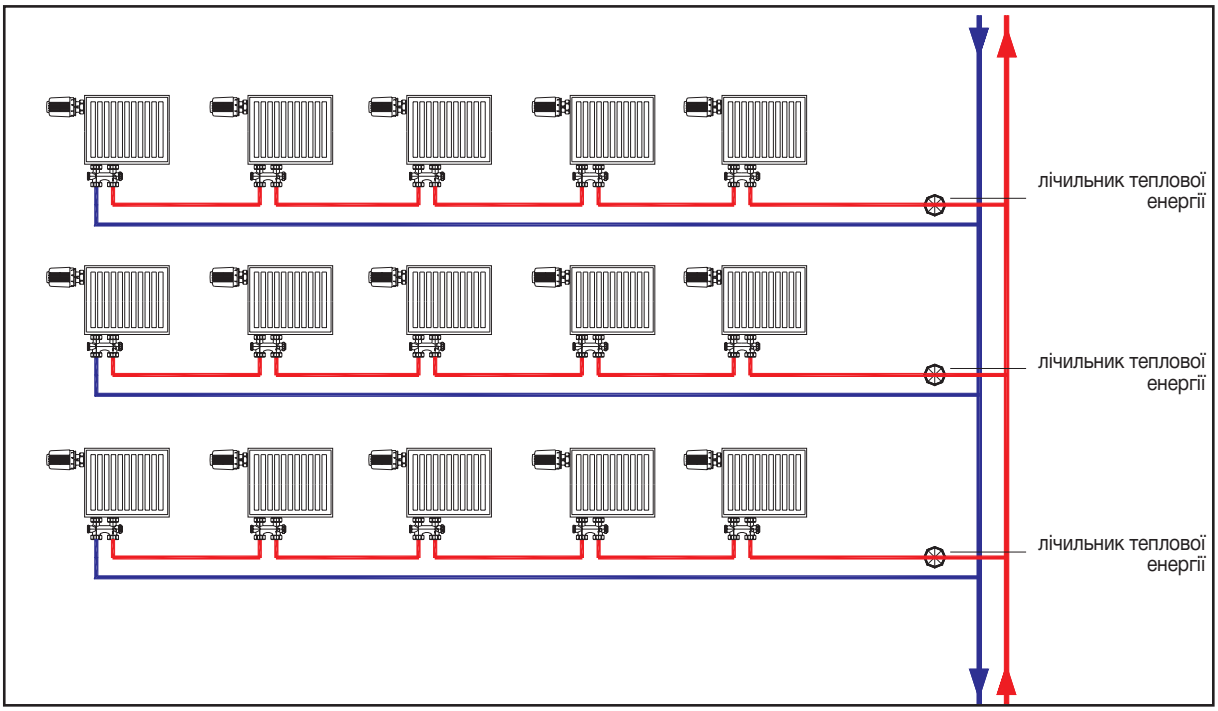


Рис. 5-5. Однотрубна система опалення з центральним стояком і квартирними приладовими вітками

6 Система теплопостачання

6.1 Розрахунок системи теплопостачання

Теплову потужність котлів, теплообмінників та індивідуальних теплових пунктів (ІТП) розраховують за максимальним тепловим навантаженням систем опалення, гарячого водопостачання, вентиляції та інших, враховуючи одночасність теплоспоживання. Потужність системи теплопостачання (або генератора тепла) Φ_{EB} складається з:

$$\Phi_{EB} = \Phi_{EBH} + \Phi_W + \Phi_{EBL} + \Phi_{EBS},$$

Φ_{EBH} – теплова потужність на потреби опалення, Вт;

Φ_W – теплова потужність на потреби гарячого водопостачання, Вт;

Φ_{EBL} – частка теплової потужності на потреби вентиляції, Вт;

Φ_{EBS} – частка теплової потужності на інші потреби, Вт.

6.2 Розрахунок частки для опалення приміщень

6.2.1 Опалювальне навантаження будівлі Φ_n

Основою розрахунку частки теплової потужності системи теплопостачання, призначеної для опалення приміщень, є опалювальне навантаження будівлі, яке визначають відповідно до ÖNORM EN 12831. Для цього можна також взяти суму опалювальних навантажень, визначених по приміщеннях відповідно до ÖNORM M 7500-1. Ця сума не обов'язково повинна збігатися з опалювальним навантаженням будівлі, яке розраховане згідно з ÖNORM EN 12831.

6.2.2 Потужність системи теплопостачання

Під час визначення теплової потужності необхідно врахувати наступне:
- перерви в експлуатації;
- теплові характеристики будівлі;
- узгоджені температурні відхилення, наприклад, при перевищенні розрахункової зовнішньої температури, неповному використанні окремих частин будівлі; прийнятності зниження температури приміщень.

6.2.2.1 Врахування зниження температури

У разі тривалого постійного зниження температури повітря в приміщенні до +5 °C (тільки захист від замерзання) необхідно враховувати надбавку.

Остигання приміщень внаслідок переривання опалення, акумулювання тепла, а також тривалість нагрівання приміщень, що нечасто використовуються, слід компенсувати підвищеною потужністю.

Тривалість остигання приміщення залежить від багатьох факторів. Для температури зовнішнього повітря можна приблизно визначити середню температуру під час усього опалювального періоду, це буде приблизно +4 °C, чи найнижчу середньомісячну температуру в опалювальному періоді – приблизно -2 °C (дані австрійських норм).

6.2.2.2 Визначення теплової потужності на потреби опалення

Теплова потужність на потреби опалення Φ_{EBH} розраховується за формулою:

$$\Phi_{EBH} = f_H \cdot \Phi_n$$

де:

Φ_{EBH} – теплова потужність для опалення приміщень, Вт;

f_H – коефіцієнт надбавки на нагрівання;

Φ_n – розрахункова теплова потужність для опалення приміщень, Вт.

6.3 Визначення теплової потужності на потреби гарячого водопостачання

Теплова потужність для накопичувального чи проточного нагрівача води повинна відповідати, як мінімум, його мінімальній тепловій потужності Φ_{min}.

$$\Phi_W \geq \Phi_{min}$$

де:

Φ_W – теплова потужність на приготування гарячої води (потужність теплообмінника), Вт;

Φ_{min} – мінімально необхідна теплова потужність для покриття періодичної потреби у тепловій енергії на нагрівання води для побутового споживання (відповідно до ÖNORM H5150-1), Вт.

6.4 Системи вентиляції та кондиціонування

Теплову потужність обладнання (наприклад, повітронагрівачів систем припливної вентиляції) розраховують при роботі в найгірших умовах експлуатації, при цьому слід враховувати коефіцієнт f_L, що залежить від кількості теплообмінних пристроїв.

$$\Phi_{EBL} = f_L \cdot \Phi_L$$

де:

Φ_{EBL} – частка теплової потужності, що витрачається на потреби вентиляції, Вт;

Φ_L – розрахункова теплова потужність для вентиляції, Вт;

$f_L = 1{,}0$ для кількості теплообмінних пристроїв від 1 до 3;

$f_L = 0{,}95$ для кількості теплообмінних пристроїв від 4 до 10;

$f_L = 0{,}9$ для кількості теплообмінних пристроїв більше 10.

6.5 Інше технологічне тепло

При розрахунку інших споживачів тепла (технологічне тепло) необхідно враховувати одночасність їх використання із загальною системою опалення. Наприклад, для підігріву води в басейні (з покриттям або без) слід враховувати лише потужність, необхідну на компенсацію її остигання.

$$\Phi_{EBS} = f_S \cdot \Phi_S$$

де:

Φ_{EBS} – частка теплової потужності, яка витрачається на інші потреби, Вт;

f_S – коефіцієнт одночасності використання інших споживачів тепла;

Φ_S – розрахункова теплова потужність для потреб інших споживачів, наприклад, технологічне тепло, Вт.

6.6 Системи з кількома котлами

Застосування систем з кількома котлами, що підключені послідовно (каскадом), дозволяє оптимально адаптувати систему до змінних потреб у тепловій потужності, підвищити її експлуатаційну надійність, забезпечити роботу котлів в найкращому режимі, а також мінімізувати викиди шкідливих речовин.
Схема, наведена на рис. 6-1, підходить тільки для підключення звичайних котлів. У випадку конденсаційних котлів важливо уникати підвищення температури зворотної лінії.

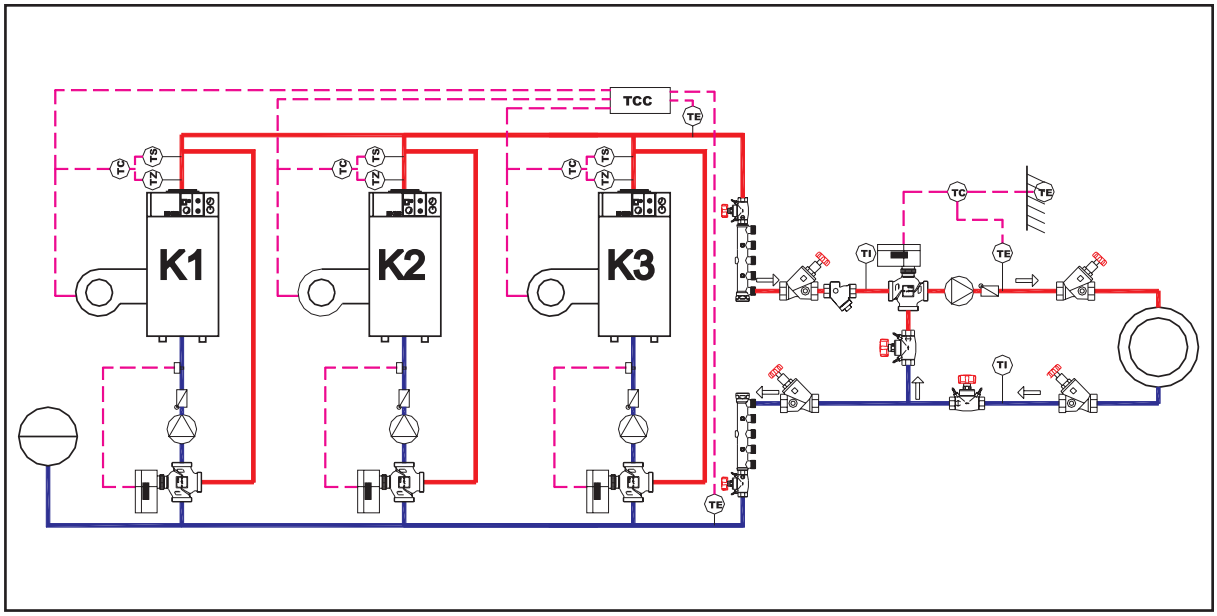


Рис. 6-1. Схема системи з каскадним підключенням котлів

6.7 Квартирний тепловий пункт для децентралізованого гарячого водопостачання

Традиційний і найбільш поширений до цього часу метод приготування гарячої води – використання бака-акумулятора. Пристрій такого типу нагріває воду задовго до використання, накопичує її та зберігає в гарячому стані. Внаслідок неминучої втрати тепла під час зберігання, необхідно регулярно підігрівати воду. До недоліків цього методу нагрівання і розподілу гарячої води відносяться втрати тепла і можливі гігієнічні ризики (зростання бактерії Legionella). За допомогою конструктивних заходів чи шляхом зміни методу приготування гарячої води появу бактерії Legionella необхідно заздалегідь попередити. Ці заходи спрямовані на те, щоб уникнути «накопичення гарячої води» на тривалий час, запобігаючи таким чином росту бактерії Legionella.

Це може бути реалізовано за допомогою пристрою, який для своєї роботи не потребує будь-якого накопичувального резервуара. Такі пристрої відомі під загальним терміном «проточний водонагрівач». Використання проточних водонагрівачів для забезпечення користувача в будь-який час необхідною кількістю гарячої води з заданою температурою, що є звичайною вимогою комфортного проживання, потребує впровадження новітніх розробок та високого рівня технічних знань. Крім того, для забезпечення очікуваної оптимальної роботи проточних водонагрівачів повинні бути адаптовані параметри первинного контуру, при яких працюють ці пристрої. У процесі технологічного вдосконалення проточні водонагрівачі трансформувались у сучасні квартирні теплові пункти, що можуть використовуватись лише для приготування гарячої води для побутових потреб, або для підключення одразу систем опалення та ГВП. Основна сфера застосування цих теплових пунктів – квартири на одну сім'ю (наприклад, 2 дорослих та 2 дітей) у багатоповерхових житлових комплексах з системою централізованого теплопостачання. Квартирні теплові пункти широко використовують у новобудовах, наприклад, у пасивних будинках, будинках із низьким енергоспоживанням, будинках із нульовим споживанням енергії. Вони також ідеально підходять для котеджних городків та таунхаусів. В залежності від параметрів первинного контуру, потужність теплового

пункту може варіюватися для забезпечення користувачеві комфортних умов життєдіяльності. Найважливішою характеристикою пристроїв такого типу є витрата гарячої води (л/хв). Крім того, гаряча вода повинна мати бажану чи попередньо налаштовану температуру протягом усього періоду споживання. Залежно від типу квартирного теплового пункту та його застосування, витрата гарячої води розрахована таким чином, щоб задовольнити потребу споживання у кількох точках водорозбору одночасно. Нагрівання необхідної кількості води з системи холодного водопостачання відбувається у теплообміннику за проточним принципом. Накопичувальний резервуар для зберігання гарячої води більше не потрібний. Таким чином, до теплового пункту необхідно підключити лише три трубопроводи: подавальний і зворотній трубопроводи системи опалення та трубопровід холодної води. Відсутні стояк подачі гарячої води і циркуляційний трубопровід. Доцільно розташовувати квартирний тепловий пункт у безпосередній близькості до місць водорозбору, щоб забезпечити вимоги до подачі гарячої води найкоротшим шляхом. Теплообмінник і труби в квартирному тепловому пункті виконані з нержавіючої сталі та, за необхідності, можуть бути забезпечені теплоізоляцією.

Джерело теплової енергії (наприклад: централізоване теплопостачання; котли на мазуті, на газу чи на дровах і буферний накопичувач; тепловий пункт тощо) забезпечує теплоносієм квартирні теплові пункти через стояк системи опалення. Квартирний тепловий пункт розподіляє теплоносій безпосередньо між системами опалення кінцевих споживачів, регулює віддачу тепла і децентралізовано виробляє гарячу воду в пластинчастому теплообміннику за проточним принципом. Перевагою квартирного теплового пункту є його швидкий та простий монтаж, а також високий рівень якості гарячої води, що відповідає санітарно-гігієнічним вимогам. Можливе індивідуальне регулювання опалення житлових приміщень залежно від конструкції квартирного теплового пункту (приклад: погодозалежне регулювання чи регулювання системи підлогового опалення).

Основні переваги застосування квартирного теплового пункту:

- індивідуальне опалення приміщень і приготування гарячої води;
- проточний підігрів води перегрітим теплоносієм первинного контуру забезпечує можливість безперервного функціонування системи ГВП;
- низькі інвестиційні витрати порівняно зі звичайними настінними котлами;
- можливість відкритого і прихованого монтажу, завдяки наявності кожуха для відкритого монтажу чи шафи для прихованого монтажу;
- відсутність необхідності циркуляційної лінії внаслідок незначної водоємності квартирної системи ГВП;
- відсутність необхідності обстеження води на наявність бактерії Legionella відповідно до ÖNORM чи директивою щодо питної води;
- низька температура теплоносія у зворотному трубопроводі;
- трубопроводи і теплообмінник виготовлені з високоякісної нержавіючої сталі;
- квартирний тепловий пункт постачають закріпленим на металевій панелі після проходження випробувань на герметичність і функціонування;
- низькі витрати на обслуговування;
- в конструкції передбачені вставки, які можна замінити на лічильники для обліку споживання теплової енергії і холодної води;
- залежно від параметрів первинного контуру та потреб користувача, квартирний тепловий пункт налаштовують індивідуально;
- квартирний тепловий пункт компактний – мінімальна потреба у монтажному просторі;
- не потребує бака-накопичувача для гарячої води;
- підтримання постійної температури в теплообміннику запобігає розповсюдженню бактерії Legionella і утворенню вапняного нальоту;
- мінімальні втрати в системі;
- простота експлуатації системи;
- оптимальний тепловий комфорт.

У режимі очікування теплоносій протікає через байпас, на якому встановлений регулятор-обмежувач температури зворотного теплоносія. Таким чином, теплоносій із необхідними робочими параметрами постійно доступний для подачі в теплообмінник ГВП чи в приладову вітку системи опалення. Коли починається водорозбір, затвор на пропорційному регуляторі витрати холодної води і теплоносія відкривається за рахунок різниці тисків. Холодна вода протікає через теплообмінник, нагрівається і надходить до водорозбірних точок. Регулювання температури гарячої води на виході з теплообмінника здійснюється термостатом із виносним датчиком. Термостат встановлений на зворотній лінії теплоносія регулює витрату з урахуванням заданої температури гарячої води. Фільтр-грязьовик із дрібнокомірчастим фільтруючим елементом встановлений

на лінії подачі системи опалення для запобігання потраплянню домішок у систему.

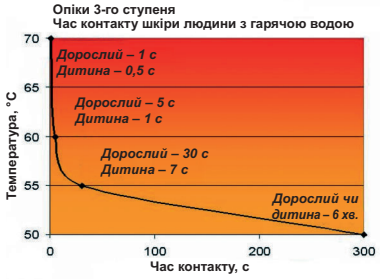
Проєктування та налаштування
Основні насоси налаштовують таким чином, щоб на найбільш віддаленому квартирному тепловому пункті забезпечувався достатній перепад тиску для підтримання режиму роботи. Якщо забезпечується достатній перепад тиску на найвіддаленішому квартирному тепловому пункті, то можна стверджувати, що й на інших квартирних теплових пунктах тиск є достатнім. Слід дотримуватися умови, що цей перепад тиску не повинен перевищувати 0,5 бар (50 кПа), інакше існує вірогідність виникнення шуму. Для того щоб перепад тиску був нижчим за 0,5 бар, необхідно встановити регулятор перепаду тиску на стояку чи перед квартирним тепловим пунктом. Регулятори перепаду тиску також дозволять автоматично розподілити об'ємну витрату між всіма стояками відповідно до розрахункових значень, тим самим гарантуючи ефективну роботу системи.
Для забезпечення ідеального розподілу тепла між опалювальними приміщеннями, контури опалення чи радіатори повинні бути гідравлічно ув'язані один з одним. Під час розрахунку загальної витрати теплоносія слід враховувати одночасну роботу квартирних теплових пунктів.

Приклад: квартирний тепловий пункт HERZ.

Квартирний тепловий пункт HERZ забезпечує постійну високу витрату гарячої води для побутових потреб з температурою 50 °C. Ці характеристики, а також низька втрата тиску у самому пристрої, роблять квартирні теплові пункти HERZ для односімейних домогосподарств одними з найкращих на ринку. Вони забезпечують необхідну витрату гарячої води з постійною температурою навіть у разі одночасного використання різних типів водорозбірних приладів та при підвищеному споживанні через короткі проміжки часу. Квартирні теплові пункти HERZ також забезпечують досить високу теплову потужність на потреби опалення – 7-19 кВт.

Крім того, квартирні теплові пункти HERZ мають унікальну (запатентовану компанією HERZ) монтажну консоль, що часто позбавляє монтажника складних та трудомістких робіт з підключення до пристрою попередньо прокладених трубопроводів різних систем: легкозрозумілі та чітко видимі на консолі позначення підключень в значній мірі допоможуть уникнути помилок при зборці та підключенні. Таким чином, монтаж теплових пунктів HERZ на об'єкті виконують швидко та легко.

Змішувальний клапан для системи ГВП, встановлений в усіх моделях квартирних теплових пунктів, обмежує максимальну температуру гарячої води (≤ 50 °C). Це дозволяє уникнути опіків під час користування.

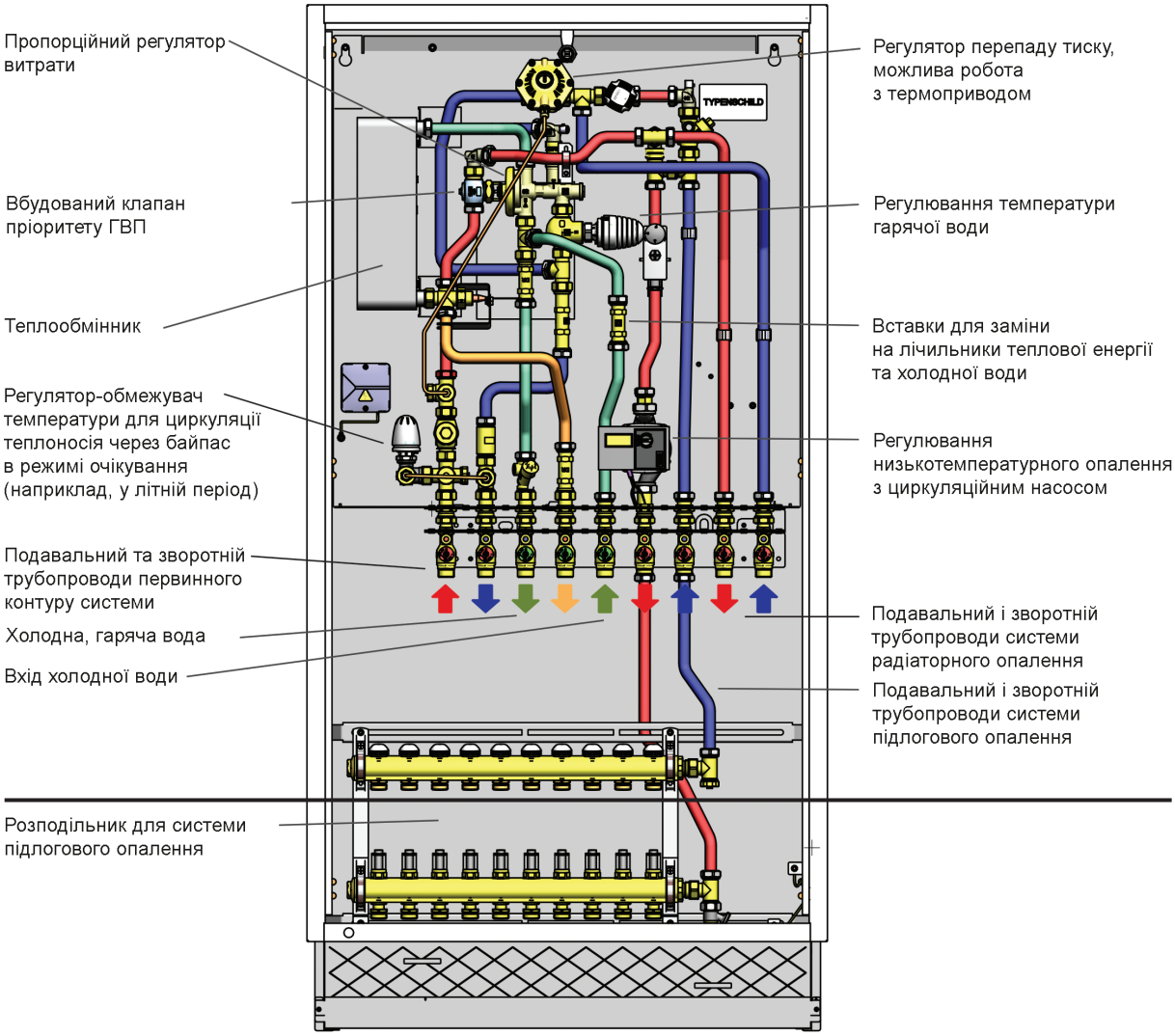


Існує широкий вибір моделей, з врахуванням особливих вимог монтажу та експлуатації.

Приклад: квартирний тепловий пункт HERZ для приготування гарячої води та підключення до систем підлогового і радіаторного опалення.

Компактний квартирний тепловий пункт для приготування гарячої води за принципом протитечії в мідно-паяному теплообміннику із нержавіючої сталі та підключенням низькотемпературної системи підлогового опалення і високотемпературного радіаторного опалення. Центральним елементом квартирного теплового пункту HERZ є пропорційний регулятор витрати, який керує витратою теплоносія через теплообмінник залежно від водорозбору гарячої води. Підключення труб до квартирного теплового пункту здійснюють за запатентованою системою монтажу

через монтажну консоль. Максимально можлива температура теплоносія у точці підключення забезпечується навіть у літньому режимі: на байпасі між подавальним та зворотним трубопроводами первинного контуру встановлено регулятор-обмежувач температури, який відкриває циркуляцію при зниженні температури теплоносія нижче встановленого значення. Завдяки цьому, у будь-який момент часу коли користувач відкриває кран гарячої води, у теплообмінник завжди поступає теплоносій з максимальною температурою, що значно прискорює процес приготування гарячої води. У цьому квартирному тепловому пункті також встановлені: регулятор перепаду тиску первинного контуру з фіксованим налаштуванням 50 кПа; регулятор перепаду тиску вторинного контуру з фіксованим налаштуванням 13 кПа і вбудованим зонним клапаном; вставки для заміни на лічильники холодної води та теплової енергії; фільтри-грязьовики на подавальному трубопроводі первинного контуру і зворотному трубопроводі вторинного контуру; два пристрої для видалення повітря; комплект регулювання параметрів низькотемпературного опалення з байпасом; регулятор-обмежувач температури та насос; запобіжний термостат; розподільник із нержавіючої сталі з витратомірами і термостатичними буксами для підключення контурів системи підлогового опалення. За допомогою витратомірів, що встановлені на подаючому колекторі, можна регулювати витрату у кожному контурі або відключати їх. На вмонтовані до зворотного колектору термостатичні букси за необхідності можна встановити термоприводи (М28 х 1,5 мм).



Макс. робоча температура	90 °C;
Мін. робоча температура	55 °C;
Макс. робочий тиск	6 бар;
Мін. тиск холодної води	2,5 бар;
Продуктивність гарячої води	15 л/хв (10/45 °C);
Макс. перепад тиску	2 бар.

6.8 Вузли заводського виготовлення для прямого чи центрального підключення фанкойлів

6.8.1 Вузли прямого підключення для фанкойлів

Для простого з'єднання системи трубопроводів з фанкойлами, розроблені компактні вузли підключення, які оснащені всім необхідним обладнанням для забезпечення роботи фанкойлів.
Ці вузли застосовують переважно в комерційних будівлях у системах опалення та охолодження. Основна перевага використання вузлів заводського виготовлення – суттєве спрощення та прискорення монтажних робіт.

Зазвичай вузли поєднують в своєму складі комбінований регулятор витрати, багатофункціональні кульові крани і сітчастий фільтр. Для забезпечення коректної роботи регулятора витрати необхідно дотримуватися мінімального перепаду тиску згідно з технічними даними виробника. Комбіновані регулятори витрати можуть працювати з термоприводами або електричними приводами. Вибір виконавчого механізму (приводу) залежить від типу керуючого сигналу, оскільки регулювання температури в приміщені можливе як в напрямі від кімнатного терморегулятора, так і від центральної системи управління. Комбінований регулятор витрати з приводом забезпечує незалежне від тиску регулювання з одночасним обмеженням максимальної витрати, яка не може бути перевищена навіть при коливаннях тиску. Крім того, таке рішення максимально підвищує енергоефективність усієї системи.
Також у вузлах заводського виготовлення передбачені захист від потрапляння бруду до регулюючого клапана та можливість відключення фанкойла. Кран для зливу, встановлений на сітчастому фільтрі, дозволяє здійснювати його промивання як прямим, так і зворотним потоком води, без необхідності зняття дрібнокомірчастого фільтруючого елемента.
Рекомендації з монтажу: напрям потоку повинен відповідати стрілці, розташованій на корпусі регулятора витрати (регулятор витрати встановлюється на зворотному трубопроводі).
Регулятор витрати одноразово налаштовують на необхідну витрату води.
Вузли прямого підключення для фанкойлів також можуть комплектуватись водо/паронепроникним теплоізоляційним боксом. Під час використання у контурах системи охолодження необхідно забезпечити герметичність теплоізоляції для запобігання конденсації водяної пари.

Приклад: HerzCON розмірами від DN15 до DN32 (рис. 6-2).

Стандартна відстань між осями труб вузлів прямого підключення для фанкойлів:
для розмірів DN15 і DN20 – міжосьова відстань 65 мм;
для розміру DN25 – міжосьова відстань 90 мм;
для розміру DN32 – міжосьова відстань 110 мм.

Витрата води	80 - 2500 л/год;
Максимальний робочий тиск	25 бар;
Діапазон температур	-20 °C до 130 °C.

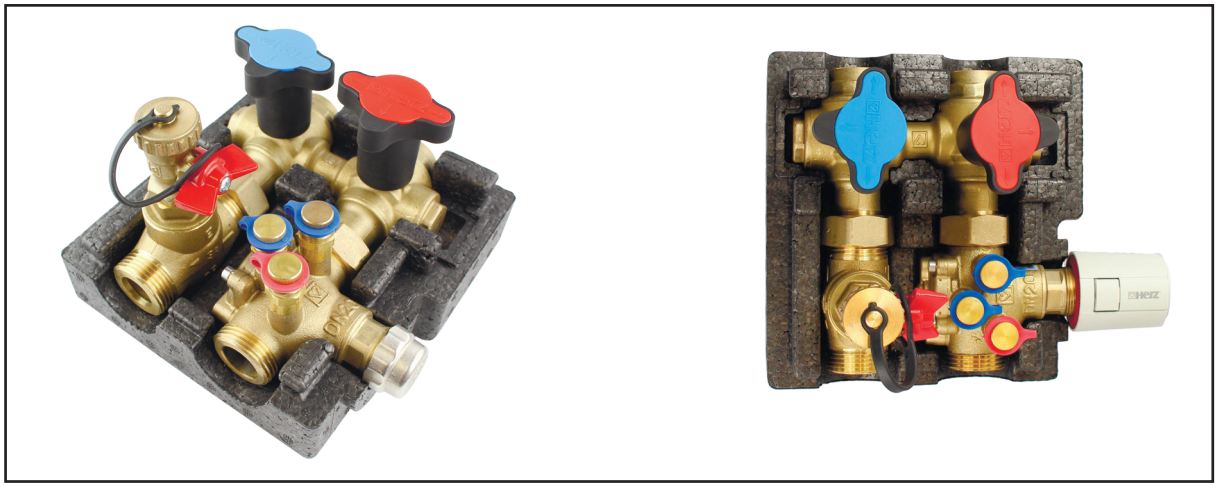
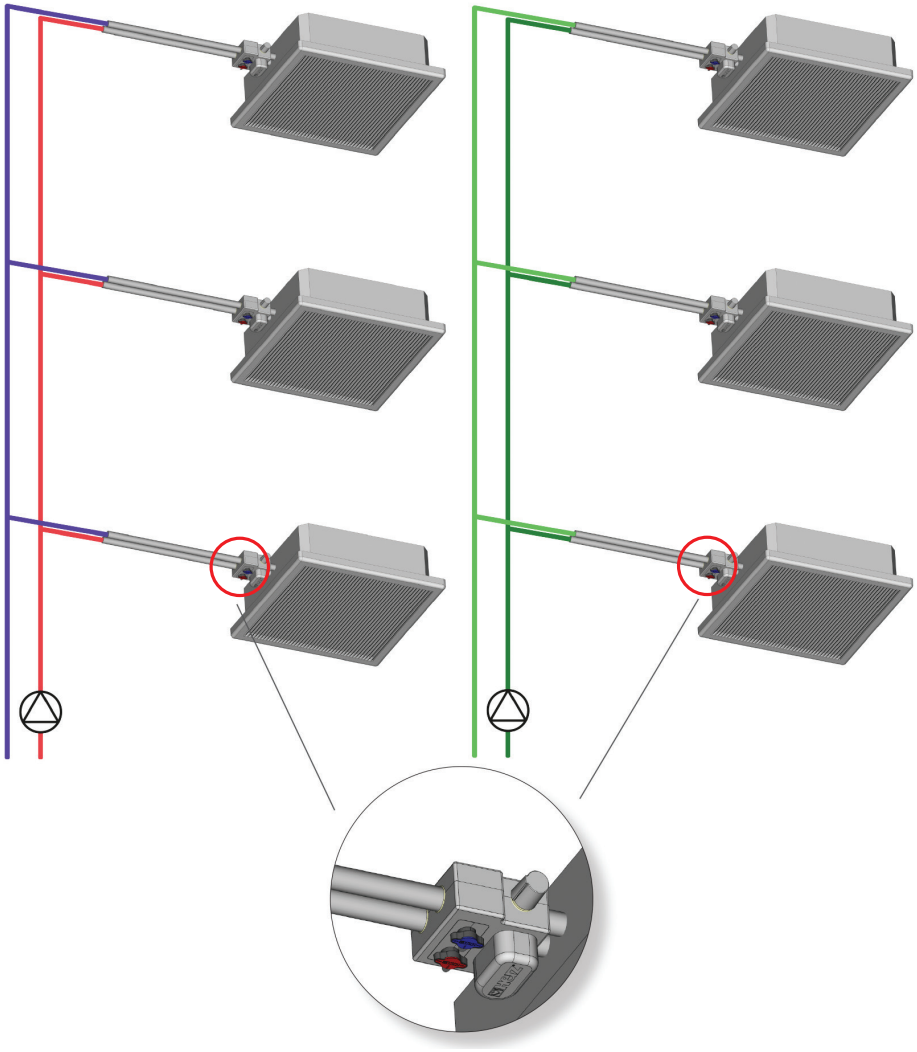


Рис. 6-2. HerzCON – вузол підключення, розроблений фірмою HERZ

Приклад: установка вузлів підключення HerzCON у системі опалення/охолодження.

Приклад: використання в системах опалення та охолодження.



6.8.2 Вузол центрального підключення фанкойлів Commissioning Centre

Так званий «Вузол центрального підключення», розроблений компанією Herz, забезпечує економічно ефективне споживання енергії системою опалення/охолодження. Цей вузол був розроблений з метою значного спрощення та здешевлення робіт з введення системи в експлуатацію та її подальшого обслуговування, завдяки доступу в одному місці до кількох, об'єднаних в одну групу, споживачів, наприклад, системи панельно-променевого опалення/охолодження, фанкойлів тощо. Commissioning Centre постачають у сталевому боксі з водо/паронепроникною ізоляцією, яка дозволяє використовувати вузол в системах охолодження без небезпеки утворення конденсату. Регулятор перепаду тиску встановлений перед розподільним колектором вузла центрального підключення забезпечує постійний перепад тиску для визначеної групи споживачів. Значна економія енергії можлива у системах зі змінною витратою завдяки використанню для кожного споживача незалежного від тиску комбі-клапана – регулятора витрати, оснащеного приводом. Регулятор перепаду тиску необхідно встановлювати, коли на відгалуженнях системи опалення/охолодження використовують балансувальні клапани з регулюванням витрати. Слід також зазначити, що економія енергії в системах зі змінною витратою може бути значно збільшена шляхом розміщення регуляторів перепаду тиску та регулювальних клапанів якомога ближче до тих споживачів, які вони обслуговують. Рекомендується використовувати вузли центрального підключення із забезпеченням постійного перепаду тиску для кожної групи споживачів системи опалення/охолодження (наприклад, на кожному поверсі).

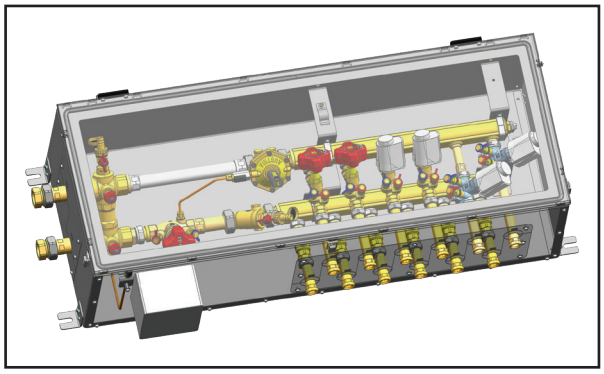
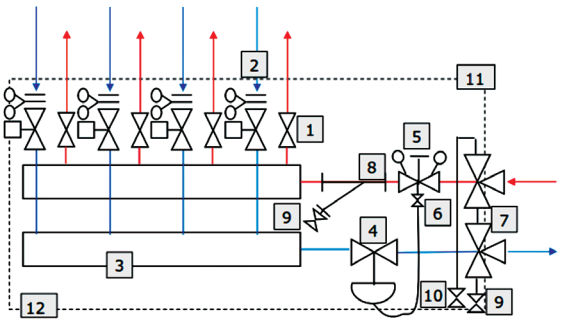


Рис. 6-3. Вузол центрального підключення фанкойлів Commissioning Centre компанії HERZ



Nr.	Компоненти	Артикульний номер HERZ
1	Кульовий кран	2190
2	Балансувальний клапан	4017
2	Балансувальний та регулювальний клапан	7217-V
2	Комбі-клапан-регулятор витрати	4006 SMART
3	Розподільний колектор	індивідуально не постачають
4	Регулятор перепаду тиску	4002
4	Регулятор перепаду тиску із вбудованим зонним клапаном	4002 Fix TS
4	Вимірювальна діафрагма	4000
5	Балансувальний клапан	4217
6	Кульовий кран для імпульсної трубки	4007-87
7	Багатофункціональний кульовий кран	2414
8	Сітчастий фільтр	4111
9	Спускний кран	2512
10	Ручний повітровідвідник	індивідуально не постачають
11	Бокс	індивідуально не постачають
12	Теплоізоляція	індивідуально не постачають

Рис. 6-4. Компоненти вузла центрального підключення Commissioning CentreCentre

7 Регулювання і гідравлічні системи

7.1 Основні положення, терміни

7.1.1 Що таке регулювання?

На це запитання необхідно відповісти за допомогою практичного прикладу.

Відкривається ручний змішувач з кранами холодної і гарячої води. Через наш орган дотику (поверхню руки) і через нервову систему головному мозку повідомляється про температуру води. Тепер мозок приймає рішення, чи збігається температура води з бажаним заданим значенням для гарячої води. Якщо є різниця між бажаною заданою температурою і фактичною (дійсною) температурою, то мозок через нервову систему передає м'язам рішення змінити кранами співвідношення змішування холодної та гарячої води.

Цей приклад показує природу регулювання. Завданням регулювання є такий вплив на будь-які фізичні величини, наприклад тиск, рівень, температуру, вологість, кількість речовини або енергії, властивості речовини, щоб було досягнуто наперед задане бажане значення. Стосовно нашого прикладу – це температура води після змішування.

Автоматичне регулювання має завдання автоматично регулювати будь-які фізичні величини, тобто, воно бере на себе завдання, яке раніше виконувалося людьми.

Які елементи повинен мати такий пристрій автоматичного регулювання, щоб він міг виконувати своє завдання?

Постановку завдання регулювання температури в подавальній лінії представлено на рис. 7-1. Перш за все потрібен пристрій, за допомогою якого можна встановити потрібну температуру. Мова йде про так званий регулятор заданої величини (SW). Крім того, потрібен орган, який вимірює температуру води – вимірювальний датчик. Регулятор заданої величини і датчик (MF) передають свої значення на контролер (TC).

7.1.2 Розрахунок параметрів і терміни

Регулювання
Це процес, за якого регульована величина x безперервно реєструється, порівнюється з іншою величиною, заданою значенням w, і зазнає впливу для вирівнювання з нею. Регулювання – замкнута послідовність дій на всіх ланках контуру регулювання, яку безперервно ініціює змінна регульована величина, впливаючи сама на себе.

Автоматичне регулювання:
Усі процеси в регулювальному контурі відбуваються без втручання людини (термін «автоматичне» застосовують лише за необхідності підкреслити відмінність від ручного регулювання).

Ручне регулювання:
Завдання, як мінімум, однієї ланки регулювального контуру бере на себе людина.

Контур регулювання:
Сукупність всіх ланок, що беруть участь у закритому процесі регулювання. Контур регулювання складається з об'єкта регулювання і регулювального пристрою.

Параметри контуру регулювання:
- x – регульована величина;
- w – задана величина;
- y – регулюючий вплив;
- y_R – вихідна регулююча величина;
- r – параметр зворотного зв'язку;
- z – збурювальний вплив.

Завданням регулятора є порівняння заданого і дійсного значення (дійсне значення – значення датчика) між собою і через подальший елемент регулювального пристрою зміна співвідношення змішування холодної і гарячої води:

Це відбувається таким чином:
Вихідний сигнал регулятора (TC) впливає на привід (SA), який механічно пов'язаний з виконавчим елементом (SG). Зміна співвідношення змішування реалізується виконавчим елементом (SG). У нашому прикладі виконавчим елементом може бути триходовий кран або триходовий клапан.

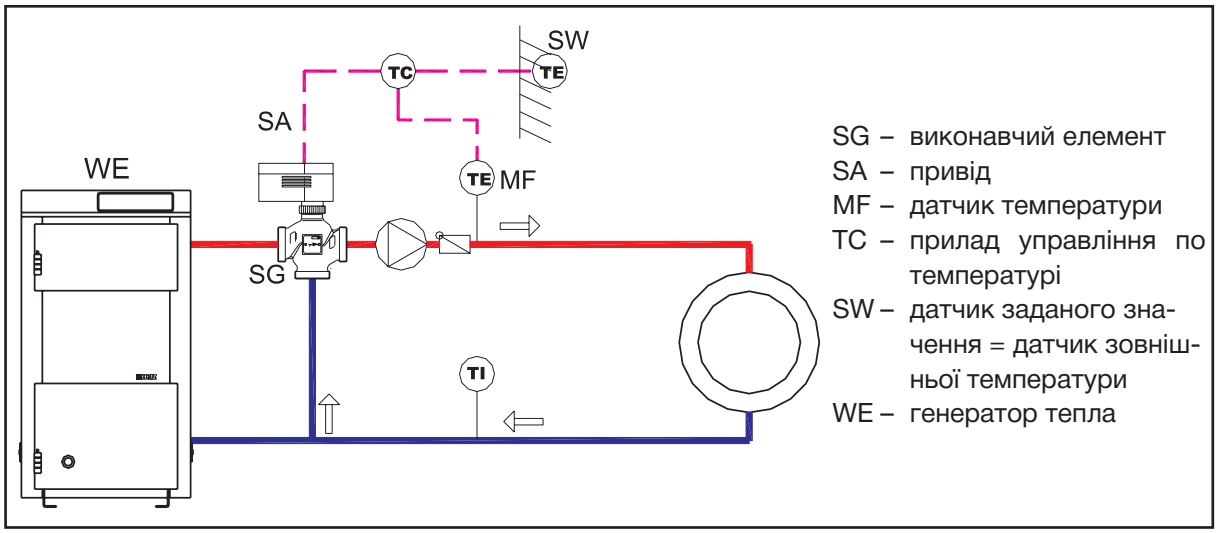


Рис. 7-1. Регулювання температури потоку за зовнішньою температурою

Розглянемо стисло хід процесу:

Регулятор розраховує відхилення регулювання (задане значення мінус фактичне значення) і, в залежності від його величини, передає на привід (SA) керуючий сигнал та змінює коефіцієнт змішування подаючого та зворотного теплоносія.
Регулятор створює неузгодженість (задане значення за вирахуванням дійсного), залежно від величини неузгодженості видається керуючий сигнал на привід (SA) і викликається зміна співвідношення змішування води, що надходить із подавальної лінії котла, і води зворотної лінії системи опалення. Зміна співвідношення змішування викликає зміну регульованої величини, в нашому прикладі температури води подавальної лінії. Це нове значення регульованої величини через датчик знову повідомляється регулятору, і тепер описаний процес впливу може бути розпочатий знову).
Спеціаліст з регулювання говорить про замкнутий контур, так званий регулювальний контур (7-2).
Об'єкт регулювання (об'єкт) – це елемент системи, на який здійснюється вплив відповідно до завдання.
На початку об'єкта знаходиться виконавчий елемент (вхідна величина y), у кінці – вимірювальна точка з датчиком (вихідна величина x).

Зона пропорційності X_P:
це зона, в якій повинна змінюватися неузгодженість (x) за сталого значення заданої величини, щоб змінювати регулювальну дію в діапазоні регулювання Y_R.

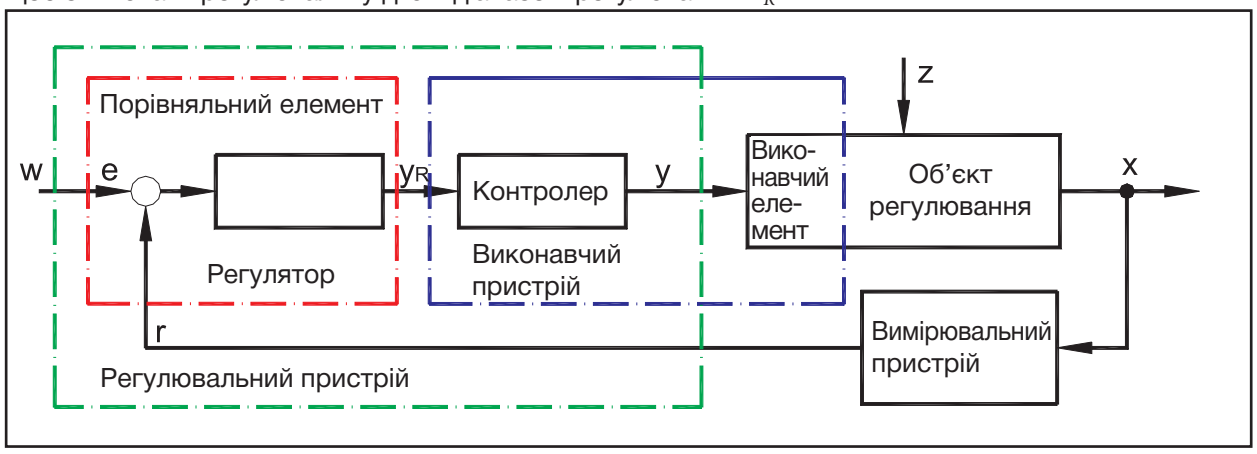


Рис. 7-2. Процес впливу в регулювальному контурі (типова схема впливу)

7.1.3 Що таке контролер?

Коли йдеться про регулювання, ми говоримо про замкнутий процес впливу. Протилежністю замкнутому процесу дії є розімкнений процес дії, яким характеризується управління.
Таким чином, регулювання і управління – це не ідентичні поняття.

При регулюванні контролеру (ТС) безперервно повідомляється керована змінна величина. При управлінні керована величина не перевіряється. Вищевикладене пояснюється на прикладі управління калорифером згідно з рис. 7-3.

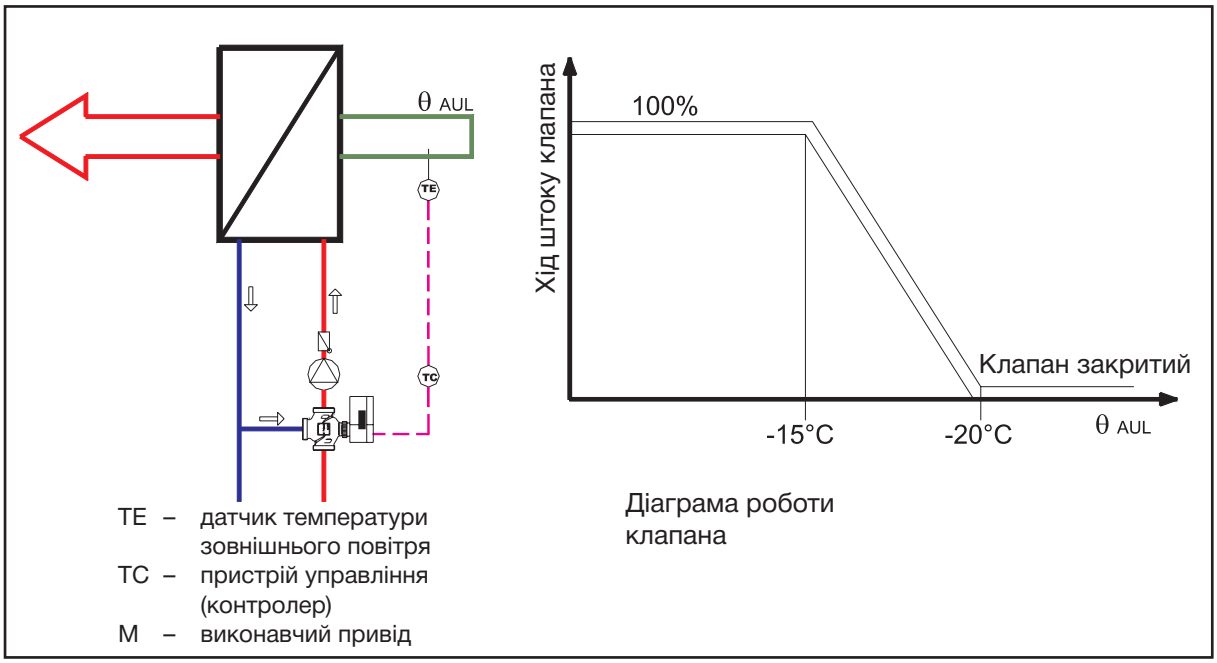


Рис. 7-3. Управління калорифером

Датчик температури (ТЕ) реєструє температуру зовнішнього повітря θ_{AUL} і повідомляє це пристрою управління (ТС). Завданням управління є перетворення значення температури зовнішнього повітря θ_{AUL} в керуючий сигнал за визначеною закономірністю, як це представлено, наприклад, на діаграмі роботи клапана, зображеній на рис. 7-3 праворуч.
Регульована величина, тобто температура нагрітого повітря, не повідомляється пристрою управління (ТС). Отже, замкнутий контур регулювання не утворюється.

Важливим застосуванням є управління обвідним насосом для підвищення температури зворотної лінії котла з метою запобігання корозії котельної установки внаслідок димових газів (рис. 7-4). Регулятору температури ТС задається мінімальна температура зворотної лінії котла.

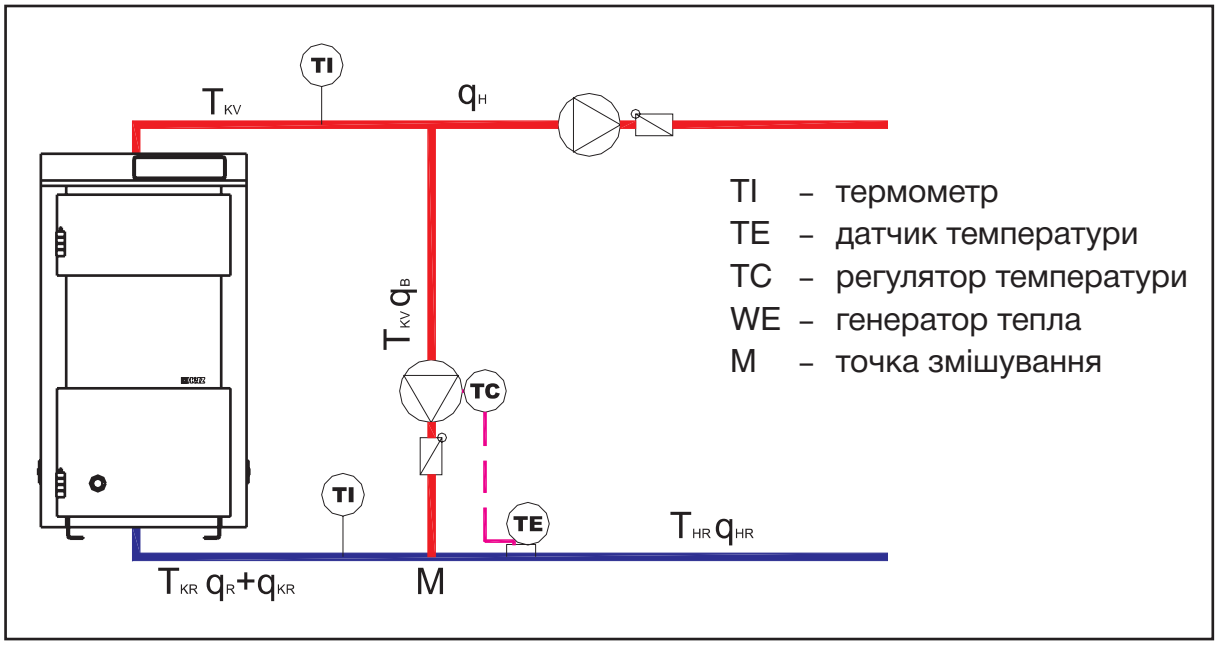


Рис. 7-4. Управління температурою зворотної лінії котла

Підвищення температури зворотної лінії.
Воно потрібне для того, щоб:
- запобігти низькотемпературній корозії у сталевих котлах;
- запобігти утворенню мікротріщин у чавунних котлах;
- забезпечити проходження через котел мінімальної необхідної витрати води.

Необхідні температури зворотної лінії:
- надлегке рідке паливо >55 °C;
- легке паливо 60 ... 65 °C;
- піролізний газогенераторний котел 65 °C;
- газовий котел > 100 кВт 35 ... 45 °C.

Приклад: підвищення температури зворотної лінії за допомогою насоса на байпасі котла згідно з рис. 7-4 (стор. 100).

Потужність котла 100 кВт при температурі подавальної лінії котла θ_{KV} = 80 °C.
Для запобігання корозії зі сторони димових газів потрібна мінімальна температура зворотної лінії котла, яка дорівнює 55 °C для надлегкого рідкого палива (HEL). Температура змішування розраховується через тепловий баланс у точці змішування M при температурі зворотної лінії опалення θ_{HR} = 50 °C.
Тепловміст байпаса + тепловміст зворотної лінії = тепловміст зворотної лінії котла.

$$q_B \cdot c \cdot \theta_{KV} + q_H \cdot c \cdot \theta_{HR} = \left(q_B + q_H\right) c \cdot \theta_{KR}.$$

Звідси можна обчислити потрібний потік води у байпасі:

$q_H + q_B = \dfrac{100}{4{,}2 \cdot 25} = 0{,}95 \dfrac{\text{кг}}{\text{с}} = 0{,}95 \dfrac{\text{л}}{\text{с}}$ – у контурі котла;

$q_H = 0{,}95 - q_B$;

$q_B \cdot 80 + (0{,}95 - q_B) \cdot 50 = 0{,}95 \cdot 55$;

$30 \cdot q_B + 47{,}5 = 52{,}25$;

$30 \cdot q_B = 52{,}25 - 47{,}5$;

$q_B = 0{,}158 \dfrac{\text{л}}{\text{с}}$ у байпасі;

$q_H = 0{,}95 \dfrac{\text{л}}{\text{с}} - 0{,}158 \dfrac{\text{л}}{\text{с}} = 0{,}792 \dfrac{\text{л}}{\text{с}} = 3{,}21 \dfrac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

Насос на байпасі можна підібрати орієнтовно:
подача $q_V = \dfrac{\Phi_K}{1{,}16 \cdot \Delta\theta}$;

$\Delta\theta$ = 30 K для чавунного котла;
$\Delta\theta$ = 50 K для сталевого котла.

Напір = сума втрат тиску в трубах і місцевих опорах у контурі котла = приблизно 20 кПа.

7.1.4 Термостатичні регулятори, функціонування і конструкція

Пропорційний регулятор

Клапан терморегулятора разом із термостатичною головкою є пропорційним регулятором прямої дії (працює без допоміжної енергії). Його необхідно підбирати і монтувати з усією можливою ретельністю.

У пропорційному регуляторі вихідна величина пропорційна вхідній, тобто, в клапані терморегулятора будь-якій зміні температури приміщення (регульована величина x) ставиться у відповідність пропорційна зміна ходу штока клапана (регулювальна дія y). Цією зміною ходу викликається відповідна **зміна витрати теплоносія**.

1. Термостатичний елемент
2. Конус клапана
3. Характеристика при заданому значенні 20 °C

Рис. 7-5. Принцип дії пропорційного терморегулятора

При цьому здійснюється дросельне регулювання радіатора.

На рис. 7-5 показано принцип дії у спрощеній формі. Якщо задане значення встановлено на 20 °C, то при температурі 22 °C клапан повністю закритий (хід штоку клапана = 0 %), а при температурі приміщення 18 °C – повністю відкритий (хід штоку клапана = 100 %). Датчик (1) може бути рідинним, газоконденсатним або парафіновим. У разі підвищення температури відбувається збільшення об'єму термореагуючої речовини внаслідок чого конус клапана переміщується у напрямку закриття. У разі падіння температури все відбувається у зворотному порядку у напрямку відкриття.

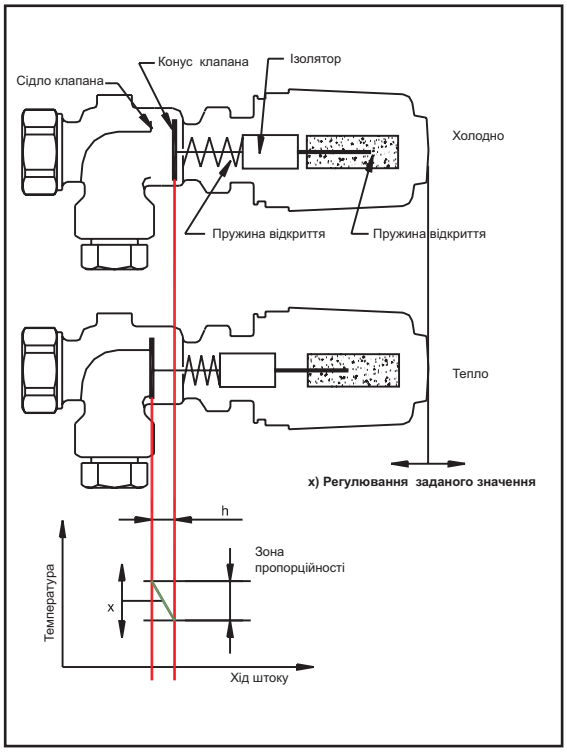


Рис 7-6. Робота терморегулятора /HERZ/

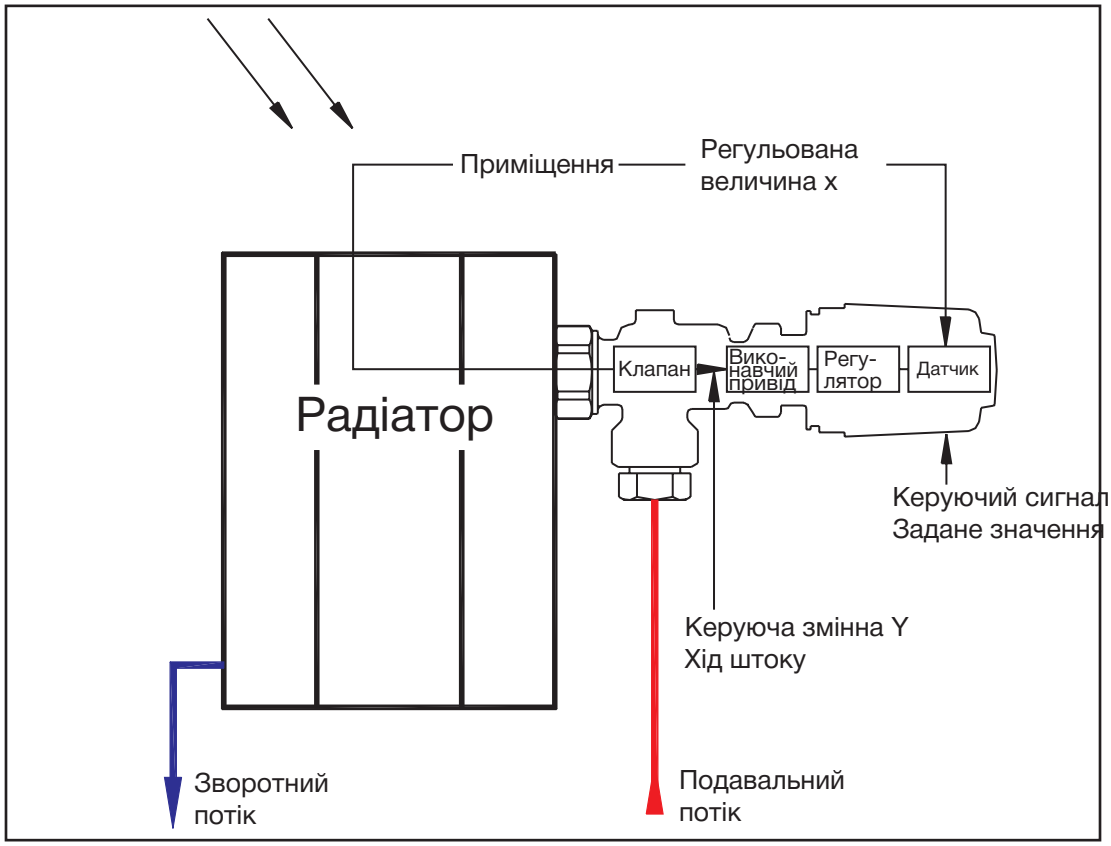


Рис. 7-7. Терморегулятор як регулятор /HERZ/

Радіаторні термостати виготовляють: із вбудованим регулятором заданої величини і вбудованим датчиком, із вбудованим регулятором заданої величини і дистанційним датчиком, з дистанційним регулятором заданої величини і дистанційним датчиком. Датчик термостата – це зазвичай рідинний елемент, іноді застосовують газоконденсатні елементи і елементи на твердій речовині.

Пропорційний регулятор працює без допоміжної енергії і, отже, терморегулятори мають нерегульовану зону пропорційності (x_p), наприклад $x_p = 4$ K.

Занадто мала зона пропорційності x_p має тенденцію до коливань, а занадто велика – до неприпустимих відхилень регулювання. Радіаторний терморегулятор на заводі калібрують на точці закриття, як правило з пропорційним відхиленням $\Delta x_p = 2$ K.

Внаслідок цього при заданому значенні 20 °C через клапан проходить номінальна витрата, а при температурі приміщення 22 °C клапан закривається.

Збурювальними діями, які впливають на постійну температуру в приміщенні і викликають необхідність автоматичного регулювання, є такі:

а) температура зовнішнього повітря, як найбільший вплив;
б) сонячна радіація та інфільтрація;
с) додаткові джерела тепла (електричні прилади, люди, світло, трубопроводи гарячого водопостачання тощо).

Якщо зміну зовнішньої температури компенсують регулюванням температури подавальної лінії відповідно до погодних умов, то терморегулятори повинні практично тільки регулювати надходження тепла в приміщення. Слід уникати будь-якого перевищення температури над заданою. Іншими словами, потрібно лише регулювати витрату теплоносія, тобто діапазон ходу 50 % – 0 %, що завжди призводить до позитивного пропорційного відхилення. Клапан терморегулятора у нашому прикладі при оптимально обраній характеристиці регулювання опалювальним приладом і за відсутності додаткових збурювальних дій (вітер, сонце тощо), залишався б у положенні 50 % ходу штока (середнє положення) при будь-якій зовнішній температурі, забезпечуючи задану витрату води. Задана витрата води залежить від розмірів радіатора, причому при її визначенні слід

вказати фактичну температуру зворотної лінії θ_R:

$$\Delta\theta = \theta_V - \theta_R.$$

7.1.5 Регулюючі клапани, авторитет клапана

Характеристика регулюючого клапана визначається перепадом тиску на ньому. При повністю відкритому регулюючому клапані перепад тиску на ньому дорівнює вузловому перепаду тиску (KDD) за вирахуванням падіння тиску в місцевих опорах і трубопроводі.
Це одночасно є найменшим перепадом тиску Δp_{Vmin}, який виникає на регулюючому клапані.
При закритому регулюючому клапані весь вузловий перепад тиску KDD втрачається на ньому, оскільки витрата а, отже, перепад тиску в місцевих опорах і трубопроводі дорівнює нулю. Це найбільший перепад тиску, що виникає на регулюючому клапані Δp_{Vmax} = KDD.

Перепад тиску на клапані в жодному разі не є постійним. Він змінюється з кожним переміщенням штоку клапана. Звідси виникає характеристика «Витрата-Хід штоку», яка залежить від гідравлічних умов та геометричних розмірів регульованої ділянки.

Ці взаємозв'язки описуються авторитетом клапана a_v:

$$a_v = \frac{\Delta p_{V\,\min}}{\Delta p_{V\,\max}}$$

де:

a_v – авторитет клапана (зовнішній);

Δp_{Vmin} – перепад тиску при повністю відкритому клапані, Па;

Δp_{Vmax} – вузловий перепад тиску, Па.

Розглянемо регулюючий клапан, розрахований так, що він досягає номінальної витрати у повністю відкритому стані, але має несприятливий авторитет, що дорівнює a_v = 0,1 Тоді згідно з рис. 7-8 вже при ході штоку клапана у 20 %, досягається близько 50 % номінальної витрати на відміну від регулюючого клапана з авторитетом a_v = 0,5, який при ході у 20 % досягає 30% номінальної витрати. Тому авторитет клапана a_v = 0,5 можна використовувати для розрахунку регулюючих клапанів. Це порівняння показує також погіршення якості регулювання при виборі регулюючої арматури із запасом за параметрами.
У клапанах, вибраних із запасом за параметрами, зменшується величина Δp_{Vmin}, тоді як величина Δp_{Vmax} залишається незмінною. Це погіршує авторитет клапана а, отже, регульованість, тому авторитет клапана (згідно з австрійськими нормами) має бути в межах a_v = 0,3 ... 0,7.

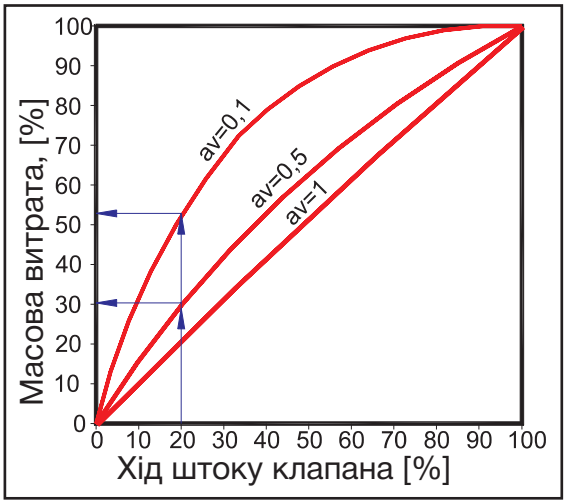


Рис. 7-8. Характеристики при зміні авторитету регулюючого клапана

Визначення параметрів регулюючої арматури:
Визначення параметрів регулюючих клапанів здійснюють через перепад тиску при повністю відкритому регулюючому клапані, тобто при номінальній витраті. Номінальна витрата визначається проєктувальником за розрахункових умов.

$$k_V = \frac{q_V}{\sqrt{\Delta p_{V\,min}}}$$

де:

k_V – об'ємна витрата через клапан при перепаді тиску 1 бар (пропускна здатність клапана), $\frac{м^3}{год}$;

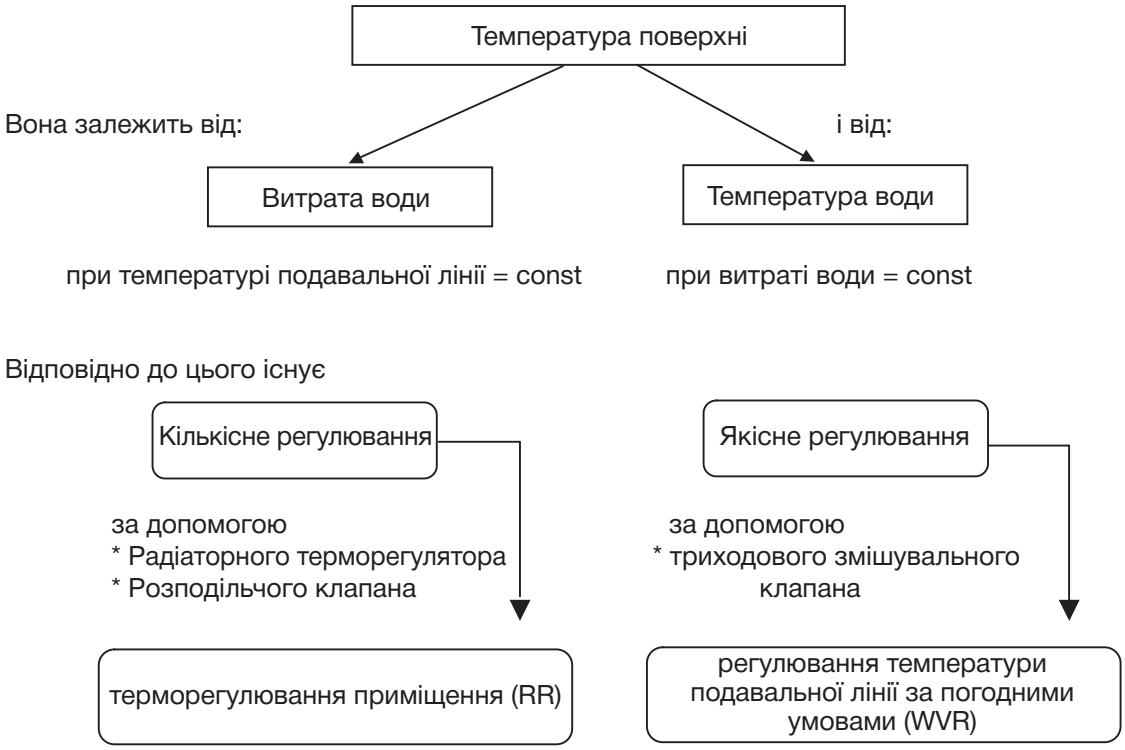
q_V – об'ємна витрата, $\frac{м^3}{год}$;

Δp_{Vmin} – перепад тиску на повністю відкритому клапані, бар.

Величина k_V - розрахована за наведеним вище рівнянням, дає основу для вибору клапана. За технічною документацією фірми-виробника вибирається регулюючий клапан з найближчим, але і меншим значенням k_V. Завдяки цьому авторитет клапана зростає. Розраховане значення k_V рідко збігається зі значенням, взятим із документації фірми-виробника. Часто параметри регулюючих клапанів обирають із запасом, що збільшує об'ємну витрату. Для того щоб уникнути цього і можливого недостатнього забезпечення інших споживачів тепла, в цьому випадку слід підключити після регулюючого клапана клапан з функцією попередньої настройки пропускної здатності для налаштування номінальної витрати. При цьому якість регулювання клапана в жодному разі не стане гіршою.

7.2 Регулювання потужності

Тепловіддача поверхнями нагрівання, розташованими у приміщенні (наприклад, панельні радіатори, контури підлогового опалення) залежить від змінних:



7.2.1 Якісне регулювання

Змінна температура подавальної лінії, постійна масова витрата в опалювальному приладі.

На принциповій схемі, наведеній на рис. 7-9, показано змішування води подавальної лінії генератора тепла з водою зворотної лінії системи опалення. Ділянка зі змінною витратою проходить уздовж генератора тепла, наприклад, котлового контуру. Споживачі (радіатори) отримують через циркуляційний насос постійну витрату води.

Регулювання потужності радіатора здійснюють зміною температури подавальної лінії. Таке підключення використовують при низьких температурах зворотної лінії, наприклад, для конденсаційних котлів, підключення до централізованого теплопостачання, теплових насосів.
За необхідності забезпечення мінімальної температури зворотної лінії котла, це можна реалізувати за допомогою додаткової байпасної лінії з насосом або термостатичним клапаном.

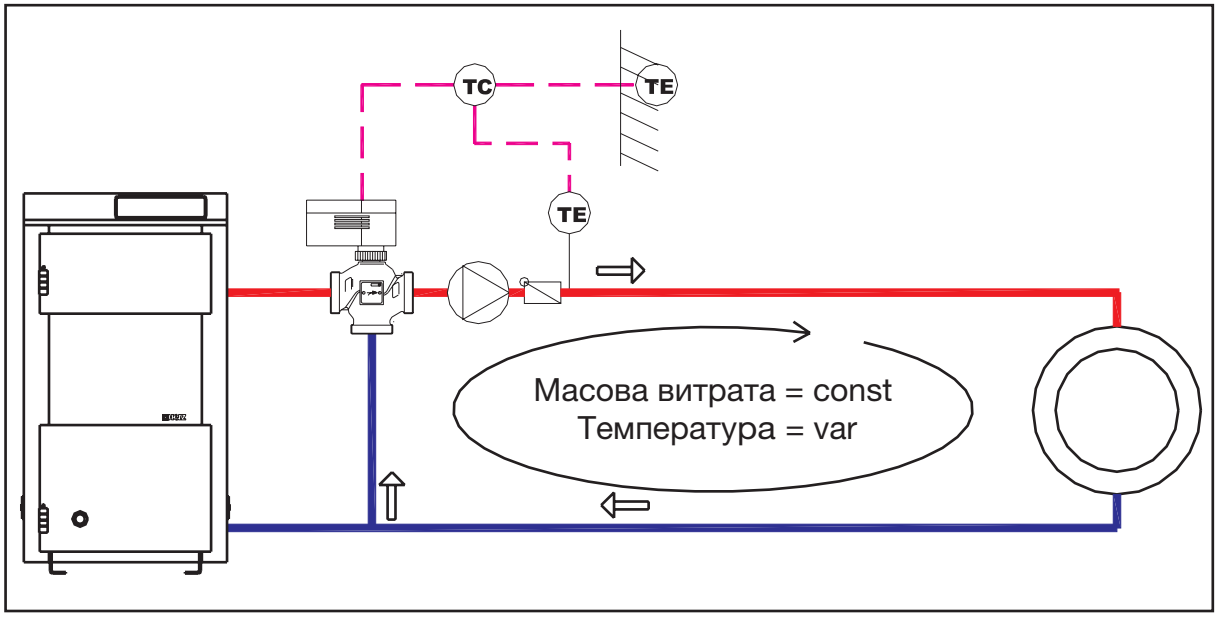


*Рис. 7-9. Схема регулювання температури подавальної лінії за погодними умовами з обладнанням компанії Herz: триходовим клапаном (1 **4037** XX) з приводом (1 **7712** XX)*

Графічний взаємозв'язок між температурою подавальної лінії θ_V і тепловою потужністю Φ або зовнішньою температурою, показує так звана **крива нагріву**. Кривизна кривої нагріву залежить від показника ступеня n кривої потужності поверхонь нагріву.

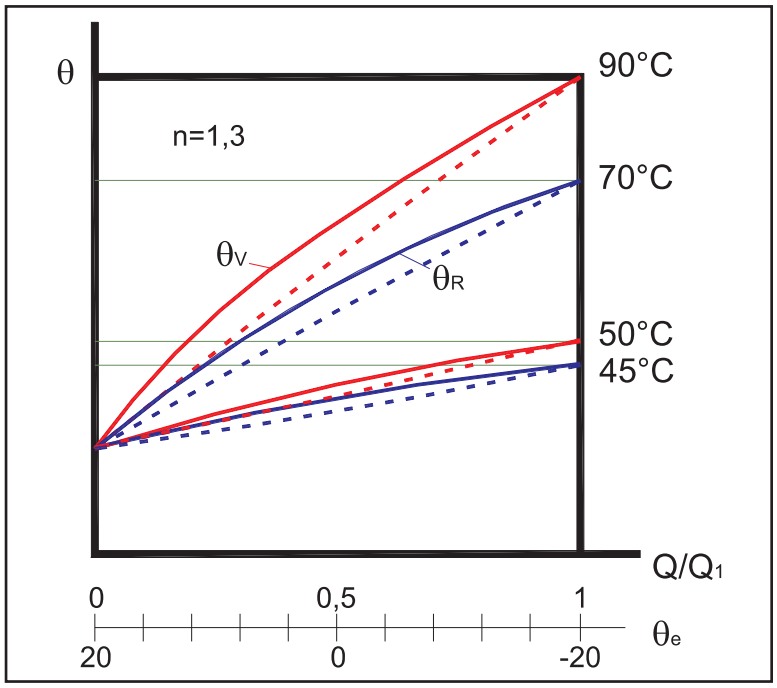


Рис. 7-10. Криві нагріву для 90/70 °C і 50/45 °C n=1,3

Криві нагріву, показані на рис. 7-10, побудовані для температур прямої/зворотної лінії 90/70 °C і 50/45 °C при розрахунковій зовнішній температурі θ_{min} = –20 °C.

Температура води, середня між температурами подавальної і зворотної лінії, за вирахуванням кімнатної температури визначає температурний напір ΔT. Чим він вищий, тим вищою буде тепловіддача.

Якщо взаємозв'язок лінійний (штрихові лінії на рис. 7-10), то можна зробити висновок, що при зовнішній температурі θ_x°C необхідна потужність нагрівання знижується від величини Φ_{100} до:

$$\Phi_x = \Phi_{100} \frac{\theta_i - \theta_x}{\theta_i - \theta_{min}}.$$

Приклад: часткове навантаження.

Для радіаторного опалення потрібно визначити необхідну потужність нагрівання при зовнішній температурі 0 °C і температуру радіаторів, якщо проєктні дані для системи становлять:

θ_{emin} = -20 °C Φ_{100} (90/70/20) = 800 Вт ефективна потужність,

при зовнішній температурі θ_i = 20 °C потужність становитиме $\Phi = 0$.

При зовнішній температурі 0 °C буде $\Phi_x = \Phi_{100} \cdot \frac{20 - 0}{20 - (-20)} = \Phi_{100} \cdot 0{,}5$,

отже, при 0 °C необхідною буде лише половина потужності нагрівання.

Для кривої нагріву згідно з рис. 7-10 можна вважати температурний напір θ_V = 68 °C; θ_R = 59 °C. Перевищення температури ΔT = 43,5 K розраховують відносно 63,5 °C:

$$\Delta T = \frac{\theta_V + \theta_R}{2} - 20 = \frac{68 + 59}{2} - 20 = 43{,}5 \text{ K}.$$

7.2.2 Кількісне регулювання

Постійна температура подавальної лінії, змінна витрата у споживача.

Регулювання потужності в контурі опалення здійснюють дроселюванням витрати води. При зниженні витрати теплоносія збільшується тривалість впливу води на поверхню нагрівання за рахунок зниження швидкості руху теплоносія. Цим зумовлюється її додаткове охолодження. Таким чином, збільшення різниці температур теплоносія в радіаторі дещо знижує ефект зменшення витрати води в опалювальному приладі.

Це означає, що потужність радіатора не знижується пропорційно зниженню витрати води. Залежність представлена в наведених нижче кривих дроселювання.

$$q_m = \frac{\Phi}{c \cdot (\theta_V - \theta_R)}$$

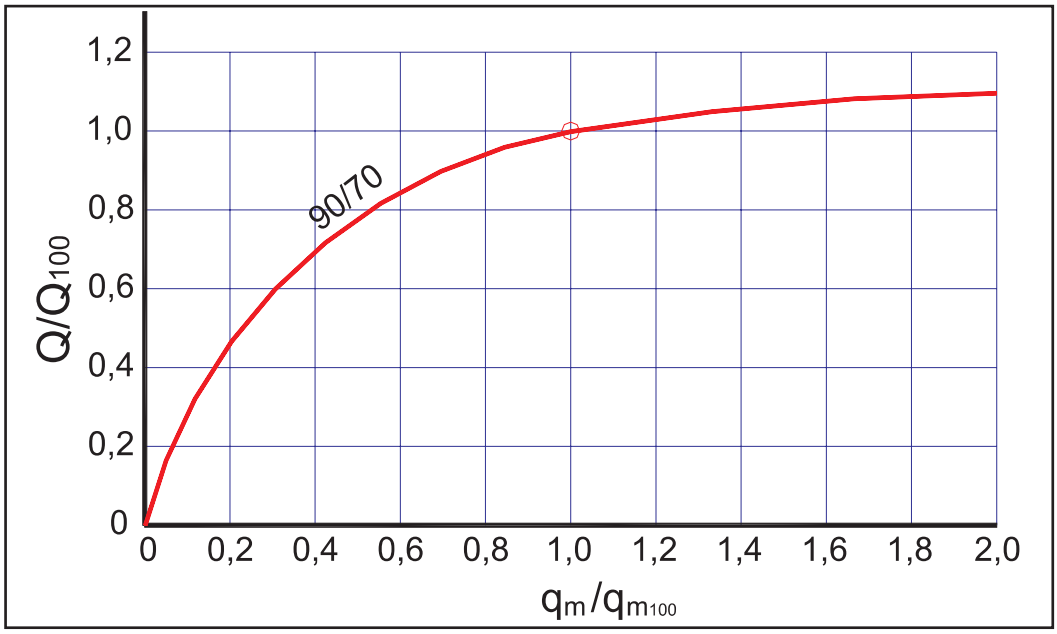


Рис. 7-11. Крива дроселювання радіатора при різниці температур 90/70 °C

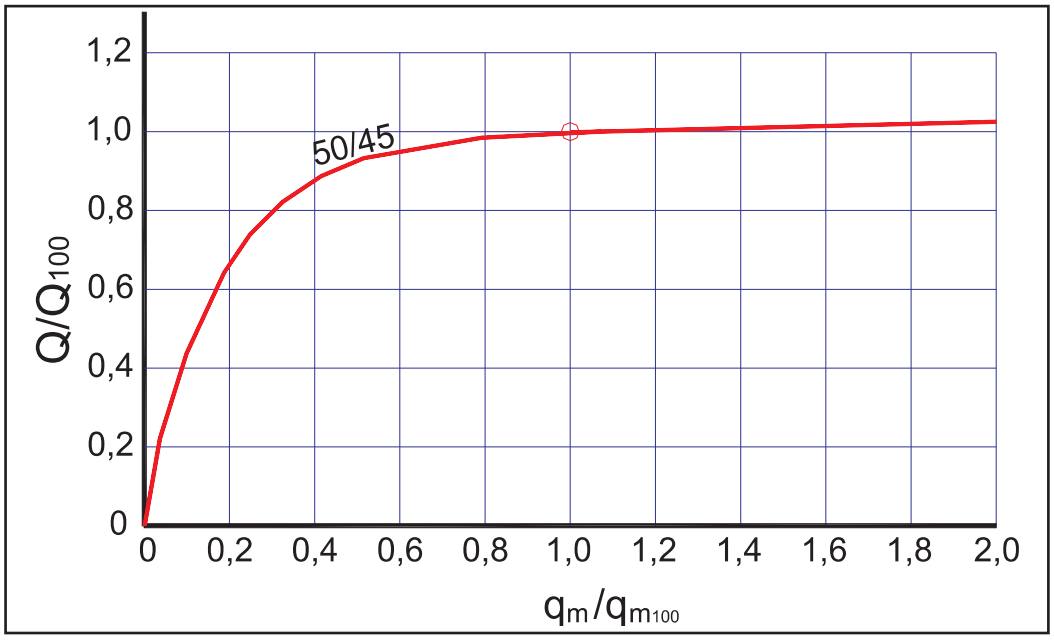


Рис. 7-12. Крива дроселювання радіатора при різниці температур 50/45 °C

З кривої дроселювання видно, що при зниженні витрати води в радіаторі (калорифері тощо) до половини, потужність падає тільки до 80 %. Для половини потужності опалення достатньо тільки 10... 20 % від номінальної витрати води. Регулюючий клапан, параметри якого визначені із запасом, повинен працювати при ще меншому відкритті клапан.

Тому при дросельному регулюванні необхідно обов'язково монтувати клапани з попередньою настройкою.

7.2.3. Види регулювання

В опалювальній техніці розрізняють двопозиційне, трипозиційне і плавне (безперервне) регулювання. Залежно від сфери застосування має бути вибраний правильний вид регулювання. У наступних підрозділах описано ці види регулювання.

7.2.3.1. Двопозиційне регулювання

Двопозиційне регулювання, як і трипозиційне, є переривчастим регулюванням у системах опалення і холодопостачання. При цьому регулятор перемикає вихідну величину ступінчасто і, таким чином, кількість можливих позицій перемикань залежить від виду регулювання (дво-, три- або навіть багатопозиційне регулювання). У двопозиційному регулюванні, як випливає з його назви, є тільки дві позиції: «ввімкнено» або «вимкнено». Стосовно клапана це означає відкрите або закрите положення клапана.
Недоліком цього виду регулювання є можливе зменшення терміну служби клапанів з причини частих вмикань/вимикань. До переваг належать низька вартість регулятора і простота пристрою. Цей вид регулювання застосовують, наприклад, для регулювання кімнатної температури. У цьому випадку регулятор отримує сигнал від датчика температури про відкриття або закриття регулюючого клапана. Різниця (диференціал) між величиною вимикання і наступного вмикання називається гістерезисом.

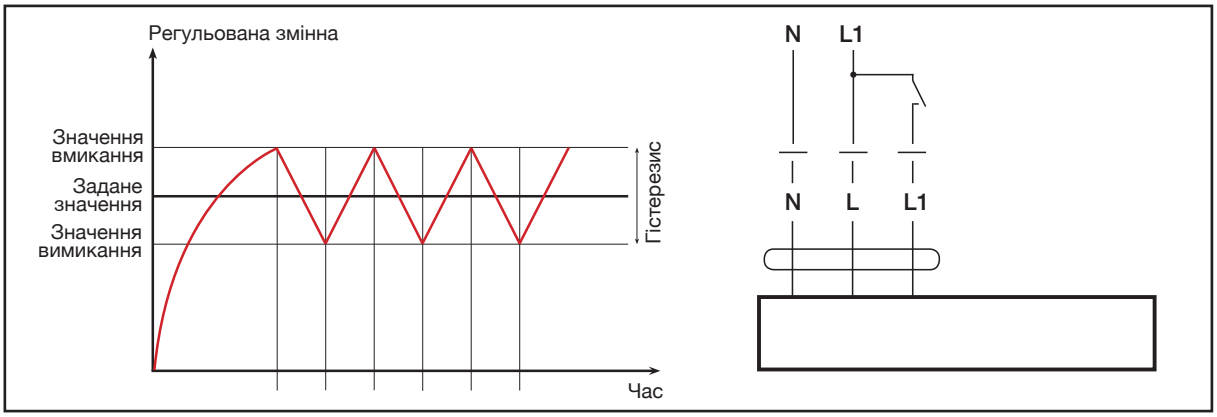


Рис. 7-13. Графік і принципова схема двопозиційного регулювання

7.2.3.2. Трипозиційне регулювання

Як вже згадувалося вище, трипозиційне регулювання також є переривчастим видом регулювання. Окрім двох позицій «ввімкнено» і «вимкнено», існує третя проміжна позиція перемикання. Наприклад, такий регулятор встановлюють, зокрема, в системах опалення з двома ступенями перемикання («ступінь 1», «ступінь 2», «вимкнути»), або в системах кондиціонування повітря з можливістю нагрівання і охолодження («нагрівання», «вимкнути», «охолодження»), або при регулюванні температури теплоносія в подавальному трубопроводі за допомогою триходового змішувального клапана («відкрито» – подача теплоносія в подавальний трубопровід без підмішування, «проміжна позиція» – подача теплоносія в подавальний трубопровід з підмішуванням, «закрито» – подача теплоносія із зворотного трубопроводу).

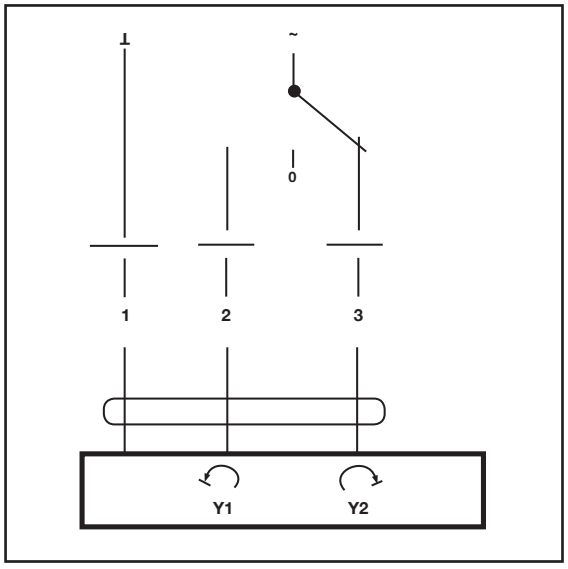


Рис. 7-14. Схема трипозиційного регулювання

7.2.3.3. Плавне регулювання

У разі плавного регулювання регулювальний орган може приймати будь-яку позицію в діапазоні від 0 % до 100 %. Регулювання здійснюється шляхом порівняння фактичних і заданих значень. У цьому випадку сигнал безперервно подається на виконавчий механізм і, таким чином, забезпечує плавне регулювання. Цей вид автоматичного управління характеризується безступінчастим регулюванням і швидким часом реакції. Плавне регулювання застосовують, наприклад, при регулюванні витрати в системі холодопостачання з фанкойлами. У разі використання термопривода для плавного регулювання (наприклад, HERZ 7990) затвор клапана може встановлюватися на будь-яку позицію. Залежно від керуючої напруги, яка подається, в діапазоні 0 - 10 В, клапан плавно працює в усьому діапазоні від відкритого до закритого положення. Завдяки цьому безступінчастому регулюванню можна уникнути стрибків тиску, спричинених переривчастими вмиканнями, як, наприклад, у разі двопозиційного регулювання.

Рис. 7-15. Термопривід (HERZ 7990)

Розрізняють пропорційні (П-регулятор) і інтегральні (І-регулятор) регулятори. Існують також регулятори, які можуть працювати як пропорційно, так і інтегрально (ПІ-регулятор).

7.3 Гідравлічні схеми і визначення параметрів

Основна мета балансування, будь то в системах опалення чи охолодження, полягає в тому, щоб забезпечити необхідною витратою всіх споживачів за номінальних умов. Крім того, перепад тиску майже не повинен змінюватися в усіх контурах, а витрати в місцях розгалуження системи повинні бути сумісними.
Гідравлічне підключення первинної і вторинної систем можливе в дуже великій кількості варіантів з'єднань. Вибір правильного варіанта такого з'єднання залежить від багатьох факторів. До них відносять, серед іншого, використання відповідної системи, а також джерела енергії, яке потрібне для теплозабезпечення.

Якщо в розподільній мережі між подавальним і зворотним трубопроводами є перепад тиску, то застосовують підключення, що підтримують цей перепад. У розподільниках з гідравлічною розв'язкою за допомогою накопичувача або гідравлічної стрілки перепаду тиску немає, йдеться про безнапірний розподільник. Тут застосовують підключення без перепаду тиску.
Далі пояснюються найважливіші основні схеми і надаються розрахунки цих основних схем.

ПРИМІТКА:
Мають бути забезпечені номінальні витрати в усіх частинах системи за будь-яких умов експлуатації.

Схема регулювання / Варіант застосування	Розподільник з перепадом тиску				Безнапірний розподільник	
	Дросельна схема	Схема з байпасом	Схема вприскування З прохідним клапаном	Схема вприскування З триходовим клапаном	Схема підмішування проста	Схема підмішування подвійна
Централізоване теплопостачання	♥					
Котли конденсаційні	♥					
Радіаторні системи			♥	♥	♥	
Опалення теплою підлогою			♥			
Низькотемпературні системи			♥	♥		
Низькотемпературна система, підключена до високотемпературного розподільника			♥			♥
Повітряне опалення		♥	♥		♥	
Система охолодження		♥				
Зонне регулювання	♥	♥				

Рис. 7-16. Матриця вибору

Схема регулювання		Первинний контур (контур від теплоцентралі)		Вторинний контур (контур споживачів)			Особливість
		Витрата	Підвищення температури зворотного трубопроводу	Витрата	Температура подавального трубопроводу	Регулювання потужності	
Розподільник з перепадом тиску	Дросельна схема	змінна	ні	змінна	така сама як у первинному контурі	зміна витрати	під впливом інших споживачів
	Схема з байпасом (перепускне регулювання)	постійна	так	змінна	така сама як у первинному контурі	зміна витрати	не піддається впливу інших споживачів
	Схема інжекторного регулювання з двоходовим клапаном	змінна	ні	постійна	регульована	зміна температури подавального трубопроводу	можливе комбінування підлогового і радіаторного опалення
	Схема інжекторного регулювання з триходовим клапаномІ	постійна	так	постійна	регульована	зміна температури подавального трубопроводу	на клапані завжди температура теплоносія від центрального теплопостачання, хороша регулювальна здатність
Розподільник без перепаду тиску	Схема підмішування	змінна	ні	постійна	регульована	зміна температури подавального трубопроводу	на клапані завжди температура теплоносія від центрального теплопостачання, хороша регулювальна здатність
	Схема подвійного підмішування	змінна	ні	постійна	регульована	зміна температури подавального трубопроводу	можливе комбінування підлогового і радіаторного опалення

Рис. 7-17. Огляд схем

7.3.1 Дросельна схема

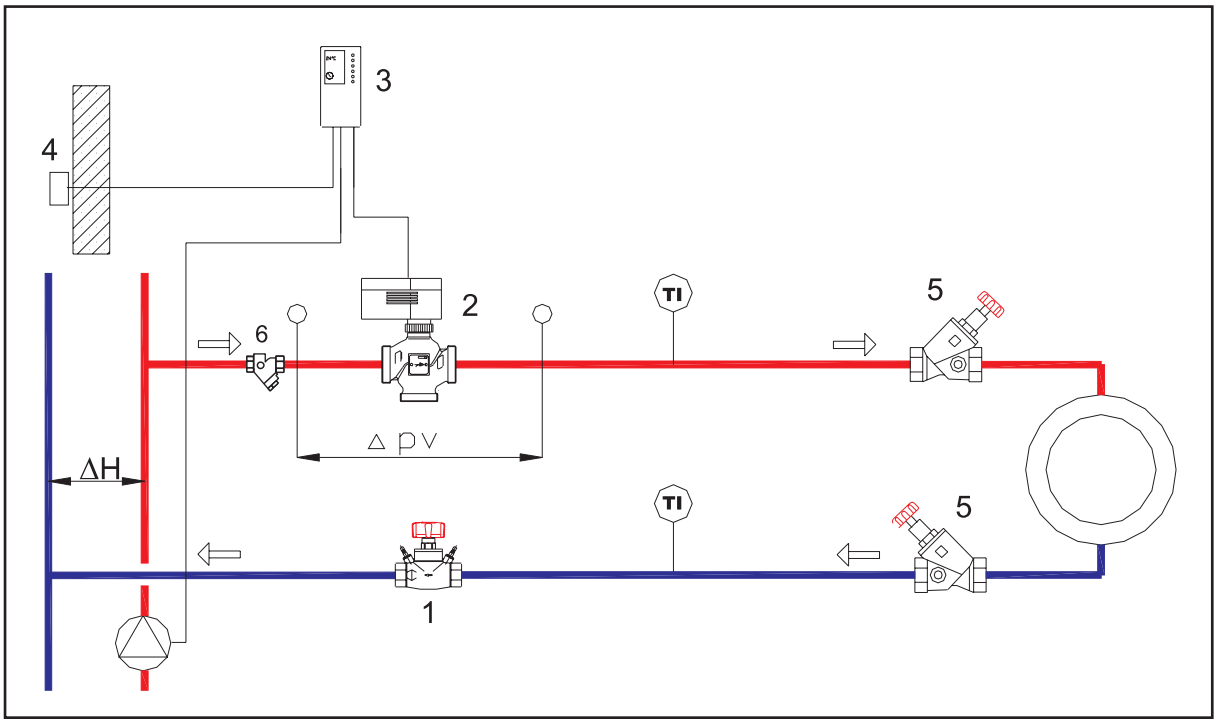


Рис. 7-18. Дросельна схема

1	Балансувальний клапан вітки	4217
2	Регулюючий клапан з приводом	4037+7712
3	Електронний регулятор	7793
4	Датчик температури	7793
5	Запірний клапан	4115
6	Фільтр	4111

Ознаки:
Необхідний перепад тиску. Витрата у первинному і вторинному контурах змінна. Температура у первинному контурі змінна, у вторинному – постійна. Регулювання потужності здійснюється зміною витрати теплоносія.

Переваги:
За наявності в мережі трубопроводів декількох дросельних схем внаслідок зміни ходу штоку клапана зміщується робоча точка насоса. Зміна перепаду тиску, який виникає, впливає на окремих споживачів.

Недоліки:
За наявності в мережі трубопроводів декількох дросельних схем внаслідок зміни ходу штоку клапана зміщується робоча точка насоса. Зміна перепаду тиску, який виникає, впливає на окремих споживачів.

Застосування:
- при розподілі тепла при централізованому теплопостачанні;
- при підключенні до буферного накопичувача;
- при підключенні вторинної мережі до конденсаційних котлів;
- зонне регулювання в радіаторних системах опалення і в системах підлогового опалення з регулюванням температури подачі за погодними умовами;
- для підігрівачів і повітроохолоджувачів усіх розмірів.

Регулюючий клапан у подавальній лінії призначений для стабілізації перепаду тиску і для обмеження витрати води.

При цьому типі гідравлічної схеми потужність регулюється шляхом дроселювання об'ємної витрати. У цьому випадку регулюючі клапани беруть на себе задачу зміни витрати в контурі регулювання, щоб таким чином впливати, наприклад, на теплову потужність теплообмінника.

Дросельна схема може застосовуватися скрізь, де потрібні низькі температури зворотної лінії і змінні об'ємні витрати. Теплова характеристика відзначається падінням температури зворотної лінії при зниженому навантаженні.

Умовні позначення:

до всіх схем і прикладів застосовуються наступні позначення:

Δp_L – втрата тиску у споживача, кПа;
Δp_V – втрата тиску на регулюючому клапані, кПа;
Δp_{SRV} – втрата тиску на балансувальному клапані, кПа;
Δp_{ab} – втрата тиску на запірному клапані, кПа;
Δp_{Schmu} – втрата тиску на сітчастому фільтрі, кПа;
q_p – витрата в первинному контурі, $\frac{\text{л}}{\text{год}}$;
q_s – витрата у вторинному контурі, $\frac{\text{л}}{\text{год}}$;
t_v – температура подачі у вторинному контурі, °С;
t_R – температура зворотної лінії, °С;
t_P – температура подачі в первинному контурі, °С;
ΔH – втрата тиску на розподілювачі, кПа;
Δp_{mv} – втрата тиску в секції змінного об'єму, кПа.

Основна інформація про розрахунок:

При розрахунку гідравлічних контурів враховуємо лише втрати тиску на балансувальній та регулюючій арматурі, оскільки втрати тиску в трубопроводах (через їх малу довжину) незначні в порівнянні з втратами на балансувальній та регулюючій арматурі.

Авторитет клапана визначається за формулою:

$$a = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_{mv} + \Delta p_V}.$$

Приклад: визначення параметрів дросельної схеми.

Розрахункові дані: $Q = 70$ кВт;
$t_V = 90$ °С;
$t_R = 50$ °С;
$\Delta p_L = 10$ кПа;
$\Delta H = 30$ кПа.

Знайти: - мінімальний перепад тиску;
- вибір регулюючого клапана;
- вибір балансувального клапана.

$$\boxed{Q = q_S \cdot (t_V - t_R)} \rightarrow q_S = \frac{Q}{c \cdot (t_V - t_R)}, \qquad c_{Wasser} = 4{,}19 \ \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}},$$

$$q_S = \frac{3600 \cdot 70}{4{,}19 \cdot (90 - 50)},$$

$$q_S = 1504 \ \frac{\text{л}}{\text{год}}.$$

Для функціонування дросельної схеми, серед інших, до системи висуваються дві вимоги.

Вимога 1: $\Delta p_V \geq \Delta p_L$ тобто, перепад тиску на регулюючому клапані має бути більшим або дорівнювати перепаду тиску на споживачі!

Вимога 2: $\Delta H \geq \Delta H_{min}$ тобто, наявний перепад тиску в розподільному пристрої має бути більшим або дорівнювати мінімально необхідному перепаду тиску!

Етап 1: розрахунок мінімального наявного перепаду тиску ΔH_{min}.

$$\Delta H_{min} = \Delta p_{Vmin} + \Delta p_L + \Delta p_{SRV} + 2 \cdot \Delta p_{Ab} + \Delta p_{Schmu};$$

Δp_{Vmin} = 10 кПа (див. вимогу 1);
Δp_L = 10 кПа (за розрахунковими даними).

За інформацією виробника:
Δp_{SRV} = 3 кПа;
Δp_{Ab} = 0,7 кПа;
Δp_{Schmu} = 1,9 кПа.

Балансувальний клапан можна взяти з мінімальним значенням перепаду тиску Δp_{SRV} = 3 кПа. Перепад тиску на запірному клапані (1 **4115** 03) та сітчастому фільтрі (1 **2662** 03) відносяться до розміру DN25.

ΔH_{min} = 10 + 10 + 3 + 2 . 0,7 + 1,9 = 26,3 кПа.

Таким чином, вимога 2 виконана: $\Delta H \geq \Delta H_{min}$,
30 кПа $\geq$ 25,6 кПа.

Етап 2: розрахунок теоретичного значення k_{vs} для вибору регулюючого клапана:

$$k_{vs} = \frac{q_S}{\sqrt{\Delta p_{V\,\min}}};$$

Δp_{Vmin} = 10 кПа = 0,1 бар;
q_s = 1 504 $\frac{\text{л}}{\text{год}}$ = 1,504 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

Перш за все, необхідно розрахувати теоретичне значення k_v:

$$k_{v,theo} = \frac{q_S}{\sqrt{\Delta p_{V\,\min}}} = \frac{1{,}504}{\sqrt{0{,}1}} = 4{,}75\ \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Відповідні клапани ряду 4037 – клапан (1 **4037** 15) DN15 зі значенням (k_{vs} = 4,0) $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ і клапан (1 **4037** 20) DN20 зі значенням k_{vs} = 6,3 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

Примітка: як правило, для досягнення необхідного перепаду тиску вибирається клапан з меншим значенням k_{vs}!

DN15 при k_{vs} = 4,0 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

$$\Delta p_V = \left(\frac{q_S}{k_{vs}}\right)^2 = \left(\frac{1{,}504}{4{,}0}\right)^2 = 0{,}141 \text{ бар} = 14{,}1 \text{ кПа}.$$

Отже, вимогу 1 виконано! $\Delta p_V \geq \Delta p_L$
14,1 кПа $\geq$ 10 кПа.

DN20 при k_{vs} = 6,3 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

$$\Delta p_V = \left(\frac{q_S}{k_{vs}}\right)^2 = \left(\frac{1{,}504}{6{,}3}\right)^2 = 0{,}057 \text{ бар} = 5{,}7 \text{ кПа}.$$

Тобто вимога 1 **не** виконується для клапана з DN20!

Таким чином обираємо регулюючий клапан DN15.

Авторитет клапана становить:

$$a = \frac{\Delta p_V}{\Delta H} = \frac{14{,}1}{30} = 0{,}47.$$

Примітка: авторитет клапана має бути в діапазоні від 0,25 до 0,75, але повинен бути не нижчим ніж 0,25, інакше система буде нестабільною.

Етап 3: вибір та визначення значення попередньої настройки балансувального клапана.

Визначення перепаду тиску:

$$\Delta p_{SRV} = \Delta H - (\Delta p_V + \Delta p_L),$$

Δp_{SRV} = 30 – (14,1 + 10,0) = 5,9 кПа = 0,059 бар.

Визначення величини k_v:

$$k_{v,SRV} = \frac{q_S}{\sqrt{\Delta p_{SRV}}} = \frac{1{,}504}{\sqrt{0{,}059}} = 6{,}2 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Для клапана з прямим шпинделем 1 **4217** 33 і розміром DN25 ($k_{vs} = 9{,}22 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$) отримуємо попередню настройку, що дорівнює 5,1.

Примітка: вибір типорозміру труби системи залежить, серед іншого, від матеріалу з якого виготовлені труби та коефіцієнту тертя.

7.3.2 Схема з байпасом (перепускне регулювання)

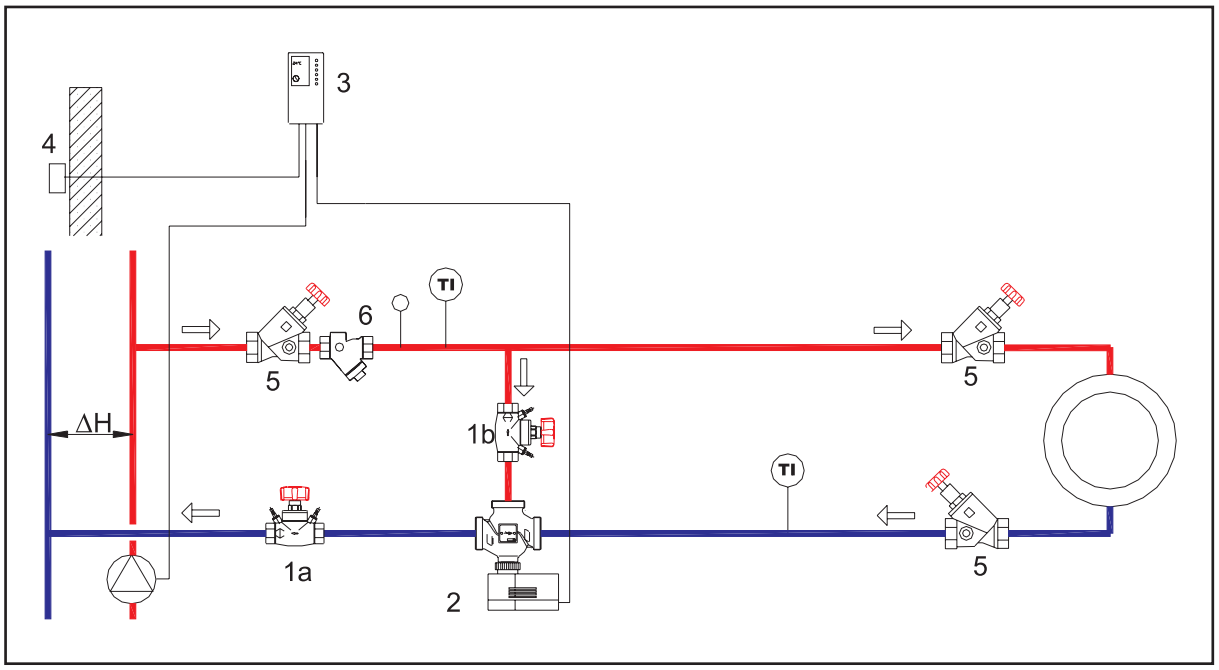


Рис. 7-19. Схема перепускного регулювання

1	Балансувальний клапан	4217
2	Регулюючий клапан з приводом	4037+7712
3	Електронний регулятор	7793
4	Датчик температури	7793
5	Запірний клапан	4115
6	Фільтр	4111

Особливості:
Необхідний перепад тиску на вході в схему. Витрата у первинному контурі постійна, у вторинному контурі – змінна. Температура у первинному контурі змінна, у вторинному контурі постійна. Регулювання потужності здійснюють зміною витрати води.

Переваги:
Внаслідок постійної витрати води у первинному контурі можна відмовитися від регульованого за потужністю насоса. Жодного впливу з боку перепаду тиску, тобто регулюючий клапан можна розраховувати незалежно від перепаду тиску.

Недоліки:
Температура у споживача завжди відповідає температурі первинного контуру.

Застосування:
- повітряне опалення;
- система охолодження;
- зонне регулювання.

Така схема є варіацією дросельної схеми.
Вплив регулюючого клапана залежить тільки від навантаження, це означає, що встановлення триходового клапана здійснюється незалежно від розподільної мережі. Недолік схеми з байпасом полягає в тому, що споживачі завжди отримують максимальну температуру первинного контуру і тому не можна використовувати роздільні температурні рівні первинного і вторинного контурів. Крім того, схема не придатна для буферних накопичувачів, конденсаційних котлів і централізованого теплопостачання, оскільки в режимі часткового навантаження теплоносій подавальної лінії завжди підмішується до зворотної лінії і, таким чином, температура зворотної лінії підвищується.
З точки зору регулювання швидкий доступ до перегрітого теплоносія первинного контуру є великою перевагою для споживачів.
З точки зору технології керування експлуатація джерел енергії, генераторів тепла і холоду з постійною витратою має перевагу для споживачів. Однак, з точки зору енергозбереження, при постійній витраті для первинного контуру є недолік – неможливою є економія на роботі насоса.

Приклад: визначення параметрів схеми

Розрахункові дані: $Q = 40$ кВт;
$t_V = 6$ °C;
$t_R = 12$ °C;
$\Delta p_L = 25$ кПа;
$\Delta H = 70$ кПа.

Знайти: - мінімальний перепад тиску;
- вибір регулюючого клапана;
- вибір балансувального клапана.

$$\boxed{Q = q_S \cdot (t_V - t_R)} \quad \rightarrow \quad q_S = \frac{Q}{c \cdot (t_V - t_R)}, \qquad c_{Wasser} = 4{,}19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}},$$

$$q_S = \frac{3600 \cdot 40}{4{,}19 \cdot (12 - 6)},$$

$$q_S = 5730 \frac{\text{л}}{\text{год}}.$$

Для функціонування схеми з байпасом, крім іншого, до системи висуваються дві вимоги.

Вимога 1: $\Delta p_V \geq \Delta p_L$ тобто, перепад тиску на регулюючому клапані має бути більшим або дорівнювати перепаду тиску на споживачі!

Вимога 2: $\Delta H \geq \Delta H_{min}$ тобто, наявний перепад тиску в розподільному пристрої має бути більшим або дорівнювати мінімально необхідному перепаду тиску!

Етап 1: розрахунок мінімального наявного перепаду тиску ΔH_{min}:

$\Delta H_{min} = \Delta p_{Vmin} + \Delta p_L + \Delta p_{SRV} + 2 \cdot \Delta p_{Ab} + \Delta p_{Schmu}$;

Δp_{Vmin} = 25 кПа (Вимога 1);
Δp_L = 25 кПа (за розрахунковими даними).

За інформацією виробника:
Δp_{SRV} = 3 кПа;
Δp_{Ab} = 1,2 кПа;
Δp_{Schmu} = 3,7 кПа.

Балансувальний клапан можна взяти з мінімальним значенням перепаду тиску Δp_{SRV} = 3 кПа. Перепад тиску на запірному клапані (1 **4115** 05) та сітчастому фільтрі (1 **4111** 15) з розміром DN40.

Таким чином: $\Delta H_{min} = 25 + 25 + 3 + 2 \cdot 1{,}2 + 3{,}7 = 59{,}1$ кПа.

Таким чином, вимога 2 виконана: $\Delta H \geq \Delta H_{min}$,
70 кПа ≥ 59,1 кПа.

Етап 2: розрахунок теоретичного значення k_{vs} регулюючого клапана:

$$k_V = \frac{q_S}{\sqrt{\Delta p_{V\,\min}}};$$

$\Delta p_{V,min}$ = 25 кПа = 0,25 бар;
$q_s = 5730 \frac{\text{л}}{\text{год}} = 5{,}73 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

Перш за все, необхідно розрахувати теоретичне значення k_v:

$$k_{v,theo} = \frac{q_S}{\sqrt{\Delta p_{v,\min}}} = \frac{5{,}73}{\sqrt{0{,}25}} = 11{,}46 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Відповідні клапани ряду 4037 – клапан (1 **4037** 25) DN25 зі значенням k_{vs} = 10,0 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ і клапан (1 **4037** 32) DN32 зі значенням $k_{vs} = 16{,}0 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

Примітка: як правило, для досягнення необхідного перепаду тиску вибирається клапан з меншим значенням k_{vs}!

DN25 при $k_{vs} = 10{,}0 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_S}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{5{,}73}{10{,}0} \right)^2 = 0{,}328 \text{ бар} = 32{,}8 \text{ кПа}.$$

Отже, вимогу 1 виконано! $\Delta p_V \geq \Delta p_L$,
32,8 кПа ≥ 25,0 кПа

DN32 при $k_{vs} = 16{,}0 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_S}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{5{,}73}{16{,}0} \right)^2 = 0{,}128 \text{ бар} = 12{,}8 \text{ кПа}.$$

Тобто вимога 1 **не** виконується для клапана з DN20!

Таким чином обираємо регулюючий клапан DN32 (k_{vs} = 10,0 $\frac{м^3}{год}$).

Авторитет клапана становить:

$$a = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_L + \Delta p_V} = \frac{32,8}{25 + 32,8} = 0,57.$$

Примітка: авторитет клапана має бути в діапазоні від 0,25 до 0,75, але повинен бути не нижчим ніж 0,25, інакше система буде нестабільною.

Етап 3: вибір та визначення значення попередньої настройки балансувального клапана.

Необхідно визначити перепаду тиску Δp_{SRV} та значення пропускної здатності клапана k_v:

$$\Delta p_{SRV1a} = \Delta H - (\Delta p_V + \Delta p_L + \Delta p_{Schmu}),$$

Δp_{SRV1a} = 70 - (32,8 + 25 + 3,7) = 8,5 кПа = 0,085 бар.

Визначення величини k_v:

$$k_{v,SRV1a} = \frac{q_S}{\sqrt{\Delta p_{SRV}}} = \frac{5,73}{\sqrt{8,5}} = 19,55 \frac{м^3}{год}.$$

Для клапана з прямим шпинделем 1 **4217** 35 з розміром DN40 (k_{vs} = 23,3 $\frac{м^3}{год}$) отримуємо значення попередньої настройки 5,2.

Примітка: вибір типорозміру труби системи залежить, серед іншого, від матеріалу з якого виготовлені труби та коефіцієнту тертя.

Етап 4: вибір балансувального клапана байпасу.

Якщо споживач не потребує тепла, то весь потік води направляється через байпас.

Вимога 3: $\Delta p_{SRV1b} = \Delta p_L$.

Вимога 4: $q_{Bypass} = q_S$.

З цих вимог можна розрахувати значення k_v для балансувального клапана байпасу:

$$k_{v,SRV1b} = \frac{q_{Bypass}}{\sqrt{\Delta p_{SRV1b}}} = \frac{5,73}{\sqrt{0,25}} = 11,46 \frac{м^3}{год}.$$

Для клапана з прямим шпинделем 1 **4217** 35 з розміром DN40 (k_{vs}=23,3 $\frac{м^3}{год}$) отримуємо значення попередньої настройки 4,8.

7.3.3 Схема інжекторного регулювання з двоходовим клапаном

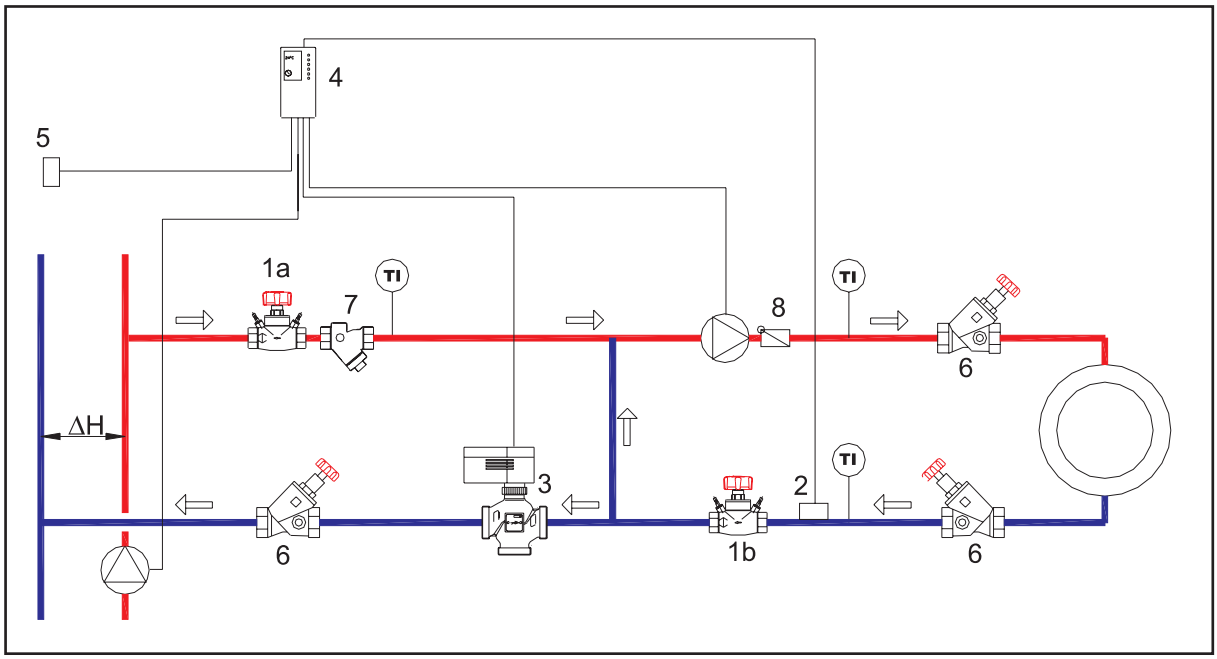


Рис. 7-20. Схема інжекторного регулювання з двоходовим клапаном

1	Балансувальний клапан	4217
2	Накладний датчик температури	7793
3	Регулюючий клапан з приводом	4037+7712
4	Електронний регулятор	7793
5	Датчик температури	7793
6	Запірний клапан	4115
7	Фільтр	4111
8	Зворотний клапан	2622

Особливості:
Необхідний перепад тиску на вході в схему. Витрата води в первинному контурі змінна, у вторинному – постійна. Температура у споживача змінна.

Переваги:
Придатна для систем з низькою температурою зворотної лінії (централізоване теплопостачання, конденсаційні котли). Можливі різні температурні рівні у первинному і вторинному контурах (наприклад, 45 °C і 90 °C).

Недоліки:
Для визначення параметрів регулюючого клапана має бути відомий перепад тиску, з регістрами попереднього нагріву існує ризик замерзання теплоносія в довгих трубопроводах.

Застосування:
- радіаторні системи;
- підлогове опалення;
- повітряне опалення;
- низькотемпературне опалення.

У цій системі на противагу дросельній схемі витрата у вторинному контурі залишається постійною. Перепад тиску насоса не впливає на витрату води і на співвідношення тисків у вторинному контурі. Витрати води в первинному і вторинному контурах можна налаштовувати окремо одна від одної, тому можна пов'язувати різні температурні рівні.

Приклад: визначення параметрів схеми інжекційного регулювання з двоходовим клапаном.

Розрахункові дані: $Q = 25$ кВт;
$t_V = 45$ °C;
$t_R = 35$ °C;
$\Delta H = 25$ кПа;
$t_{v,primär} = 70$ °C.

Знайти: - вибір регулюючого клапана;
- вибір балансувального клапана;
- перепад тиску.

Первинний контур:

$$q_p = \frac{Q}{c \cdot (t_P - t_R)},$$

$$q_p = \frac{3600 \cdot 25}{4{,}19 \cdot (70 - 35)} = 614 \frac{\text{л}}{\text{год}}.$$

Вторинний контур:

$$q_S = \frac{Q}{c \cdot (t_V - t_R)},$$

$$q_S = \frac{3600 \cdot 25}{4{,}19 \cdot (45 - 35)} = 2148 \frac{\text{л}}{\text{год}}.$$

Для функціонування схеми інжекційного регулювання до системи висуваються наступні вимоги:

Вимога 1: $\Delta p_v \geq \Delta H$ тобто перепад тиску на регулюючому клапані повинен бути більшим або рівним перепаду тиску на розподільному пристрої.

Етап 1: розрахунок теоретичного значення k_v регулювального клапана:

$$k_V = \frac{q_p}{\sqrt{\Delta p_{V\,\min}}};$$

$\Delta p_{V,min} = 25$ кПа $= 0{,}25$ бар (вимога 1);
$q_p = 614 \frac{\text{л}}{\text{год}} = 0{,}614 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

Спочатку необхідно розрахувати теоретичне значення k_v:

$$k_{v,theo} = \frac{q_p}{\sqrt{\Delta p_{v,\min}}} = \frac{0{,}614}{\sqrt{0{,}25}} = 1{,}2 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Відповідні клапани ряду 7760 – клапан (1 **7760** 03) DN10 зі значенням $k_{vs} = 1{,}0 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ і клапан (1 **4037** 04) DN10 зі значенням $k_{vs} = 1{,}6 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

У цьому випадку краще обрати клапан з більшим значенням пропускної здатності. Залишковий перепад тиску втратимо на балансувальному клапані.

DN10 при $k_{vs} = 1{,}6 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_p}{k_{vs}}\right)^2 = \left(\frac{0{,}614}{1{,}6}\right)^2 = 0{,}147\text{бар} = 14{,}7\ \text{кПа}.$$

Таким чином обираємо регулюючий клапан DN10 (k_{vs} = 1,6 $\frac{м^3}{год}$).

Авторитет клапана становить:

$$a = \frac{\Delta p_V}{\Delta H} = \frac{14,7}{25} = 0,59.$$

Примітка: авторитет клапана має бути в діапазоні від 0,25 до 0,75, але повинен бути не нижчим ніж 0,25, інакше система буде нестабільною.

Етап 2: вибір та визначення значення попередньої настройки балансувального клапана на подавальному трубопроводі.

Необхідно визначити перепад тиску Δp_{SRV1} та значення пропускної здатності клапана k_v:

$$\Delta p_{SRV1a} = \Delta H - \Delta p_V - \Delta p_{Ab},$$

$$\Delta p_{SRV1a} = 25 - 14,7 - 0,7 = 9,6 \text{ кПа} = 0,096 \text{ бар},$$

$$k_{v,SRV1a} = \frac{q_p}{\sqrt{\Delta p_{SRV1a}}} = \frac{0,614}{\sqrt{0,096}} = 2,0 \frac{м^3}{год}.$$

Для балансувального клапана з прямим шпинделем 1 **4217** 01 з розміром DN15 (k_{vs} = 6,05 $\frac{м^3}{год}$) отримуємо значення попередньої настройки 2,6.

Етап 3: вибір та визначення значення попередньої настройки балансувального клапана на зворотному трубопроводі.

Балансувальний клапан вторинного контуру слід розрахувати на номінальний перепад тиску 3 кПа. Пропускна здатність клапана k_v:

$$k_{v,SRV1b} = \frac{q_s}{\sqrt{\Delta p_{SRV1b}}} = \frac{2,148}{\sqrt{0,03}} = 12,4 \frac{м^3}{год}.$$

Для балансувального клапана з прямим шпинделем 1 **4217** 34 з розміром DN32 (k_{vs} = 18,83 $\frac{м^3}{год}$) отримуємо значення попередньої настройки 5,6.

Примітка: вибір типорозміру труби системи залежить, серед іншого, від матеріалу з якого виготовлені труби та коефіцієнту тертя.

7.3.4 Схема інжекторного регулювання з триходовим клапаном

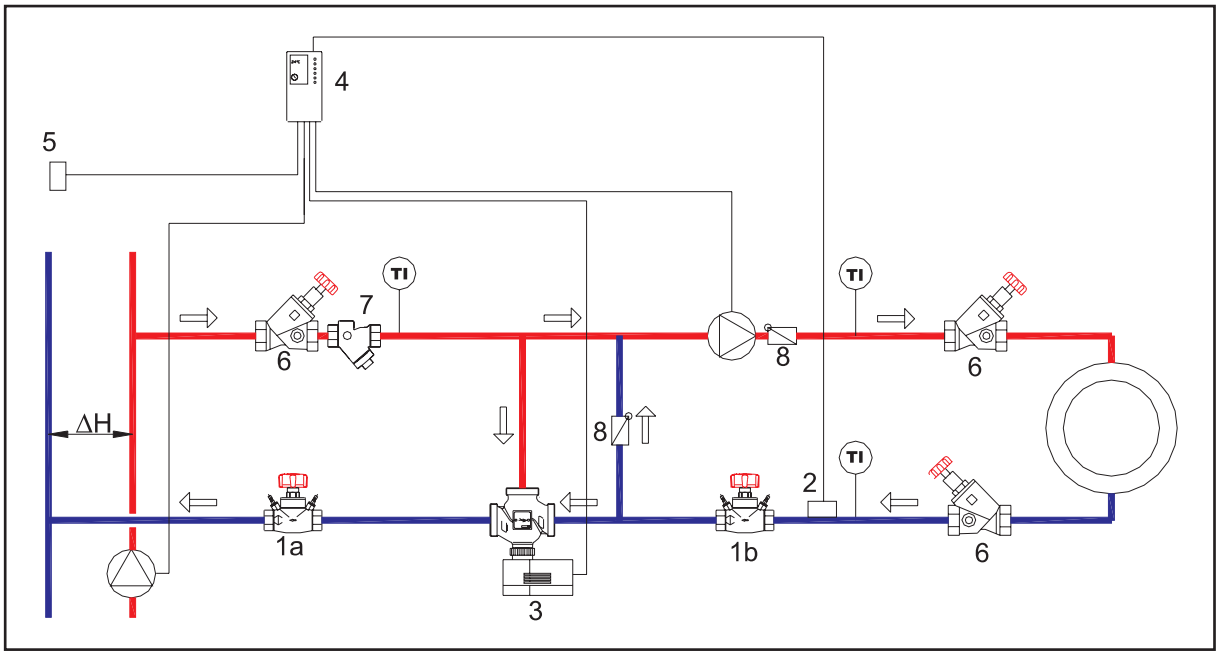


Рис. 7-21. Схема інжекторного регулювання з триходовим клапаном

1	Балансувальний клапан	4217
2	Накладний датчик температури	7793
3	Регулюючий клапан з приводом	4037+7712
4	Електронний регулятор	7793
5	Датчик температури	7793
6	Запірний клапан	4115
7	Фільтр	4111
8	Зворотний клапан	2622

Особливості:
Необхідний перепад тиску. Кількість води у первинному контурі постійна, у вторинному контурі – постійна. Температура вторинного контуру змінна.

Переваги:
Внаслідок постійної об'ємної витрати у вторинному контурі утворюється достатня можливість регулювання. Авторитет клапана майже дорівнює 1, оскільки на ділянці зі змінною витратою падіння тиску майже немає. Незначне або повністю відсутнє запізнення, оскільки в регулюючому клапані постійно є гаряча вода. Можливі різні температурні рівні у первинному і вторинному контурах.

Недоліки:
Безперервне підвищення температури зворотної лінії, через що не можна використовувати для централізованого теплопостачання і конденсаційних котлів.

Застосування:
- радіаторні системи;
- низькотемпературне опалення;
- повітряне опалення;
- підлогове опалення.

Перевагою цієї схеми є незначне або повністю відсутнє запізнення, оскільки в регулюючому клапані постійно є гаряча вода. Цю схему використовують під час монтажу калориферів, де необхідно швидко отримати велику кількість енергії. Іншою, раніше вже зазначеною перевагою, є авторитет клапана, що майже дорівнює 1, оскільки на ділянках зі змінною витратою майже немає опору. У такій схемі первинний і вторинний контури також можуть працювати з різними температурами.

Приклад: Визначення параметрів інжекційної схеми регулювання з триходовим клапаном.

Розрахункові дані: Q = 90 кВт;
t_V = 75 °C;
t_R = 55 °C;
ΔH = 40 кПа;
$t_{v,primär}$ = 90 °C.

Знайти: - вибір регулюючого клапана;
- вибір балансувального клапана;
- мінімальний перепад тиску.

Первинний контур:

$$q_p = \frac{Q}{c \cdot (t_{v,primär} - t_R)},$$

$$q_p = \frac{3600 \cdot 90}{4{,}19 \cdot (90 - 55)} = 2209 \frac{\text{л}}{\text{год}}.$$

Вторинний контур:

$$q_S = \frac{Q}{c \cdot (t_V - t_R)},$$

$$q_S = 3600 \cdot \frac{90}{4{,}19 \cdot (75 - 55)} = 3866 \frac{\text{л}}{\text{год}}.$$

Вимога 1: $\Delta p_V > 3$ кПа тобто, перепад тиску на регулюючому клапані має бути більшим або дорівнювати перепаду тиску на балансувальному клапані (не менше 3 кПа).

Етап 1: розрахунок теоретичного значення k_v регулюючого клапана:

$$k_V = \frac{q_p}{\sqrt{\Delta p_{V\,\min}}};$$

$\Delta p_{V,min}$ = 3 кПа = 0,03 бар (вимога 1);
q_p = 2209 $\frac{\text{л}}{\text{год}}$ = 2,209 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

Спочатку необхідно розрахувати теоретичне значення k_v:

$$k_{v,theo} = \frac{q_p}{\sqrt{\Delta p_{v,\min}}} = \frac{2{,}209}{\sqrt{0{,}03}} = 12{,}8 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Відповідні клапани ряду 4037 – клапан (1 **4037** 25) DN25 зі значенням k_{vs} = 10,0 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ і клапан (1 **4037** 32) DN32 зі значенням k_{vs} = 16,0 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

Примітка: як правило, для досягнення необхідного перепаду тиску вибирається клапан з меншим значенням k_{vs}!

DN25 при k_{vs} = 10 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_p}{Kv_s}\right)^2 = \left(\frac{2{,}209}{1{,}0}\right)^2 = 0{,}049 \text{ бар} = 4{,}9 \text{ кПа}.$$

Таким чином обираємо регулюючий клапан DN25 (k_{vs} = 10,0 $\frac{м^3}{год}$).

Авторитет клапана складає:

$a = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_V} = \frac{4,9}{4,9} = 1$, тому що ділянка із змінною витратою обмежена байпасом!

Примітка: авторитет клапана має бути в діапазоні від 0,25 до 0,75, але повинен бути не нижчим ніж 0,25, інакше система буде нестабільною.

Етап 2: вибір та визначення значення попередньої настройки балансувального клапана на зворотному трубопроводі (1a рис. 7-21).

Необхідно визначити перепад тиску Δp_{SRV1} і значення kv балансувального клапана 1a:

$$\Delta p_{SRV1} = \Delta H - \Delta p_V - \Delta p_{Ab} - \Delta p_{Schmu},$$

$$\Delta p_{SRV1a} = 40 - 4,9 - 1,2 - 0,8 = 33,1 кПа = 0,331 бар,$$

$$k_{v,SRV1a} = \frac{q_p}{\sqrt{\Delta p_{SRV1a}}} = \frac{2,209}{\sqrt{0,331}} = 3,8 \frac{м^3}{год}.$$

Для клапана з прямим шпинделем 1 **4217** 34 з розміром DN32 (k_{vs}=18,83 $\frac{м^3}{год}$) отримуємо значення попередньої настройки 2,7.

Етап 3: вибір та визначення значення попередньої настройки балансувального клапана на зворотному трубопроводі (1b рис.7-21).

Балансувальний клапан 1b слід розрахувати при номінальному перепаді тиску 3 кПа. Тоді значення k_{vs}:

$$k_{v,SRV1b} = \frac{q_s}{\sqrt{\Delta p_{SRV1b}}} = \frac{3,866}{\sqrt{0,03}} = 22,3 \frac{м^3}{год}.$$

Для клапана з прямим шпинделем з розміром DN50 (1 **4217** 36) та k_{vs} = 35,26 $\frac{м^3}{год}$ отримуємо значення попередньої настройки 4,6.

Примітка: вибір типорозміру труби системи залежить, серед іншого, від матеріалу з якого виготовлені труби та коефіцієнту тертя.

Байпасна лінія має бути розрахована таким чином, щоб вона могла пропустити всю витрату теплоносія у вторинному контурі.

7.3.5 Схема підмішування

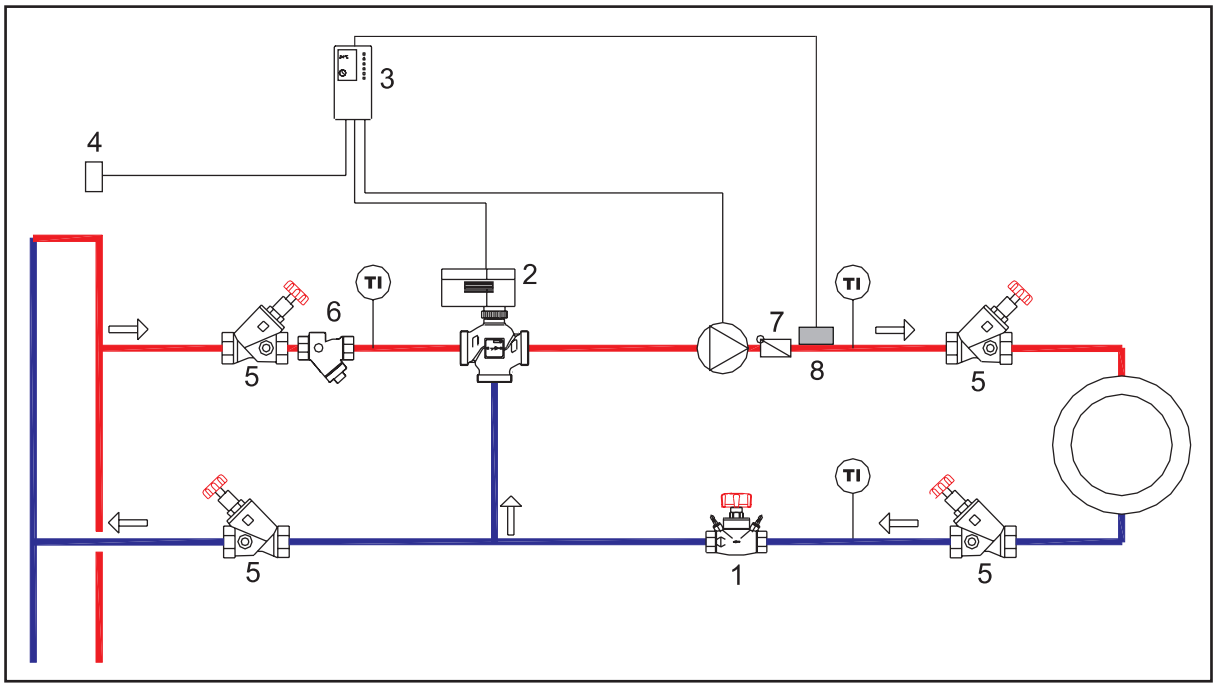


Рис. 7-22. Схема підмішування

1	Балансувальний клапан	4217
2	Триходовий змішувальний клапан з приводом	4073+7712
3	Електронний регулятор	7793
4	Датчик температури	7793
5	Запірний клапан	4115
6	Фільтр	4111
7	Зворотний клапан	2622
8	Накладний датчик температури	7793

Особливості:
Перепад тиску не допускається. Витрата води первинного контуру змінна, вторинного – постійна. Температура у вторинному контурі змінна.

Переваги:
Внаслідок постійної об'ємної витрати у вторинному контурі створюється чудова можливість регулювання. Авторитет змішувального клапана при підключенні до безнапірного розподільника дорівнює майже 1.

Недоліки:
Рівні температури у первинному і вторинному контурах не повинні мати занадто великих відмінностей, це означає, що низькотемпературну систему не можна пов'язати з високотемпературною. Перепад тиску у первинному контурі не допускається.

Застосування:
- радіаторні системи;
- повітряне опалення.

Ця гідравлічна схема, на противагу байпасній схемі, працює зі змінною витратою у первинному контурі і постійною витратою теплоносія у вторинному контурі. Регулювання в схемі підмішування означає для споживачів регулювання при змінній температурі і постійній витраті. Цю гідравлічну схему застосовують в опаленні щонайширше, оскільки її можна дуже просто реалізувати.
Балансувальний клапан на зворотному трубопроводі призначений для обмеження витрати води.

Приклад: визначення параметрів схеми підмішування.

Розрахункові дані: Q = 20 кВт;
t_V = 80 °C;
t_R = 60 °C;
Δp_L = 25 кПа.

Знайти: - вибір регулюючого клапана;
- вибір балансувального клапана;
- перепад тиску.

$$q_S = \frac{Q}{c \cdot (t_V - t_R)},$$

$$q_S = \frac{3600 \cdot 20}{4{,}19 \cdot (80 - 60)} = 860 \frac{\text{л}}{\text{год}}.$$

Для функціонування змішувального контуру висуваються такі вимоги:

Вимога 1: $\Delta p_v \geq 3$ кПа.

Етап 1: розрахунок теоретичного значення k_v регулюючого клапана:

$$k_V = \frac{q_S}{\sqrt{\Delta p_{V\,\min}}};$$

$\Delta p_{V,min}$ = 3 кПа = 0,03 бар (Вимога 1);
q_s = 860 $\frac{\text{л}}{\text{год}}$ = 0,860 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

Перш за все, необхідно розрахувати теоретичне значення k_v:

$$k_{v,theo} = \frac{q_S}{\sqrt{\Delta p_{v,\min}}} = \frac{0{,}86}{\sqrt{0{,}03}} = 5{,}0 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Відповідні клапани ряду 4037 – клапан (1 **4037** 20) DN20 зі значенням k_{vs} = 6,3 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ і клапан (1 **4037** 15) DN15 зі значенням k_{vs} = 4,0 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

Примітка: як правило, для досягнення необхідного перепаду тиску вибирається клапан з меншим значенням k_{vs}!

DN15 при k_{vs} = 4,0 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_S}{k_{vs}}\right)^2 = \left(\frac{0{,}86}{4{,}0}\right)^2 = 0{,}0462 \text{ бар} = 4{,}62 \text{ кПа}.$$

Отже, вимогу 1 виконано! $\Delta p_v \geq 3$ кПа.

DN20 при k_{vs} = 6,3 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_S}{k_{vs}}\right)^2 = \left(\frac{0{,}86}{6{,}3}\right)^2 = 0{,}0186 \text{ бар} = 1{,}86 \text{ кПа}.$$

Тобто вимога 1 **не** виконується для клапана з DN20!

Таким чином обираємо регулюючий клапан DN15 (k_{vs} = 4,0 $\frac{м^3}{год}$).

Авторитет клапана становить:

$$a = \frac{\Delta p_V}{\Delta H} = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_V + \Delta p_{Schmu} + 2 \cdot \Delta p_{Ab}} = \frac{4{,}62}{4{,}62 + 1{,}8 + 2 \cdot 0{,}7} = 0{,}59.$$

Втрати тиску запірної арматури (1 **4115** XX) і фільтра (1 **2662** 02) для типорозміру DN20. Втрату тиску на триходовому клапані додатково має компенсувати насос.

Етап 2: вибір та визначення значення попередньої настройки балансувального клапана.

При перепаді тиску 3 кПа значення пропускної здатності k_v дорівнює:

$$k_{v,SRV} = \frac{q_s}{\sqrt{\Delta p_{SRV}}} = \frac{0{,}86}{\sqrt{0{,}03}} = 5{,}0 \ \frac{м^3}{год}.$$

Для клапана з прямим шпинделем 1 **4217** 32 розміром DN20 (k_{vs} = 6,11$\frac{м^3}{год}$) отримуємо значення попередньої настройки 4,7.

7.3.6 Схема подвійного підмішування

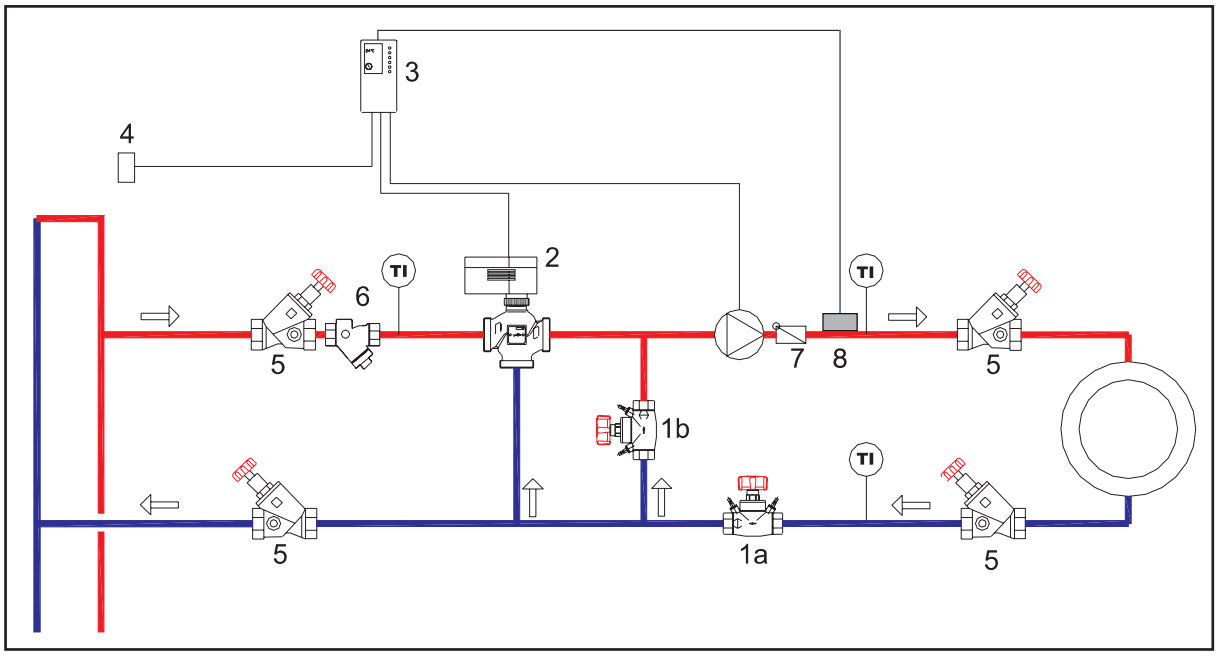


Рис. 7-23. Схема підмішування

1	Балансувальний клапан	4217
2	Триходовий змішувально-розподільний клапан з приводом	4037+7712
3	Електронний регулятор	7793
4	Датчик температури	7793
5	Запірний клапан	4115
6	Фільтр	4111
7	Зворотний клапан	2622
8	Накладний датчик температури	7793

Особливості:
Перепад тиску не допускається. Витрата води первинного контуру змінна, вторинного – постійна. Температура у вторинному контурі змінна.

Переваги:
При застосуванні на безнапірних або малонапірних розподільниках авторитет регулювального клапана майже дорівнює 1 (тобто, хороша можливість регулювання).
Можна застосовувати для підключення до низькотемпературного опалення (наприклад, 45 °C до 90 °C). Малий час запізнювання.

Недоліки:
Перепад тиску у первинному контурі не допускається. При застосуванні розподільника, що зберігає тиск, обов'язково застосовувати безнапірну схему підмішування.

Застосування:
- низькотемпературне опалення;
- підлогове опалення.

Схему підмішування з фіксованим байпасом застосовують там, де зустрічаються значні відмінності у значеннях температур в первинному і вторинному контурах.
Байпас знаходиться у вторинному контурі перед балансувальним клапаном, через який у подавальну лінію подається незмінна витрата, незалежно від положення триходового клапана.

Цю схема широко застосовують у підлоговому опаленні, а також у разі використання конденсаційних котлів, накопичувачів і централізованого теплопостачання.

Приклад: визначення параметрів схеми підмішування з фіксованим байпасом.

Розрахункові дані:
Q = 40 кВт;
t_V = 45 °C;
t_R = 35 °C;
Δp_L = 25 кПа;
$t_{v,primär}$ = 90 °C.

Знайти:
- вибір регулюючого клапана;
- вибір балансувального клапана;
- перепад тиску.

Первинний контур:

$$q_p = \frac{Q}{c \cdot (t_{v,primär} - t_R)},$$

$$q_p = \frac{3600 \cdot 40}{4{,}19 \cdot (70 - 35)} = 982 \frac{\text{л}}{\text{год}}.$$

Вторинний контур:

$$q_S = \frac{Q}{c \cdot (t_V - t_R)},$$

$$q_S = \frac{3600 \cdot 40}{4{,}19 \cdot (45 - 35)} = 3437 \frac{\text{л}}{\text{год}}.$$

Етап 1: розрахунок теоретичного значення k_{vs} регулюючого клапана:

$$k_V = \frac{q_p}{\sqrt{\Delta p_{V\,\min}}};$$

$\Delta p_{V,min}$ = 3 кПа = 0,03 бар (Вимога 1);
q_p = 982 $\frac{\text{л}}{\text{год}}$ = 0,982 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

Перш за все, необхідно розрахувати теоретичне значення k_{vs}:

$$k_{v,theo} = \frac{q_p}{\sqrt{\Delta p_{v,\min}}} = \frac{0{,}982}{\sqrt{0{,}03}} = 5{,}7\ \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Відповідні клапани ряду 4037 – клапан (1 **4037** 20) DN20 зі значенням k_{vs} = 6,3 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ і клапан (1 **4037** 15) DN15 зі значенням k_{vs} = 4,0 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

Примітка: як правило, для досягнення необхідного перепаду тиску вибирається клапан з меншим значенням k_{vs}!

DN15 при k_{vs} = 4,0 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_p}{k_{vs}}\right)^2 = \left(\frac{0{,}982}{4{,}0}\right)^2 = 0{,}06 \text{ бар} = 6 \text{ кПа}.$$

Отже, вимогу 1 виконано! $\Delta p_V \geq 3$ кПа.

DN20 при k_{vs} = 6,3 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_p}{k_{vs}}\right)^2 = \left(\frac{0{,}982}{6{,}3}\right)^2 = 0{,}024 \text{ бар} = 2{,}4 \text{ кПа}.$$

Тобто вимога 1 **не** виконується для клапана з DN20!

Таким чином обираємо регулюючий клапан DN15 (k_{vs} = 4,0 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$).

Авторитет клапана становить:

$$a = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_V + \Delta p_{Schmu} + 2 \cdot \Delta p_{Ab}} = \frac{6{,}0}{6{,}0 + 2{,}5 + 2 \cdot 0{,}75} = 0{,}61.$$

Втрати тиску запірної арматури (1 **4115** XX) і фільтра (1 **2662** 02) для типорозміру DN20. Втрату тиску на триходовому клапані додатково має компенсувати насос.

Етап 2: вибір та визначення значення попередньої настройки балансувального клапана.

При перепаді тиску 3 кПа значення пропускної здатності k_v дорівнює:

$$k_{v,SRV} = \frac{q_s}{\sqrt{\Delta p_{SRV}}} = \frac{3{,}437}{\sqrt{0{,}03}} = 19{,}8\ \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Для клапана з прямим шпинделем 1 **4217** 35 і розміром DN40 (k_{vs} = 23,29 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$) отримуємо значення попередньої настройки 7,5.

Етап 3: вибір і визначення попереднього налаштування балансувального клапана в байпасі.

Витрата теплоносія через байпас визначається по формулі:

$$q_{Bypass} = q_S - q_P = 3437 - 982 = 2455 \frac{л}{год} = 2{,}455 \frac{м^3}{год}.$$

Δp_{SRV} = 6 кПа = 0,06 бар.

$$k_{v,SRV2} = \frac{q_{Bypass}}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{SRV2}}} = \frac{2{,}455}{\sqrt{0{,}06}} = 10{,}0 \frac{м^3}{год}.$$

Для клапана з прямим шпинделем 1 **4217** 34 і розміром DN32 (k_{vs} = 18,83 $\frac{м^3}{год}$) отримуємо значення попередньої настройки 4,9.

7.3.7 Схема з вузлом гідравлічного роздільника. «Гідравлічна стрілка».

Однією з можливостей гідравлічного розділення контуру котла і подальших опалювальних контурів є встановлення гідравлічного роздільника або, як іноді називають цей вузол, «гідравлічної стрілки».
Два контури можуть бути підключені, не впливаючи взаємно один на одного, через байпас без перепаду тиску, в якому теплоносій може протікати в обох напрямках
Це позитивно позначається на окремих опалювальних контурах, що відображено в наступних пунктах:

- відсутній гідравлічний взаємовплив котла і опалювального контуру;
- до систем теплопостачання та розподілу тепла подають тільки розрахункові витрати води;
- системи регулювання контурів не впливають одна на одну;
- виконавчі елементи працюють оптимально з обох сторін лінії гідравлічної компенсації;
- безпроблемне визначення параметрів насоса для контуру котла і виконавчих елементів.

Гідравлічний роздільник підключають між генератором тепла і розподільником (рис. 7-24). Для того щоб досягти теплового розділення подавальної і зворотної ліній, необхідно: вертикальне монтажне положення, відстань між трубами подавальної та зворотної ліній повинна відповідати, як мінімум, три- або чотирикратному діаметру труб, щоб могла утворитися заспокійлива ділянка.

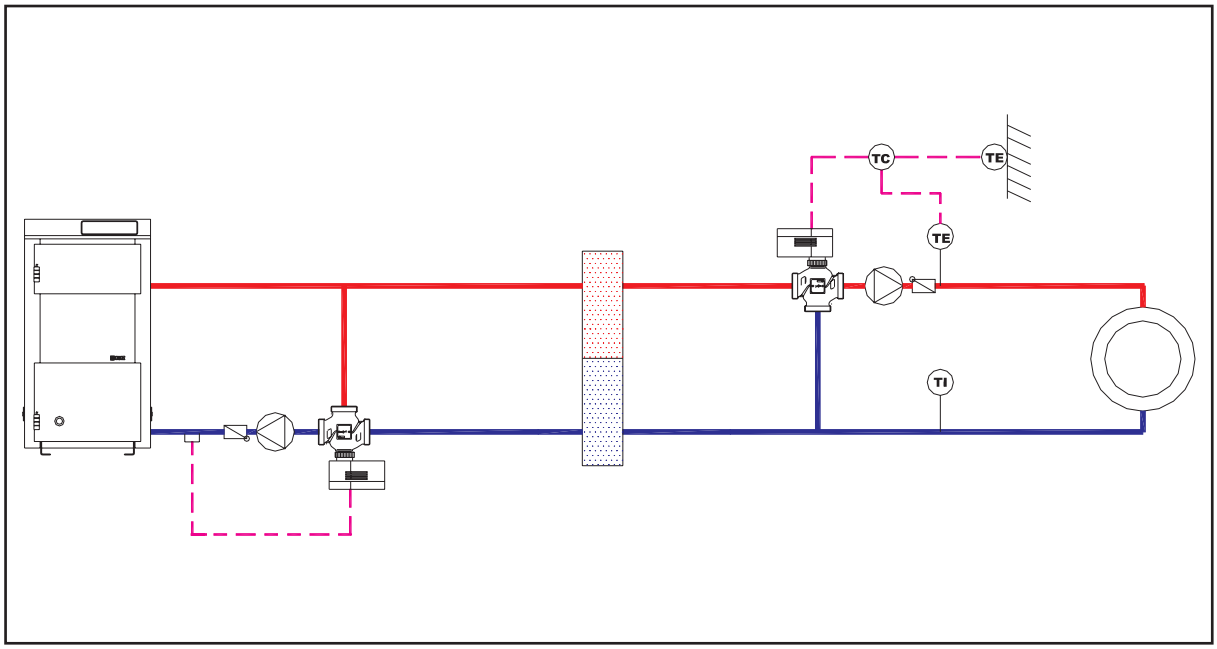


Рис. 7-24. Встановлення гідравлічного роздільника

Встановлення гідравлічного роздільника передбачає правильне налаштування витрати в первинному і вторинному контурах (рис. 7-25, розрахунковий стан). Номінальна витрата в первинному контурі qp має дорівнювати номінальній витраті у вторинному контурі q_s.
Розрахунок виконують таким чином:

- для первинного контуру

$$q_p = \frac{\Phi_p}{c \cdot (\theta_1 - \theta_2)}$$

- для вторинного контуру

$$q_s = \frac{\Phi_s}{c \cdot (\theta_3 - \theta_4)}$$

де:

q_p – номінальна витрата первинного контуру, $\frac{кг}{с}$;

q_s – номінальна витрата вторинного контуру, $\frac{кг}{с}$;

Φ_p – теплова потужність системи вироблення тепла (первинного контуру), кВт;

θ_1 – температура подавальної лінії генератора тепла, °С;

θ_2 – температура зворотної лінії генератора тепла, °С;

θ_3 – температура подавальної лінії споживача, °С;

θ_4 – температура зворотної лінії споживача, °С;

Φ_s – теплова потужність вторинного контуру, кВт;

c – питома теплоємність, $\frac{кДж}{кг \cdot К}$.

Неправильне регулювання або його повна відсутність може негативно вплинути на роботу системи опалення. Це зображено на рис. 7-25, випадок 2. Витрата у вторинному контурі в цьому випадку більша, ніж у первинному. Тут відбувається підмішування води із зворотної лінії системи опалення. При повному навантаженні ця система створюватиме проблеми, оскільки вироблене тепло не можна буде доставити до споживачів. Якщо витрата в первинному контурі більша, ніж у вторинному (рис. 7-25, випадок 1), відбувається підмішування води з подавальної лінії генератора тепла до його зворотної лінії. Це може сприятливо позначитися на експлуатації, оскільки цей випадок можна прирівняти до підвищення температури у зворотній лінії.

У разі застосування теплових насосів такого випадку необхідно уникати.

Визначення параметрів вузла гідравлічного роздільника:
В принципі, перепад тиску між подавальною і зворотною лініями повинен бути незначним. Для того щоб досягти цього у вузлі гідравлічного роздільника, швидкість потоку згідно з ÖNORN H 5142 повинна бути не більшою за 0,15 $\frac{м}{с}$. Враховуючи цю умову і номінальну витрату води первинного контуру qp можна розрахувати діаметр гідравлічного роздільника. Це задовольняє гідравлічні вимоги.
Другим варіантом відокремлення різних контурів опалення один від одного є використання буферного накопичувача, як це зображено на рис. 7-26.

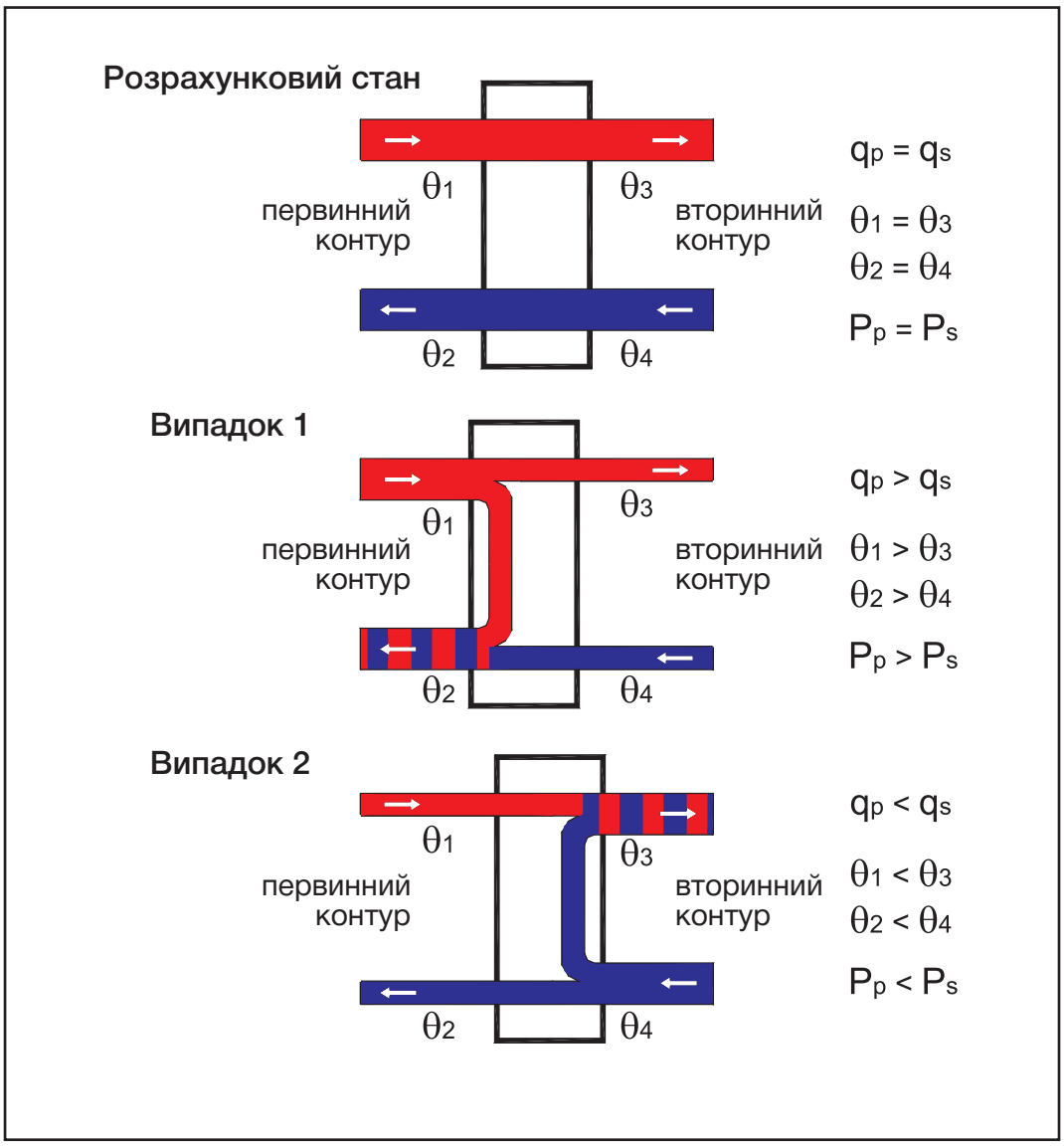


Рис. 7-25. Функціонування гідравлічного роздільника («гідравлічної стрілки»)

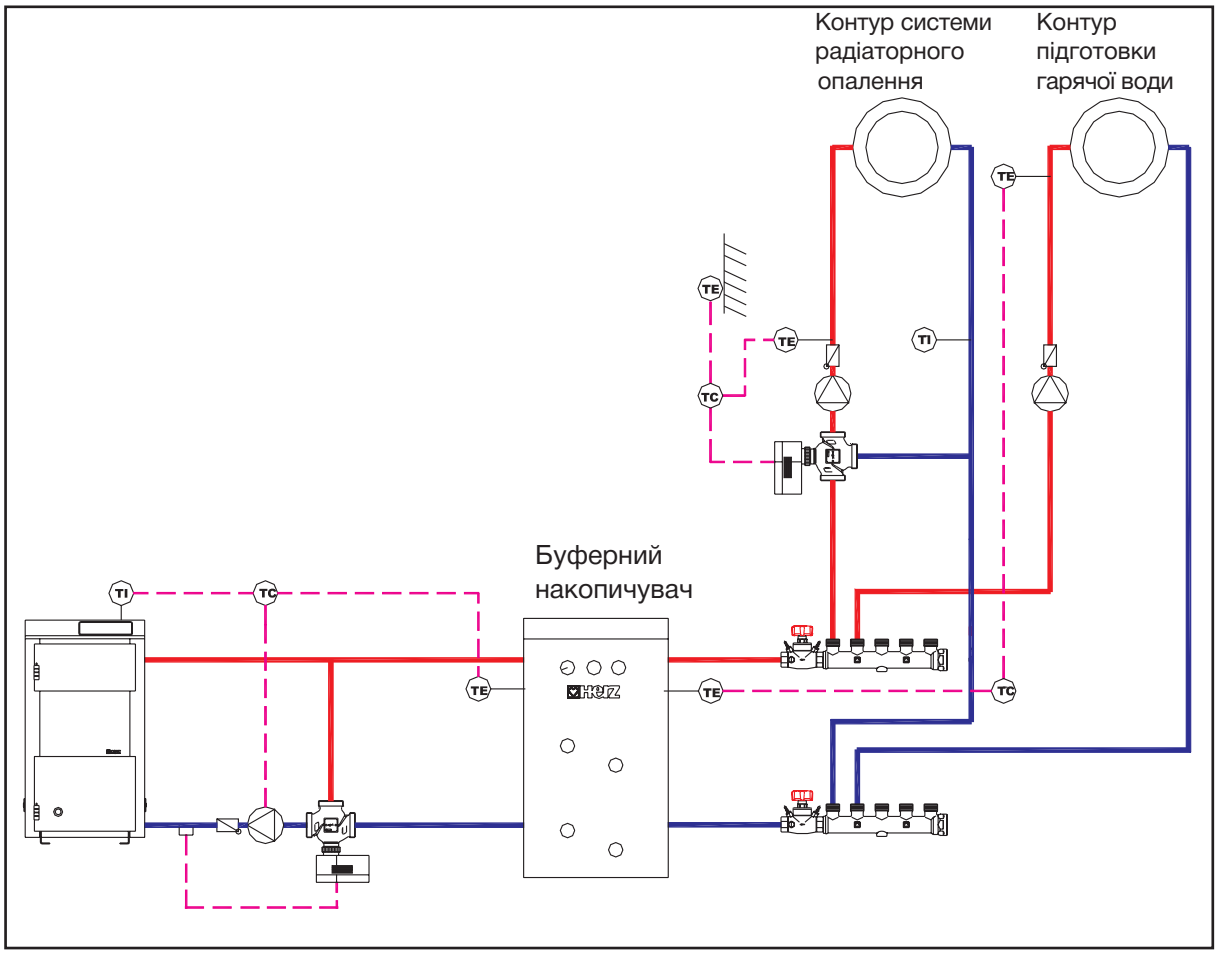


Рис. 7-26. Топкова система з буферним накопичувачем як гідравлічним роздільником

Головним завданням буферного накопичувача є тимчасове накопичення енергії, яка не споживається, до моменту її використання. При цьому можна досягти кращого використання генератора тепла.

Буферні накопичувачі установлюють переважно у системах спалювання в яких використовують тверде паливо, а також у разі використання теплових насосів та геліосистем. Для подібних установок це означає підвищення ефективності їх використання.

Разом зі своєю основною функцією – акумуляцією тепла, буферний накопичувач також слугує як гідравлічний роздільник. Теплові насоси, наприклад, працюють з тепловим напором близько 5 K, причому системи розподілу тепла працюють, навпаки, з тепловим напором від 15 до 20 K.

Виходячи з цього, витрата носія у контурі вироблення тепла в 3 – 4 рази більша, ніж у системі розподілу тепла. Для того щоб здійснити гідравлічне розділення, встановлюють компенсаційний резервуар (буферний накопичувач) і по одному опалювальному насосу на генератор і на розподільний контур.

Буферні накопичувачі розраховують так, щоб на кожний кіловат потужності генератора тепла бралося в розрахунок, як мінімум, 40 л ємності накопичувача. Визначення розміру буферного накопичувача для твердопаливного котла (розрахунок відповідно до EN 303-5):

$$V_{Sp} = 15 \cdot T_B \cdot Q_N \cdot \left(1 - 0{,}3 \cdot \frac{Q_H}{Q_{\min}}\right)$$

де:

V_{sp} – ємність буферного накопичувача, л;
T_B – тривалість горіння при номінальній тепловій потужності, год;
Q_N – номінальна теплова потужність, кВт;
Q_H – потреба будівлі в теплі, кВт;
Q_{min} – мінімальна теплова потужність, кВт.

7.4 Критерії вибору регуляторів опалення

Кімнатний регулятор для окремого приміщення	RR
Котедж з основним приміщенням для перебування	RR
Котедж із суміжними приміщеннями для перебування	RR
Котедж з декількома рівнозначними окремими житловими приміщеннями, регулювання температури подавальної лінії за погодними умовами	WVR
Багатоквартирні будинки, школи, офіси тощо, контури опалення, з пофасадним регулюванням	WVR

RR – регулювання температури повітря в приміщені;
WVR – погодозалежне регулювання температури теплоносія в подавальному трубопроводі;
TV – термостатичний клапан.

Примітка:

a) Встановлювати термостатичні клапани (TV) в контрольному приміщенні не можна;

b) Кімнатні датчики реєструють надходження тепла (тепло від сонця, людей, приладів);

c) У разі обігрівання теплою підлогою регулятор температури приміщення (RR) працює з великою затримкою за часом, проте доцільний навіть у системах, виконаних «мокрим» методом із стяжкою завтовшки 5 см.

Оптимізація опалення як додаткова функція:

- Вдень працює як WVR;
- Реле часу на ніч перемикає на знижений режим роботи з RR через контрольне приміщення. Необхідна температура підтримується за допомогою незначного додаткового опалення;
- У найкоротший час здійснюється швидке нагрівання. Після цього виконується перемикання на режим WVR.

Якщо правильно застосувати цю комбінацію двох типів регулювання, споживання енергії знижується.

7.4.1 Правильне розміщення кімнатного датчика температури

a) З точки зору техніки регулювання

Контрольним приміщенням для регулювання температури приміщень має бути найбільш прохолодне приміщення денного перебування. У сонячних приміщеннях накопичення тепла повинне регулюватися терморегуляторами.

b) З точки зору техніки вимірювань

Датчик температури приміщення повинен правильно вимірювати температуру в ньому. Температура приміщення складається з температури повітря і температури випромінювання навколишніх поверхонь.

Не можна встановлювати датчик:

- в місцях прямого впливу сонячних променів;
- поблизу джерел тепла, наприклад ламп;
- на нагрітих стінах, наприклад над трубами опалення;
- у нішах або кутках, де повітря малорухоме;
- на зовнішній стіні;
- поблизу дверей у неопалювальні приміщення (вплив стороннього холоду);
- поряд з вентиляційними трубами: холодний протяг, викликаний напором вітру або висхідним потоком, може значно вплинути на результати вимірювань.

7.4.2 Правильне розміщення датчика температури зовнішнього повітря

a) З точки зору техніки регулювання

У приміщеннях зі значним сонячним освітленням слід оберігати датчики від прямих сонячних променів.

Розташування основних приміщень	Розміщення на стіні
Північ	північна
Схід	східна (затінювання від прямих сонячних променів)
Південь	західна (внаслідок накопичення тепла південною стіною)
Захід	західна
Різне	північно-західна, північна

b) З точки зору техніки вимірювань

- висота – 1-й поверх;
- захистити від помилкового тепла, тобто не розташовувати над вікном;
- розміщувати не в нішах, а на кутах будинку.

7.4.3 Правильне розміщення датчика температури подавальної лінії

a) З точки зору техніки регулювання

розмістити після точки змішування (наприклад, після змішувача);

b) З точки зору техніки вимірювань

- внаслідок перемішування краще розміщувати **після** насоса, за можливості на вертикальній трубі;
- внаслідок часу запізнювання монтувати не занадто віддалено від точки змішування;
- короткі з'єднувальні патрубки і довгі занурювальні датчики спрямовувати проти течії;
- накладні датчики кріпити на чистій трубі і теплоізолювати.

7.5 Правила низькотемпературного опалення

При низькотемпературному опаленні необхідно вибирати невелике остигання теплоносія, щоб підтримувати середню температуру радіаторів якомога вищою і, отже, вибирати радіатори менших розмірів. Цим нерідко обумовлюється три- і чотирикратне перевищення витрати теплоносія у вторинному контурі по відношенню до контуру котла, причому краще працювати з **жорстко фіксованим байпасом**. Внаслідок цього діапазон регулювання регулюючого клапана істотно збільшується. Кут установки 90° досягається при цьому вже при температурі, наприклад, 60 °C.

У моновалентних системах з тепловими насосами необхідності у **байпасі** немає, оскільки розмір таких систем також невеликий, проте у бівалентних системах необхідно передбачити вузол гідравлічного роз'єднання.

У разі комбінування регулювання змішуванням (централізоване) і дроселюванням (місцеве за допомогою терморегулятора) це може призвести до підвищення перепаду тиску. Існують три можливості вирішення цієї проблеми:

- застосування перепускного клапана;

- використання регуляторів перепаду тиску;
- застосування насосів з електронним регулюванням перепаду тиску.

У режимі нічного зниження температури і малих температур подавальної лінії доцільно застосовувати насос з регулюванням швидкості обертання.

Під час зниженого нічного режиму насос може перемикатися на менше число обертів а, отже, на меншу об'ємну витрату. Внаслідок цього економиться енергія.

Опалення за допомогою теплої підлоги і теплового насоса

Для теплового насоса, якщо його експлуатують у моновалентному режимі, тепловіддача опалення за допомогою теплої підлоги може регулюватися таким чином:

- вручну шляхом налаштування температури зворотної лінії теплового насоса (власне кажучи, підлога слугує буфером) або
- автоматично залежно від температури приміщення. Внаслідок інерційності підлогового опалення для регулювання за температурою приміщення можна використовувати також двопозиційний регулятор, яким вмикається і вимикається компресор. Циркуляційний насос системи опалення повинен, проте, залишатися в роботі, щоб компресор теплового насоса не вмикався занадто часто (максимально шість разів на годину).

Використовуючи двопозиційний регулятор в системі підлогового опалення можна здійснити регулювання температури зворотної лінії за зовнішньою температурою.
Тепловіддача опалення теплою підлогою для окремих приміщень узгоджується регулюючими клапанами розподільників контуру опалення. За допомогою **кімнатного регулятора** та термоелектричних приводів на розподільних клапанах також можна регулювати тепловіддачу окремих контурів опалення. Вчиняючи такі дії, можна, наприклад, запобігти перегріванню приміщень, розташованих з південної сторони.

У бівалентних системах регулювання опалення теплою підлогою повинне здійснюватися так само, як при звичайному опаленні, причому було б, звичайно, доцільно передбачити додаткове опалення за допомогою нагрівальних приладів. У таких системах підлога використовується не як накопичувач тепла, а як буферний накопичувач (накопичувач для вирівнювання навантаження) з регулюванням температури подавальної лінії в контурі опалення.

8 Спеціальна арматура у водяному опаленні

8.1 Вибір виконавчих елементів

8.1.1 Визначення виконавчого елемента

Виконавчі елементи: клапани, крани, дросельні клапани.

Виконавчі приводи: ручний, гідравлічний, пневматичний, термоелектричний, електрогідравлічний.

Типи виконавчих елементів: триходові змішувальні та розподільні клапани, триходові крани, двоходові дросельні клапани.

Робоче середовище: теплоносій, холодоносій, пара.

Номінальний тиск: PN6/10/16/25/40 бар.

Робочий тиск: номінальний тиск PN6/10/16/25/40 бар.

До температури 120 °C робочий тиск відповідає номінальному. При більш високих температурах допустимий робочий тиск буде нижче за номінальний (PN).

Матеріал: червона бронза RG 5 (частини з різзю), сірий чавун GG 20 (фланцеві деталі GG 38 до PN 16), ковкий чавун GGG 42 до PN25, сталь для відливок GS 45,5 до PN40.

8.1.2 Визначення параметрів клапана за параметрами системи

(1) – номінальна об'ємна витрата $q_{v\,100}$;

(2) – необхідний перепад тиску $\Delta\, p_D$ на відкритому виконавчому елементі при номінальній об'ємній витраті $q_{v\,100}$;

Примітка:

Для того, щоб отримати авторитет клапана вище 0,5, втрата тиску Δp_{100} на виконавчому елементі при витраті q_{v100} має бути, не меншою від суми втрат тиску на решті елементів системи, розташованих між найближчими до нього точками стабілізації перепаду тиску теплоносія при змінному гідравлічному режимі $\Delta p_{100} \geq p_D$.

(3) – пропускна здатність виконавчого елемента:

$$k_v \leq \frac{q_v}{\sqrt{\Delta p_D}},$$

де:

k_v – пропускна здатність частково відкритого клапана, $\frac{м^3}{год}$;

Δp – перепад тиску, бар;

q_v – об'ємна витрата, $\frac{м^3}{год}$.

(4) – максимальний перепад тиску Δp_{max} що виникає на виконавчому елементі при закритті привода (він зазвичай відповідає напору насоса при нульовій витраті) – значення p_{max} не повинно перевищувати максимально допустимий перепад тиску на виконавчому елементі, при якому виконавчий привід ще в змозі його щільно закрити.

8.1.2.1 Пропускна здатність клапана та її вибір

Пропускна здатність клапана – це об'ємна витрата води в $\frac{м^3}{год}$ з густиною 1000 $\frac{кг}{м^3}$ при перепаді тиску на клапані 1 бар.

Витрата: $q_v = k_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}$.

Авторитет клапана:

$$a_v = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_v + \Delta p_{MV}},$$

де:

Δp_v – перепад тиску на клапані, бар;

Δp_{MV} – сумарна втрата тиску на решті елементів визначеної ділянки зі змінною витратою, бар.

Важливо:

$0{,}3 \le a_v \le 0{,}7$

при $a_v = 0{,}5$

отримаємо:

$$\Delta p_v = \Delta p_{MV}$$

Вибір клапана:

$$k_v = \frac{q_v}{\sqrt{\Delta p_v}} \quad \frac{м^3}{год}$$

Приклад: необхідно обрати радіаторний термостатичний клапан.

Теплова потужність радіатора: Φ = 4,65 кВт при $\Delta\theta$ = 20 K.

Витрата теплоносія: $q_v = \frac{4650}{1{,}163 \cdot 20 \cdot 1} = 200 \frac{л}{год} = 0{,}2 \frac{м^3}{год}$.

Необхідний перепад тиску на клапані: Δp_D = 2 кПа = 200 мм вод. ст. = 20 мбар = $20 \cdot 10^{-3}$ бар.

$$k_v = \frac{q_v}{\sqrt{p_D}} = \frac{0{,}2}{\sqrt{20 \cdot 10^{-3}}} = 1{,}41 \frac{м^3}{год}.$$

Для кутового клапана «ГЕРЦ-TS-90-E» DN15, зона пропорційності (відхилення температури) становитиме понад 2 K.

Перепад тиску занадто малий, тому для відхилення, що становить 2 K, для типорозміру DN15, потрібно k_v = 0,9.
Звідси необхідний перепад тиску:

$$\Delta p = \left(\frac{q_v}{k_v}\right)^2 = \left(\frac{0{,}2}{0{,}9}\right)^2 = 49{,}38 \cdot 10^{-3} \text{ бар} = 49 \text{ мбар} = 4{,}9 \text{ кПа}.$$

Приклад: необхідно обрати термостатичний клапан.

Для розгалуженої системи опалення необхідно вибрати термостатичний клапан для радіатора із зоною пропорційності 2 K, якщо на клапані необхідно втратити тиск, що становить 20 кПа = 200 мбар.

$$k_{vs} = \frac{q_v}{\sqrt{p_v}} = \frac{0{,}2}{\sqrt{200 \cdot 10^{-3}}} = 0{,}45 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

Обрано: «ГЕРЦ-TS-90-k_v», букса E.
Зона пропорційності для клапана з обраною буксою < 2 K.

У разі застосування термостатичного клапана з більшим значенням k_v (0,6) необхідно додатково використовувати на зворотній лінії **клапан з настройкою**.

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_v}{k_v}\right)^2 = \left(\frac{0{,}2}{0{,}6}\right)^2 = 111 \cdot 10^{-3} \text{ бар} = 111 \text{ мбар}.$$

При перепаді тиску на клапані зворотної лінії Δp = 200 – 111 = 89 мбар згідно з діаграмою «ГЕРЦ-RL-5» для кутового клапана з розміром DN15 необхідна попередня настройка V = 3,5 або k_v = 0,7.

Приклад: оснащення всіх клапанів термостатичними головками.

На змонтований повністю відкритий кутовий клапан TS 7724 з k_{vs}= 1,9 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ має бути встановлена термостатична головка. При цьому зона пропорційності терморегулятора повинна бути ≤ 2 K.

q_v = 200 $\frac{\text{л}}{\text{год}}$ = 0,2 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

Раніше без термостатичної головки:

$$\Delta p_v = \left(\frac{0{,}2}{1{,}9}\right)^2 = 0{,}011 \text{ бар} = 11 \text{ мбар} = 1{,}1 \text{ кПа}.$$

З термостатичною головкою:
k_v= 0,7 для X_P = 2 K.

$$\Delta p_{VT} = 100 \cdot \left(\frac{0{,}2}{0{,}6}\right) = 8{,}2 \text{ кПа}.$$

Якщо насос був правильно налаштований на гідравлічний опір системи з клапанами без термостатичних головок, то необхідно підвищити напір, збільшивши частоту обертання:

Δp = 8,2 - 1,1 = 7,1 кПа = 0,71 м вод. ст. при заданій витраті.

Приклад: оснащення частини клапанів термостатичними головкам.

Як видно з попереднього прикладу, при встановленні термостатичної головки гідравлічний опір клапана суттєво зростає. Якщо на клапан аналогічного радіатора, що підключений паралельно, термостатичну головку не було встановлено, то втрата тиску на ньому при розрахунковій витраті так і буде складати 11 мбар.

Отже, у вузлі розгалуження виникає перепад тиску KDD = 8,2 - 1,1 = 7,1 кПа, який необхідно компенсувати (дроселювати) для отримання кожним радіатором розрахункової витрати води. Для цього слід встановити на клапані зворотної лінії настройку на нове значення k_v.

8.1.3 Визначення номінального діаметра (DN)

(1) - Для кожного типу і діаметра (DN) клапана вказані значення k_{vs};

- При визначенні номінального діаметра обирають клапан, який має значення k_{vs} нижче необхідного значення k_v;
- Слід визначити фактичний перепад тиску Δp_{100} при розрахунковій витраті q_{v100} і врахувати його у напорі насоса:

$$\Delta p_{100} = \left(\frac{q_{v100}}{k_{vs}} \right)^2 \cdot 100 \text{ кПа}$$

(2) Вибір приводу.
Вибір типу:
1) вибір типу управління:
двопозиційне, трипозиційне або аналогове (0 ... 10 В);
2) напруга живлення 230 В / ≅ 24 В;
3) час робочого ходу;
4) з функцією безпеки чи без неї.

8.1.4 Характеристики клапанів

У разі впливу виконавчого привода на клапан, площа прохідного перерізу клапана змінюється. Витратна характеристика клапана – залежність між об'ємною витратою та переміщенням затвору клапана. При відносних величинах можна прийняти $q_v = k_V$.

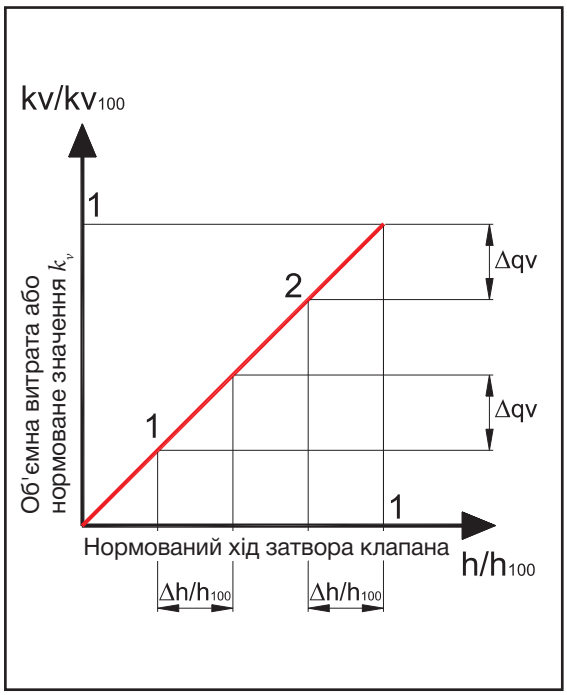


Рис. 8-1. Лінійна витратна характеристика клапана

Лінійна характеристика досягається в короткоконусних і тарілчастих клапанах до ходу, що дорівнює $d/4$, при певних виконаннях конуса. У разі рівновідсоткової характеристики клапана, за рахунок виконавчого впливу досягають змін об'ємної витрати, які у відсотковому співвідношенні залишаються завжди постійними, незалежно від того, в якому положенні ходу здійснюється виконавчий вплив.

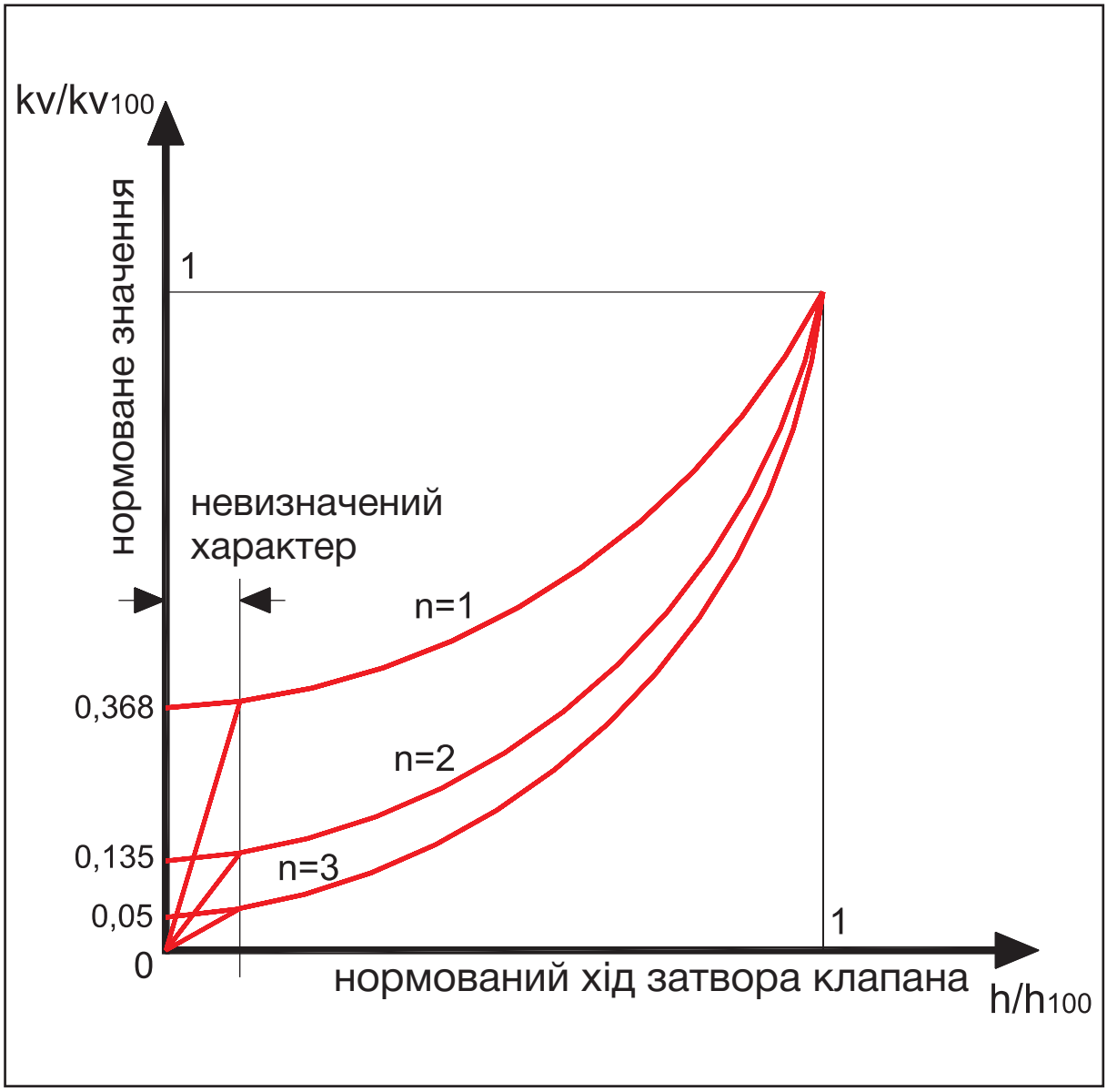


Рис. 8-2. Рівновідсоткова характеристика

На рис. 8-2 роз'яснено хід функції для характеристики при різних значеннях

$$\frac{k_V}{k_{V100}} = e^{n\left(h/h_{100}-1\right)}.$$

В опаленні опалювальні прилади повинні залишатися регульованими переважно в діапазоні малого навантаження.
Для цього слід обирати клапани з рівновідсотковими характеристиками, у яких співвідношення k_{v0}/k_{v100} досить невелике (≈ 0,04). Шляхом профілювання конуса та сідла клапана можна отримати його задану характеристику.

8.2 Арматура для гідравлічного балансування

Розрізняють два типи гідравлічного балансування: статичне (ручне) і динамічне (автоматичне). Балансувальні клапани, що мають пристрій попередньої настройки, повинні бути оснащені ніпелями для вимірювання перепаду тиску та визначення витрати.

8.2.1 Статичне регулювання

Всі гідравлічні елементи з функцією попередньої настройки та можливістю проведення вимірювань вважають засобами статичного регулювання. Крім того, їх значення k_v після налагодження повинно залишатися постійним за будь-яких умов експлуатації. Після налагодження ці гідравлічні елементи забезпечують необхідну витрату у гідравлічній мережі. Арматуру статичного балансування (регулювання) переважно використовують в системах із постійною витратою або в системах із застосуванням насоса з частотним регулюванням, з регулюванням перепаду тиску чи без нього. До цієї групи відносять балансувальні клапани (наприклад, HERZ 4017 чи 4217), комбіновані балансувальні та регулювальні клапани (наприклад, HERZ 7217), а також клапани терморегуляторів з попередньою настройкою пропускної здатності (наприклад, HERZ TS-98-V).

8.2.1.1 Балансувальний клапан

За допомогою балансувального клапана можна налаштувати певну витрату змінюючи площу прохідного перетину і вимірюючи перепад тиску на клапані. Якщо це не зробити, то стояки з малим опором отримають занадто велику витрату, внаслідок чого стояки з високим опором недоотримають теплоносій. Таким чином, за допомогою балансувальних клапанів окремі стояки можуть бути гідравлічно збалансовані.
Значення настройки балансувального клапана легко зчитується у віконці на маховику з точністю до десятих. Таким чином, балансувальний клапан можна налагодити точно, а настройку зафіксувати за допомогою прихованого ґвинта.
Компанія Herz виробляє клапани з одним із двох типів вимірювання на клапані. Перший тип: вимірювання перепаду тиску здійснюють до та після затвора клапана (наприклад, HERZ 4217). Розташування вимірювальних ніпелів (портів) з обох сторін сідла клапана забезпечує зручність виконання діагностики, усунення несправностей і балансування гідравлічної системи за допомогою вимірювального комп'ютера без будь-яких додаткових приладів.

Другий вид: вимірювання здійснюють за допомогою вбудованої в корпус клапана вимірювальної діафрагми (наприклад, HERZ 4017) і двох вимірювальних ніпелів, установлених до та після отвору вимірювальної діафрагми. Найважливіша перевага розташування вимірювальних ніпелів з обох боків отвору з фіксованим прохідним перерізом полягає в тому, що вимірювальна діафрагма забезпечує постійне значення k_v для кожного значення встановленої попередньої настройки, що робить налагодження легким і швидким. Завдяки вбудованій вимірювальній діафрагмі можна дуже точно виміряти перепад тиску, що дозволяє здійснювати плавне регулювання.

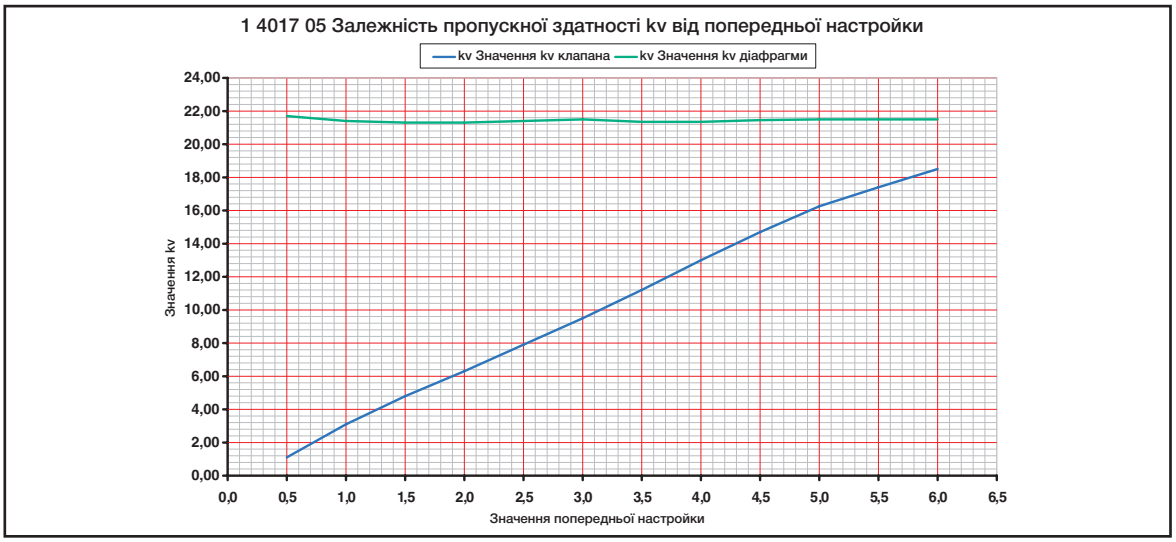


Рис. 8-3. Графік для визначення попередньої настройки балансувального клапана (компанія Herz)

Для отримання достовірних результатів вимірювання необхідно передбачати прямолінійні ділянки труби попереду та після клапана для «заспокоєння» потоку. На вході довжина ділянки для «заспокоєння» повинна становити не менше 10-ти діаметрів труби, а на виході – не менше 5-ти.

Настройку балансувальних клапанів Herz фіксують (блокують) та записують в акт проведення пусконалагоджувальних робіт.

Завдяки такому акту, у разі ремонтних робіт можна перевірити відновлення настройок чи знову налаштувати клапани на вказані під час балансування системи значення. Визначення параметрів клапанів здійснюють за допомогою діаграм (див. Додаток) чи програмного забезпечення, наданого компанією Herz. Під час вибору клапана зверніть увагу, що значення попередньої настройки повинне бути не менше 1/4 від величини загального ходу штока від закритого положення.

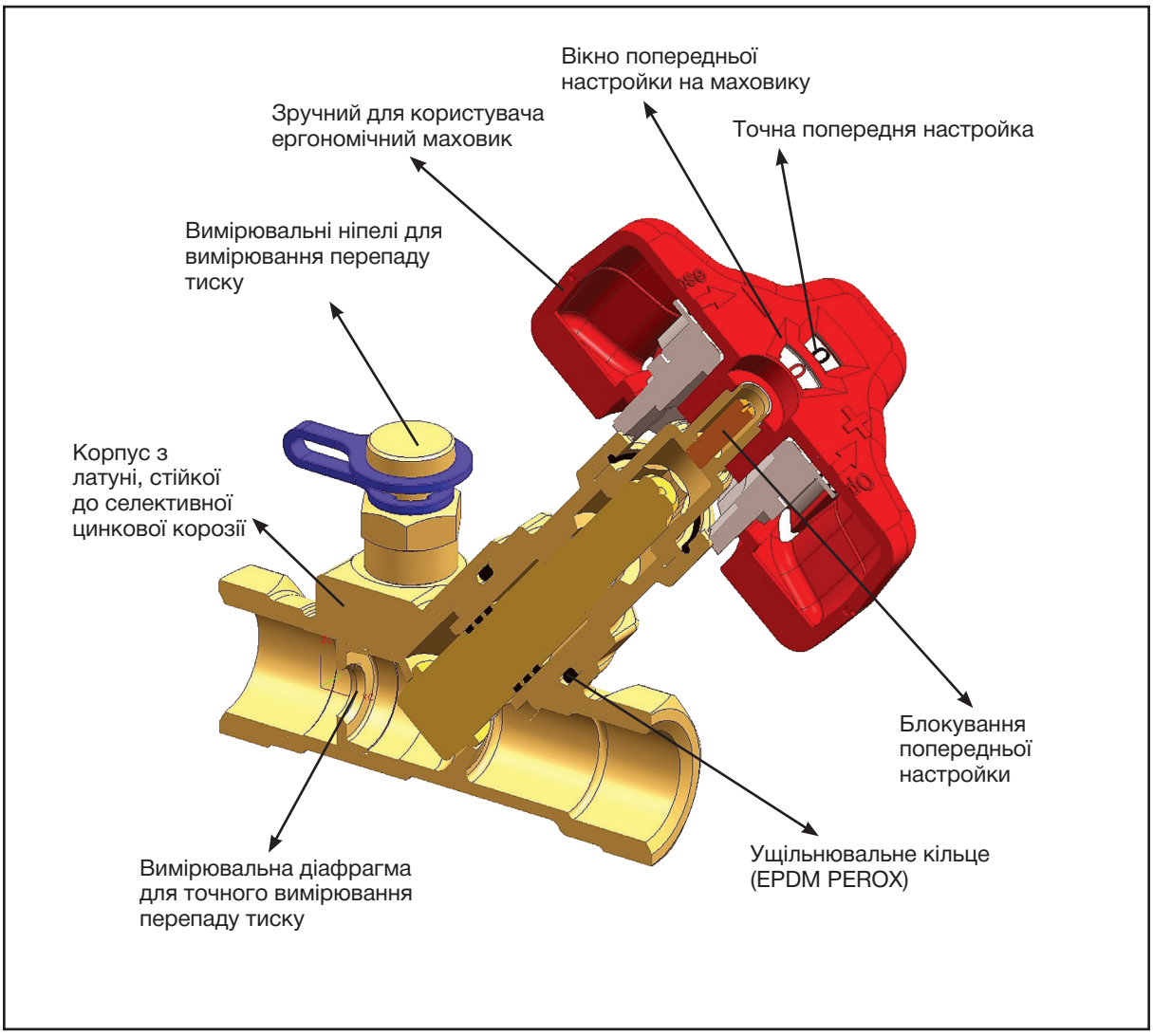


Рис. 8-4. Розріз балансувального клапана з діафрагмою (HERZ 4017)

Рис. 8-5. Балансувальний клапан з вимірювальною діафрагмою, похилий шпиндель

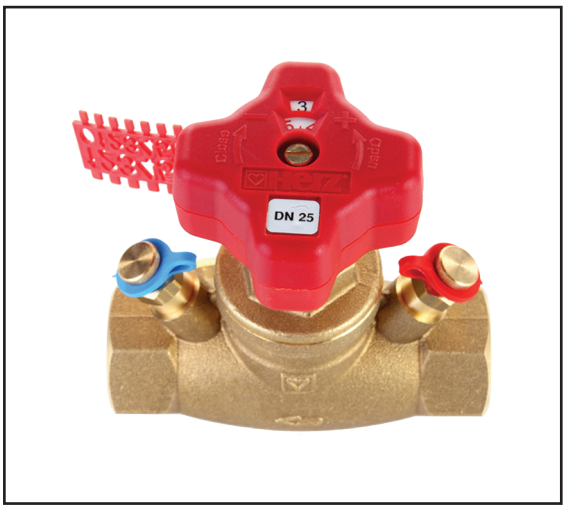


Рис. 8-6. Балансувальний клапан, прямий шпиндель

8.2.1.2 Комбінований балансувальний і регулювальний клапан

Ці клапани (наприклад, HERZ 7217 V) використовують для балансування трубопровідних мереж, а також теплообмінників та розподільних колекторів систем опалення та охолодження. Їх також можна використовувати як зонні регулюючі клапани. Швидкороз'ємні самоущільнювальні вимірювальні ніпелі розташовані по обидва боки від вимірювальної діафрагми перед сідлом клапана. Таким чином, вимірювальна діафрагма забезпечує цим клапанам ті самі переваги, які є у балансувальних клапанів (HERZ 4017).

Назву «комбінований» клапан отримав завдяки наявності вбудованої клапанної вставки, на яку після наладки можна встановити термоелектричний привід, з можливістю підключення його до системи моніторингу будівлі. Загалом, маючи компактне виконання, клапан забезпечує можливість гідравлічного балансування та зонного двопозиційного регулювання.

Плавна попередня настройка передбачає обмеження підйому конуса клапана над сідлом і виконується за допомогою спеціального ключа. Значення попередньої настройки захищено від несанкціонованого втручання. Для отримання достовірних результатів вимірювання необхідно передбачати прямолінійні ділянки труби попереду та після клапана для «заспокоєння» потоку. На вході довжина ділянки для «заспокоєння» повинна становити не менше 10-ти діаметрів труби, а на виході – не менше 5-ти.

Визначення параметрів клапанів здійснюють за допомогою діаграм (див. Додаток). Значення попередньої настройки повинно бути не менше 1/4 від величини загального ходу штока від закритого положення.

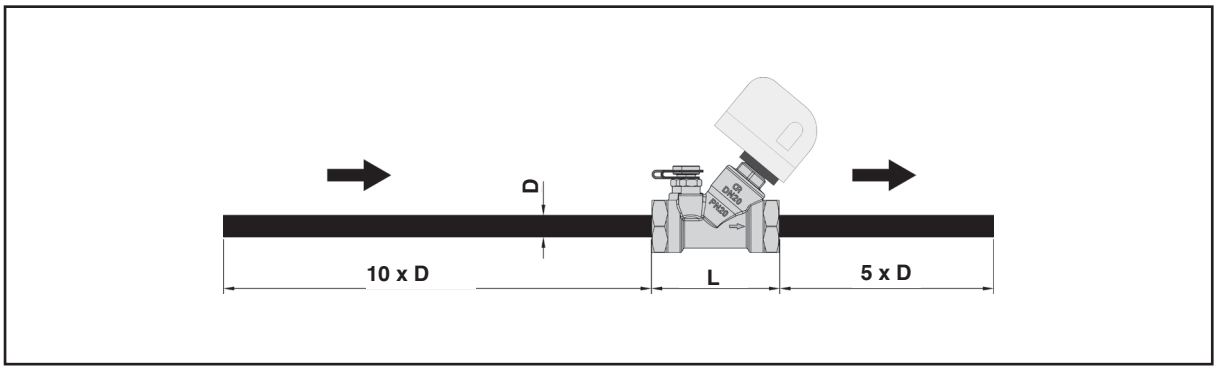
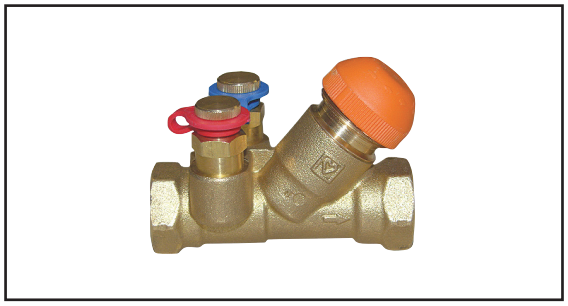


Рис. 8-7. Ділянки труби для «заспокоєння» потоку попереду та після балансувального клапана



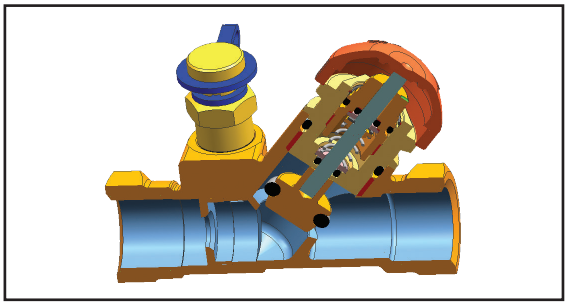


Рис. 8-8. Комбінований балансувальний і регулювальний клапан з вимірювальною діафрагмою (HERZ 7217)

Рис. 8-9. Комбінований балансувальний і регулювальний клапан (HERZ 7217) з термоелектричним приводом (HERZ 7708)

8.2.2 Динамічне балансування

За допомогою автоматичних балансувальних клапанів можна досягти ефективної економії енергії як в системах опалення, так і в системах охолодження. Мета – мінімізувати споживання енергії залежно від навантаження і часу. Тому вибір балансувальних клапанів і визначення зон регулювання мають вирішальне значення. Наприклад, для динамічного балансування використовують перепускні клапани, регулятори перепаду тиску, регулятори витрати та автоматичні комбіновані балансувальні клапани. Попередні настройки, які обмежують витрату в статичних регулюючих і балансувальних клапанах, відносяться завжди до максимального навантаження (повного навантаження), тому вони забезпечують недостатню ефективність регулювання за реальних умов роботи. Цей недолік можна усунути за допомогою автоматичних балансувальних клапанів. У разі їх встановлення, в будь-який час забезпечується лише та витрата, яка необхідна споживачам. Ще одною перевагою автоматичних балансувальних клапанів є те, що після монтажу фактичні параметри системи, які відрізняються від проєктних, можуть бути легко враховані під час попередньої настройки після встановлення. При динамічному балансуванні забезпечуються, наприклад, постійна витрата і постійний перепад тиску.

8.2.2.1 Перепускний клапан

З міркувань вартості обладнання, у невеликих системах опалення замість регуляторів перепаду тиску можуть бути встановлені перепускні клапани (наприклад, HERZ 4004).
У цьому випадку подавальний і зворотний трубопроводи з'єднують байпасною лінією з перепускним клапаном. Якщо тиск перевищує встановлене максимальне значення на перепускному клапані, то він починає відкриватися, і частина теплоносія з подавального трубопроводу підмішується у зворотний трубопровід. В результаті перепад тиску не регулюють, а обмежують. Однак при використанні перепускного клапана температура теплоносія у зворотному трубопроводі неминуче підвищується. Крім того, втрачається теплова енергія, тому що перегрітий теплоносій з подавальної лінії надходить невикористаним до зворотного трубопроводу. Тому у великих системах доцільніше використовувати регулятор перепаду тиску. Перепускний клапан застосовують, коли при проєктуванні мережі трубопроводів чи підборі насоса неможливо підтримувати перепад тиску на низькому рівні, або коли необхідно уникнути надмірно високого перепаду тиску на радіаторних терморегуляторах. Крім того, перепускний клапан можна використовувати для підтримання мінімальної витрати в системах зі змінним гідравлічним режимом

для забезпечення необхідної циркуляції води через насос з частотним регулюванням.
Згідно з рекомендаціями VDMA (Асоціація німецького машинобудування та інженерних споруд) клапани терморегуляторів повинні бути розраховані на перепад тиску 5 кПа (5-10 кПа). Також слід стежити, щоб перепад тиску на радіаторах, особливо розташованих поблизу насоса, у всіх режимах експлуатації (навіть при зменшенні витрати споживачами) не перевищував значення 20 кПа.
Використовуючи перепускний клапан, наприклад у системі радіаторного опалення з термостатичними клапанами, можна уникнути надмірного перепаду тиску на клапані терморегулятора (>20 кПа) і шуму, який у зв'язку з цим може виникнути. Іншим важливим застосуванням перепускного клапана є забезпечення мінімальної витрати для захисту двигуна і конструкції високопродуктивних насосів як у системах опалення, так і в системах охолодження (зазвичай 5-10% від номінальної витрати). Для цього необхідно встановити перепускний клапан на байпасі. При визначенні мінімальної витрати необхідно дотримуватись рекомендацій виробника насоса або байпасна лінія повинна бути якомога коротшою і мати низьку втрату тиску.
Перепускний клапан є найдешевшим регулятором перепаду тиску. Однак не слід забувати, що при використанні перепускного клапана температура теплоносія у зворотному трубопроводі неминуче збільшується. Це призводить до втрати теплової енергії, оскільки перегрітий теплоносій, який не використовувався, повертається в первинний контур системи. Тому для великих систем найкраще рішення – це використання регулятора перепаду тиску.

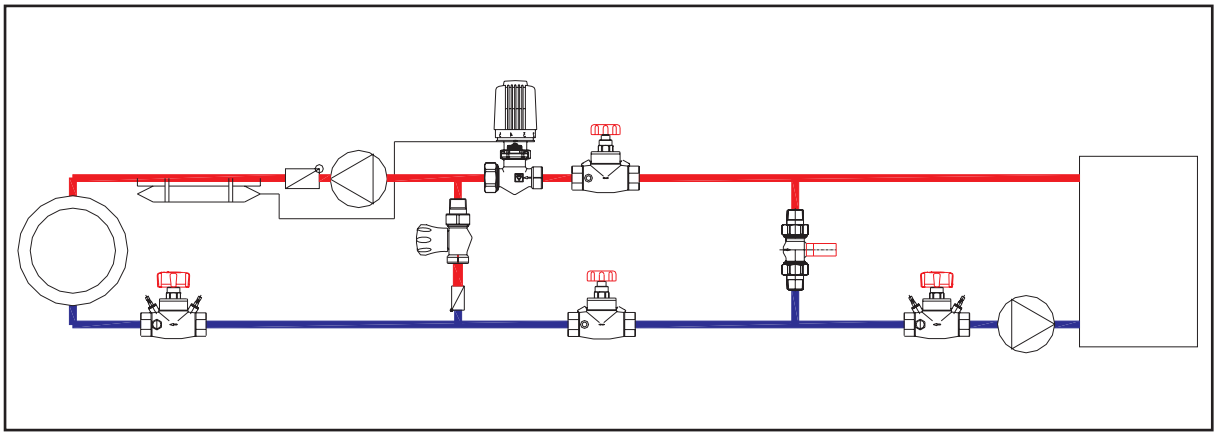
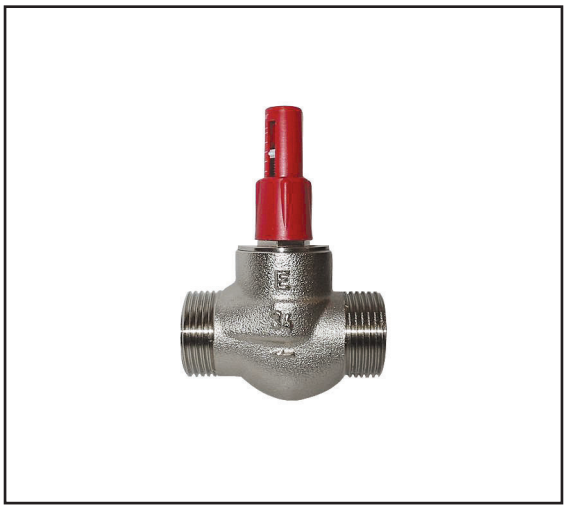


Рис. 8-10. Приклад встановлення перепускного клапана



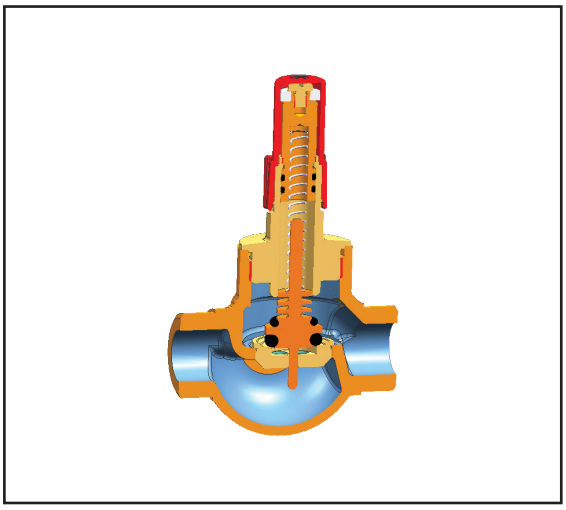


Рис. 8-11. Перепускний клапан (HERZ 4004), включаючи поздовжній розріз

8.2.2.2 Регулятор перепаду тиску

8.2.2.2.1 Загальні положення

Регулятор перепаду тиску застосовують у системах зі змінним гідравлічним режимом і може використовуватися як у старих, так і у нових системах для децентралізованого або централізованого регулювання перепаду тиску. Регулятор перепаду тиску необхідний для гідравлічного балансування систем опалення та охолодження. Завданням регулятора перепаду тиску є підтримання заданого перепаду тиску у всій системі. Це приводить не лише до поліпшення авторитету клапанів терморегуляторів, але й до кращого гідравлічного балансування теплової мережі. Існують два види регуляторів: пропорційний регулятор (HERZ 4007) та лінійний регулятор (HERZ 4002), обидва види є регуляторами прямої дії (працюють без додаткової енергії.

Регулятор перепаду тиску складається з клапана і привода (з робочою мембраною). Необхідний перепад тиску плавно встановлюють за допомогою пружини. Регулятор 4002, який доступний з діапазоном регулювання 50-300 мбар чи 250-600 мбар, налаштовують за допомогою спеціального ключа. Регулятори 4007 і F 4007 (фланцеве виконання), з діапазоном регулювання 50-300 мбар, налаштовують поворотом маховика.

Регулятор перепаду тиску підключають до подавальної лінії за допомогою імпульсної трубки (до клапана з можливістю відбору імпульсу тиску чи безпосередньо до трубопроводу). У невеликих системах опалення замість регулятора перепаду тиску використовують насос з електронним регулюванням частоти обертання.

Рис. 8-12. Регулятор перепаду тиску з лінійним регулюванням (HERZ 4002)

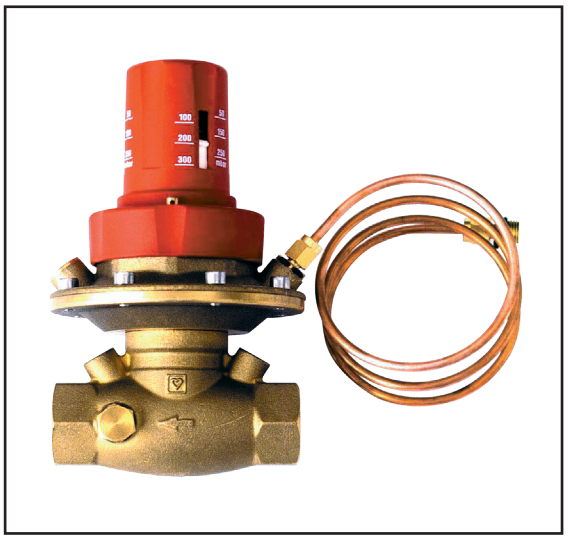


Рис. 8-13. Регулятор перепаду тиску з пропорційним регулюванням (HERZ 4007)

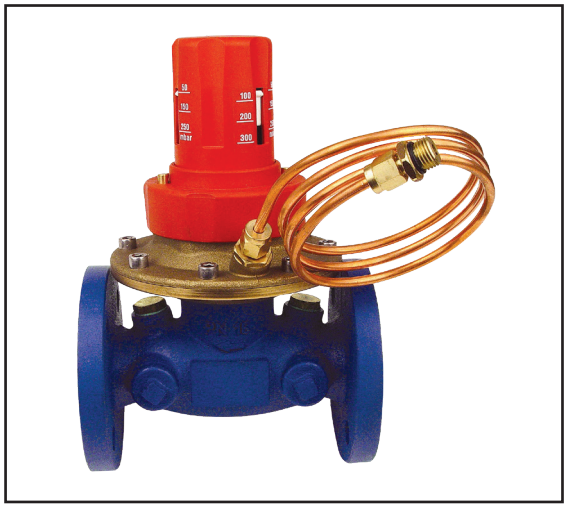


Рис. 8-14. Регулятор перепаду тиску, фланцеве виконання (HERZ F4007)

8.2.2.2.2 Принцип дії

На мембрану регулятора впливають тиск в подавальному трубопроводі (працює на закриття клапана) та тиск в зворотному трубопроводі (працює на відкриття клапана). Від клапана-партнера, що встановлений на подавальному трубопроводі, через імпульсну трубку до верхньої частини мембранного блока передається підвищений тиск, а до нижньої частини мембранного блока через канал в конструкції регулятора – тиск теплоносія в зворотному трубопроводі. Коли тиск у подавальному трубопроводі збільшується, регулятор перепаду тиску закривається пропорційно або лінійно, тому регулятори розділяють відповідно на пропорційні та лінійні.

У привід вбудована пружина, силу стиснення якої під час настройки змінюють згідно з необхідним значенням перепаду тиску. Ця пружина може бути замінена, якщо потрібно змінити діапазон настройки регулятора. Верхня камера мембранного блоку з'єднана імпульсною трубкою з балансувальним клапаном, який встановлений на подавальному трубопроводі. Імпульсна трубка не повинна бути підключена знизу для запобігання засміченню. У нижню камеру мембрани мембранного блока підводиться імпульс тиску із зворотного трубопроводу (безпосередньо через клапан регулятора). Якщо тиск в системі збільшується, на мембрані виникає регулююче зусилля, яке призводить до руху плунжера клапана у напрямку закриття з урахуванням попередньо налаштованої сили стиснення пружини, зі зменшенням тиску – у напрямку відкриття. Надмірний перепад тиску у регуляторі перепаду тиску втрачається, і в регульованій системі постійно підтримується встановлений перепад тиску.

8.2.2.2.3 Рекомендації щодо застосування та монтажу

Регулятори перепаду тиску 4007 і 4002 встановлюють виключно на зворотному трубопроводі. Регулятор перепаду тиску 4007 не слід встановлювати у вертикальному положенні, рекомендується підвішене або горизонтальне положення, 4002 можна встановлювати в будь-якому положенні. Переконайтеся, що напрям потоку відповідає стрілці, розташованій на корпусі регулятора. Рекомендується встановлювати по одному запірному крану попереду і після регулятора перепаду тиску. Крім того, рекомендується використовувати кульовий кран для імпульсної трубки для уникнення стрибків тиску в мембрані під час заповнення системи. Для підтримання працездатності арматури під час експлуатації, необхідно не допускати забруднення внутрішніх порожнин. Потрапляння забруднень виключається шляхом встановлення перед регулятором перепаду тиску сітчастого фільтра.

8.2.2.2.4 Визначення значення настройки

Щоб визначити необхідне значення настройки клапана, необхідно розрахувати основне циркуляційне кільце (найдовшу з найбільш навантажених віток). Визначаємо перепад тиску за формулою:

$$\Delta p = \Delta p_{Rohr} + \Delta p_{TV} + \Delta p_{Verschr} + \Delta p_{Sonstiges},$$

Приклад розрахунку.

Дано:

трубопровід діаметром DN20, 3 радіатори;

Δp_{STRV} = 100 мбар (втрата тиску на клапані терморегулятора на подавальному трубопроводі);

$\Delta p_{Verschr}$ = 13 мбар (втрата тиску на запірному клапані на виході з радіатора);

$\Delta p_{Sonstige}$ = 0 (без інших елементів).

Необхідно знайти:

значення настройки регулятора перепаду тиску.

Розрахунок необхідного значення настройки.

Втрати тиску у вітці:
$\Delta p_{Str} = \Delta p_{TV} + \Delta p_{Verschr} + \Delta p_{Rohr} + \Delta p_{Sonstige}$;

Δp_{TV} = 100 мбар (наприклад, з діаграми);

$\Delta p_{Verschr}$ = 13 мбар (наприклад, з діаграми);

Δp_{Rohr} = 30 мбар (втрати тиску у трубопроводі при сумарній довжині подавального і зворотного трубопроводів 30 м, питомі втрати тиску – 1 $\frac{\text{мбар}}{\text{м}}$);

Δp_{Str} = 100 + 13 + 30 = 143 мбар (значення настройки регулятора перепаду тиску).

Значення настройки регулятора перепаду тиску можна визначити швидким способом за допомогою діаграми. Однак для цього необхідні будуть перепад тиску (Δp) та витрата теплоносія (Q). Точка перетину перепаду тиску та витрати теплоносія на діаграмі є значенням настройки регулятора перепаду тиску.

Приклад швидкого підбору значення настройки регулятора перепаду тиску за допомогою діаграми

Необхідний перепад тиску 400 мбар!

Витрата 1000 л/год

Значення настройки на шкалі – 4

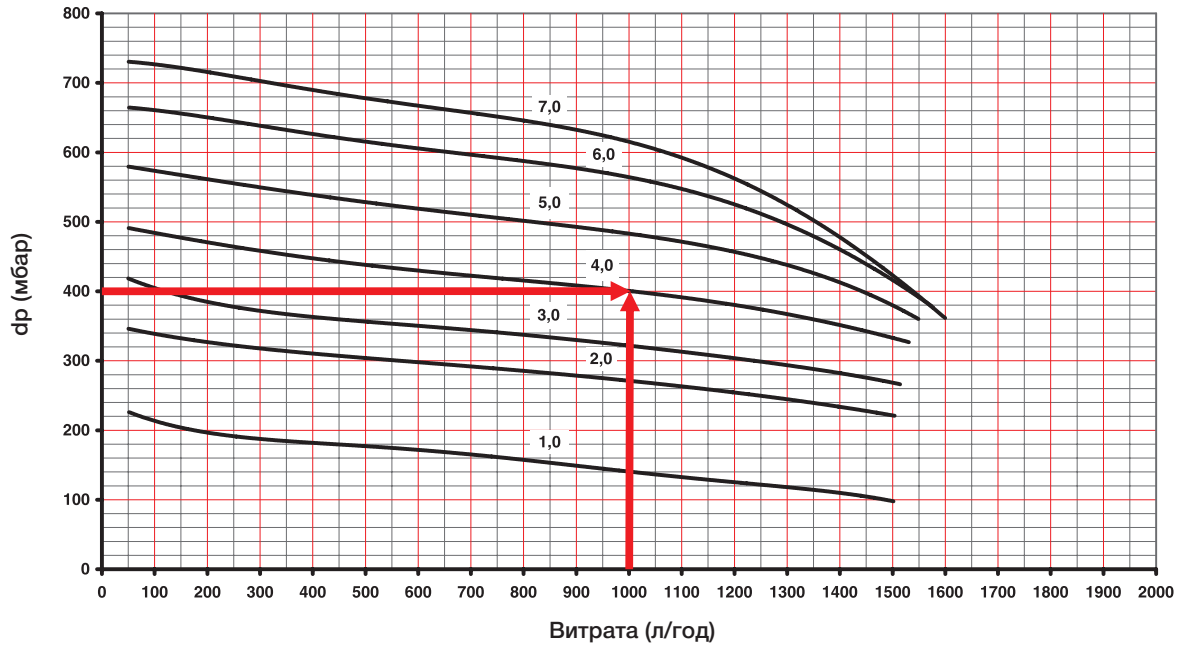


Рис. 8-15.

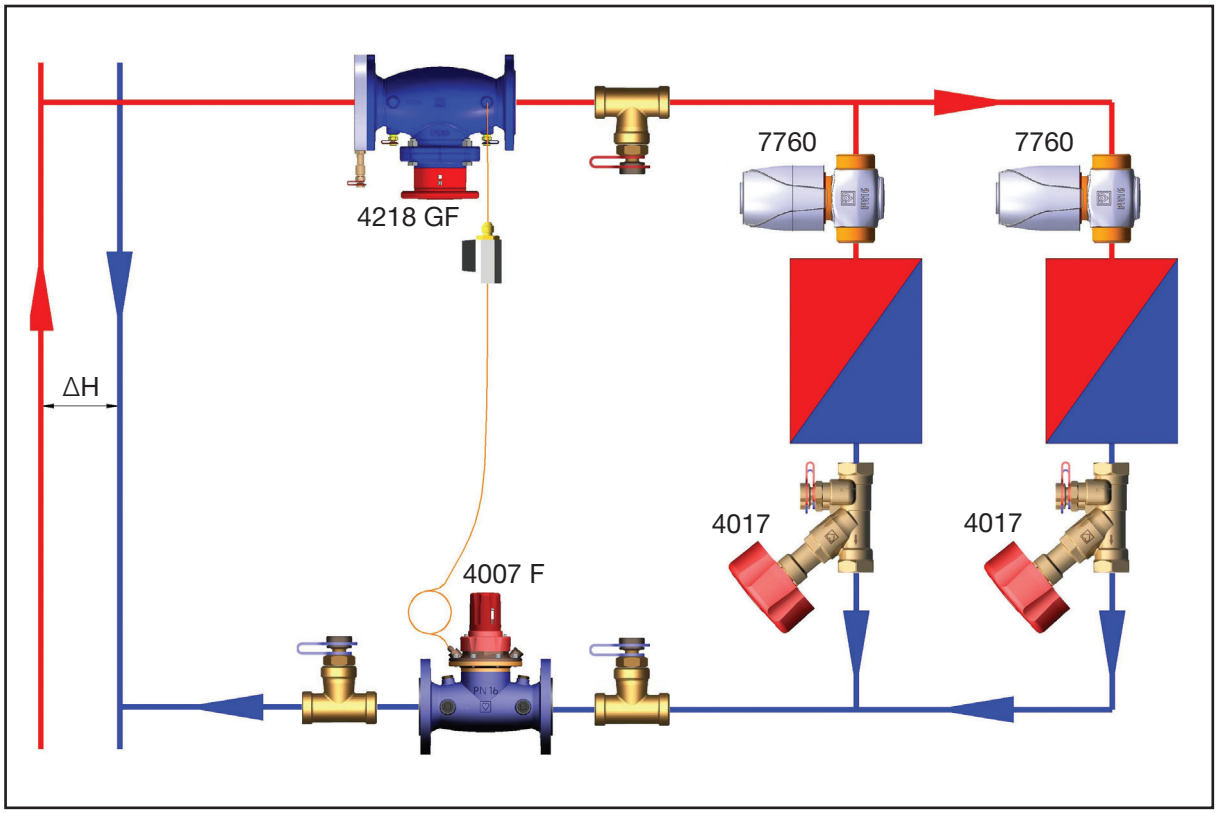


Рис. 8-16. Приклад встановлення регулятора перепаду тиску

8.2.2.3 Регулятор витрати

Використання комбінованих клапанів (наприклад, HERZ 4006 Smart значно спрощує проєктування інженерно-технічних систем будівель. В корпусі одного виробу поєднані балансувальний клапан, регулюючий клапан, регулятор перепаду тиску та запірний клапан. Об'єднавши функції всіх перелічених клапанів, був розроблений незалежний від тиску автоматичний балансувальний та регулювальний клапан з простою конструкцією та обслуговуванням. Оскільки клапан незалежний від тиску, він автоматично регулює витрату, враховуючи мінімальний перепад тиску, за якого необхідні зусилля закриття – мінімальні, а якість регулювання – дуже висока.

Регулятор автоматично обмежує витрату в обраній частині системи до значення, яке одноразово задано попереднім налаштуванням, при цьому вирівнюючи всі коливання тиску. Це означає, що ніяких вимірювань не потрібно, а регулювання ефективне за будь-яких умов експлуатації. Комбінований клапан обмежує витрату згідно з заданим значенням настройки; на мембрану впливає тиск безпосередньо перед регулюючим клапаном та тиск після нього.

Бажану витрату налаштовують плавно у відсотках від максимальної витрати. Необхідні у процесі роботи системи зміни витрати здійснюють за допомогою привода, встановленого на регулювальний клапан, при цьому авторитет клапана підтримується постійним, завдяки вбудованому регулятору перепаду тиску. Коливання тиску, які виникають у системі, компенсуються мембраною. Комбіновані клапани застосовують у системах опалення та кондиціонування повітря в комбінації з приводами з плавним або двопозиційним регулюванням. Але рекомендується плавне регулювання, оскільки воно є більш економічним і застосовується у низькоінерційних системах, таких як системи охолодження чи повітряного опалення. Лише з використанням автоматичних балансувальних клапанів можна досягти максимальної економії енергії. При плавному регулюванні відбувається безперервне дроселювання витрати при найменших коливаннях між мінімальною і максимальною температурами в приміщенні. Завдяки плавному регулюванню інші компоненти системи, включаючи насос, експлуатуються в ощадному режимі. Двопозиційне регулювання застосовують в інерційних системах, таких як підлогове опалення.

В двотрубних системах опалення, в яких встановлені радіаторні терморегулятори, суворо заборонено застосування комбінованих клапанів-обмежувачів витрати!

Приклад підбору.

Припустимо, що споживачеві потрібна витрата 600 $\frac{л}{год}$. Необхідно розрахувати значення настройки комбі-клапана HERZ 4006 SMART DN15 SF (див. Додаток). Максимальна витрата для клапана DN15 SF становить 800 $\frac{л}{год}$, що відповідає налаштуванню 100 %:

Таким чином, за необхідної витрати 600 $\frac{л}{год}$ – це 75 % максимальної витрати. Це значення настройки встановлюють на клапані. Потім необхідно провести контрольне вимірювання. Слід зазначити, що для правильної роботи клапана необхідно забезпечити мінімальний перепад тиску на клапані згідно з технічною документацією.

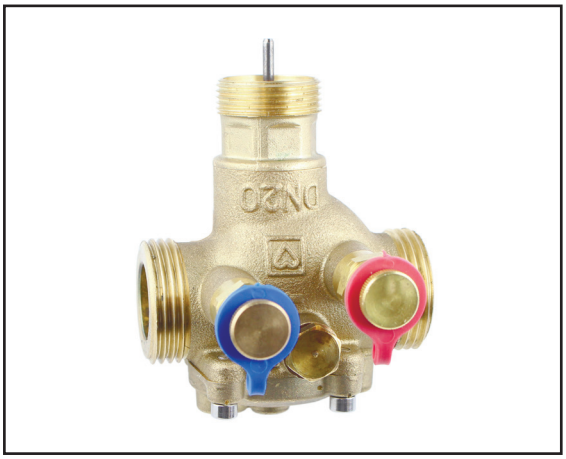


Рис. 8-17. Комбі-клапан (HERZ 4006 SMART)

8.2.3 Клапани терморегуляторів з попередньою настройкою і термостатичними головками

Радіаторні терморегулятори набули значного поширення в системах опалення. Вони виконують такі завдання:

- «відчувають» температуру приміщення;
- «порівнюють» її з налаштованим значенням;
- компенсують усі відхилення за допомогою зміни ступеню відкриття клапана так, щоб бажана температура приміщення залишалася незмінною.

Зрозуміло, що таке завдання не може бути вирішене за допомогою лише клапана, а необхідний якісний регулятор.

При цьому клапан повинен функціонувати з приводом, тому максимальну увагу необхідно приділити розрахунку. Тобто, слід взяти до уваги не тільки приєднувальний розмір, але й параметри каталожної документації.

Передусім слід врахувати, що клапан та чутливий елемент – це цілісна конструкція. Попередня настройка клапана терморегулятора необхідна для того, щоб збалансувати окремі радіаторні вітки. Якщо попередня настройка клапанів терморегуляторів не проводиться, то радіатори з меншою потужністю отримуватимуть надмірну витрату, внаслідок чого клапан терморегулятора буде постійно закриватися, а діапазон регулювання знизиться.

За допомогою попередньої настройки можна налаштувати максимальну об'ємну витрату для кожного опалювального приладу, при цьому клапани зможуть працювати у своєму повному діапазоні регулювання.

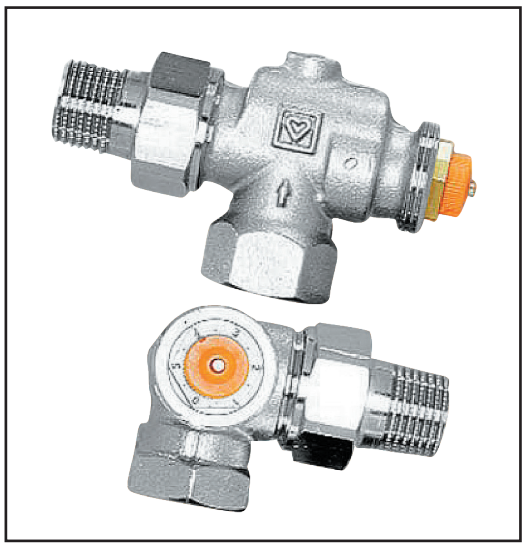


Рис. 8-18. Клапани терморегулятора (HERZ TS-98-V)

Рис. 8-19. Термостатична головка (HERZ 7260)

8.2.4 Вибір клапанів терморегуляторів

8.2.4.1 Нові системи

Під час вибору радіаторних клапанів необхідно враховувати технічні параметри (витрату, перепад тиску), а також особливості монтажу (ніші, екрани, відстані). Визначення розмірів клапана здійснюють за розрахунковою витратою теплоносія, яка необхідна радіатору. З цим значенням ($\frac{л}{год}$ чи $\frac{м^3}{год}$) використовують відповідну діаграму визначення параметрів, яка в якості другого параметра дає перепад тиску в барах чи міліметрах водяного стовпа. Перепад тиску має становити 5…10 кПа (500 – 1000 мм вод. ст.). Граничні значення: мінімум 3 кПа (300 мм вод. ст.), максимум 20 кПа (2000 мм вод. ст.). У змішаних системах (термостатичні і ручні клапани) необхідно обирати клапани з мінімальним гідравлічним опором чи відповідним чином здійснювати попереднє налаштування ручних клапанів. Рекомендується встановити перепускний клапан або обрати насос із регульованою швидкістю обертання.

Приклад: нова система з клапаном терморегулятора.

Радіатор – теплова потужність 1000 Вт при $\Delta\theta$ = 20 K	витрата становить	q_v = 0,043 $\frac{м^3}{год}$
Кутовий клапан терморегулятора	TS-90-E	k_{vs} = 2,3 $\frac{м^3}{год}$
DN15 повністю відкритий		Δp = 35 Па
у термостатичному режимі	k_{v2} = 0,9 м³/год	Δp = 228 Па
Запірний клапан RL-5(1 **3924** 01),	k_{v2} =1,9 м³/год відкритий	Δp = 51 Па

Результат:

1. Для теплової потужності 1 кВт буде достатньо клапана з розміром DN10. Але радіатори мають стандартне підключення DN15, тому на практиці обирають клапан з розміром DN15.
2. Клапан терморегулятора має приблизно семиразовий перепад тиску порівняно з відкритим клапаном, для того щоб досягти значення X_p, що дорівнює 2 K.
3. Втрата тиску на запірному клапані при вказаній витраті становить від 51 до 2840 Па в залежності від значення настройки.
4. Клапан терморегулятора і запірний клапан з попередньою настройкою на зворотному трубопроводі мають діапазон тиску від 100 до 2900 Па.

8.2.4.2 Переналаштування наявної системи на термостатичний режим

Якщо клапани переналаштовують на термостатичний режим за допомогою встановлення термостатичних головок, слід звернути увагу на те, що про терморегулювання можна говорити тільки тоді, коли похибка регулювання температури приміщення становить не більше ніж 2 K. Це означає, що при встановленій температурі приміщення на термостатичній головці 20 °C та при кімнатній температурі 20 °C через клапан протікає розрахована номінальна кількість води. Чим тепліше стає кімната, тим менша кількість води протікає через клапан.

Клапан закривається при досягненні температури в приміщенні 22 °C (20 °C + 2 K). Хід штока клапана становить приблизно $0{,}22\ \frac{\text{мм}}{\text{K}}$.

Шток клапана переміщується за рахунок розширювального термореагуючого елемента, який наповнений спиртовмісною рідиною. Він розширюється при нагріванні і закриває клапан або стискається при охолодженні, і дозволяє термостатичному клапану відкриватися за допомогою пружини

Для того, щоб отримати правильну регулювальну характеристику, необхідні відносно високі значення опорів. Контур опалення необхідно розраховувати з числовою характеристикою клапана для X_p = 2 K, щоб при застосуванні термостатичної головки більше не вимагалося коригування опору циркуляційного кільця. Якщо це не врахувати, то діапазон пропорційності буде більший, і термостатична головка не зможе забезпечити підтримання температури з бажаною точністю

Поліпшити гідротермічну рівновагу системи опалення застосуванням лише термостатичних головок неможливо. Крім них, необхідно встановлювати регулятори перепаду тиску.

Тому рекомендується:

а) Усі клапани, які переоснащують на термостатичний режим, слід розрахувати на k_{v2};

б) Залишковий тиск необхідно потім знімати **запірним клапаном** з попередньою настройкою чи клапаном терморегулятора з попередньою настройкою;

в) Встановити **регулятор перепаду тиску** після насоса для того, щоб під час експлуатації істотно не підвищувати перепад тиску на частково закритих радіаторних клапанах. Це також знижує шум потоку в клапані терморегулятора (максимально допустимий перепад тиску на клапані терморегулятора – 20 кПа).

Переоснащення наявних систем

При переході з ручних клапанів на клапани терморегуляторів слід враховувати, що ручні клапани мають максимальний перепад тиску 1 кПа. Отже, у невеликих системах із більш низьким тиском насоса необхідно обирати клапани з меншим перепадом тиску і, відповідно, з більш високим значенням k_v. Це відноситься також до класичних вертикальних однотрубних систем, для яких були розроблені спеціальні клапани терморегуляторів (наприклад, ГЕРЦ TS-E).

У розгалужених великих системах, перш за все у нових, терморегулятори знижують кількість циркулюючої води приблизно на 30 %, тож можна без ризику робити розрахунок з перепадом тиску на клапані, що становить 4 кПа.

Додатковий перепад тиску, що становить 3 - 4 кПа, насос видає внаслідок зниженої кількості води (якщо необхідно відповідно налаштувати засув або байпас). При частковому переоснащенні (термостатичні та ручні клапани) необхідно робити розрахунок із мінімальним перепадом тиску чи здійснювати попереднє налаштування ручних клапанів.

8.2.5 Вибір датчиків і їх розміщення

При виборі та монтажі термоголовок і датчиків, а також під час регулювання температури приміщення важливо дотримуватися кількох простих правил.

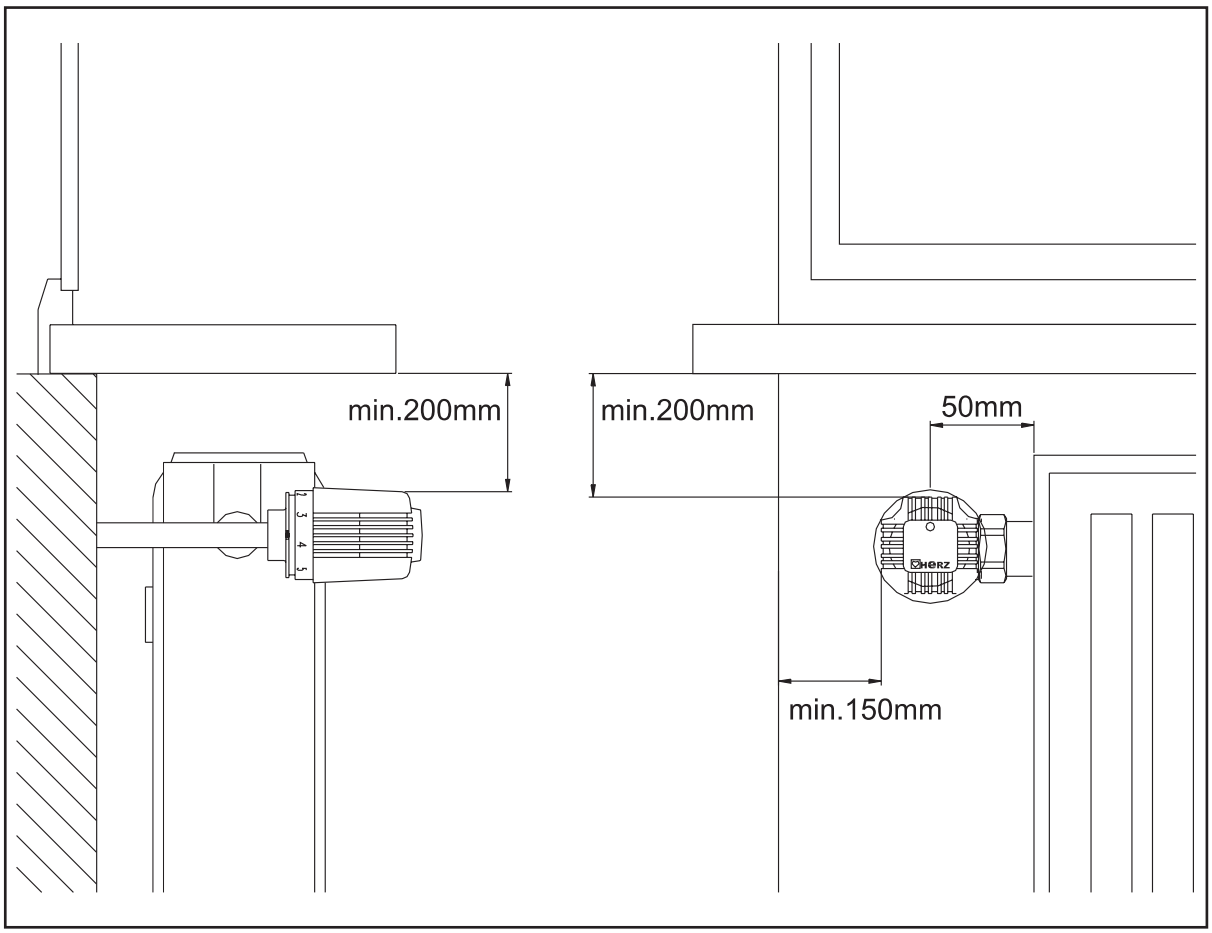


Рис. 8-20. Мінімальні відстані до термостатичних головок

Дослідження показали, що для достатнього омивання повітрям під час встановлення термостатів слід враховувати необхідні відстані (див. рис. 8-20, 8-21).

Термостатичні елементи із вбудованими датчиками слід встановлювати горизонтально.

Датчик не можна встановлювати безпосередньо над трубою опалення або вертикально вгору, оскільки тепло, яке піднімається, ініціювало б процес закриття, тоді як температура приміщення могла б бути занадто низькою.

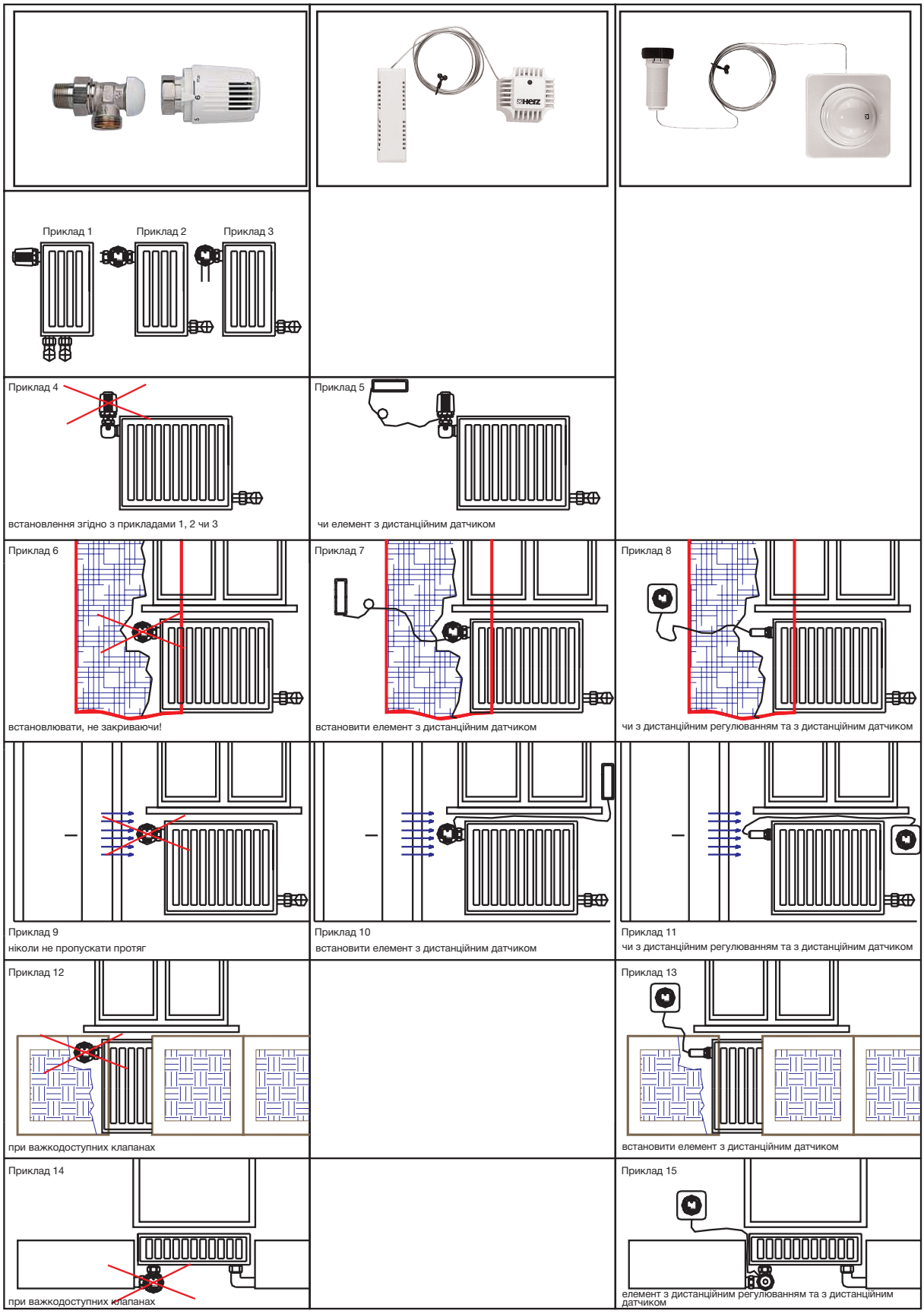


Рис. 8-21. Розташування кімнатних датчиків і термостатичних головок

Регулювання і обмеження діапазону настройки

Розташування датчиків

Термостатичні чутливі елементи юстуються серійно на заводі і зазвичай не потребують додаткового регулювання.
Термостатичні головки повинні мати можливість обмеження діапазону температурної настройки за індивідуальними побажаннями. Як правило, обмежують максимальну температуру приміщення.
Блокування і фіксація будь-якого заданого значення означає фіксоване задане значення для певного приміщення (наприклад: холи, сходові клітки тощо).
Обмеження або блокування має відбуватися, коли направляючі елементи встановлені, а гранична або блокувальна температура вже досягнута та виміряна.

Особливі умови

Запобігання замерзанню:
Діапазон температурної настройки термостатичної головки у нижній зоні має положення захисту від замерзання (відкриття між +4 °C і +8 °C).

Точність:
Точність регулювання є результатом вибору виробу, розмірів та застосування (розміщення і вибір датчика).

Гістерезис:
Гістерезис – це відхилення температури, яке необхідне, щоб подолати внутрішню інертність клапана терморегулятора. Внутрішню інертність в першу чергу обумовлена тертям. Гістерезис, згідно з EN 215, не повинен перевищувати 1 °C. Чим менше це значення, тим точніший регулятор.

Інструкція:
Кожному клієнту може бути видана відповідна інструкція з обслуговування.

Стандарт:
Використовуйте лише ті клапани терморегуляторів, які відповідають стандарту EN 215.

Температура:
Якщо верхня частина радіатора виявляється теплою, а нижня – холодною, це свідчить про гарну регулювальну характеристику терморегулятора.

Встановлення:
Рекомендується встановлення сітчастого фільтра для підтримання теплоносія в чистому стані.

Заміна:
Під час модернізації існуючих систем з ручними радіаторними клапанами (HV) та з зовнішнім погодозалежним управлінням слід встановлювати клапани терморегуляторів (TV), враховуючи наведені нижче пункти:

- для того, щоб у малих опалювальних системах можна було уникнути подальшої заміни насоса, необхідно застосувати TV приблизно з такою саме втратою тиску, як і в замінних HV;
- у розгалужених системах всі TV слід обирати з великим перепадом тиску. У розгалужених системах високий опір TV долається насосом автоматично за рахунок меншої кількості води. Застосування різних HV ускладнює монтаж.

8.2.6 Вибір насосів і шумоутворення

У системі з клапанами терморегуляторів розрахункова кількість води не циркулює практично ніколи. Як показує практика, змінна витрата води знаходяться між 100 % і 50 %, а в крайніх випадках – ще нижче. При зниженні об'ємної витрати, крім підвищення тиску насоса, який залежно від характеристики насоса може бути більшим або меншим, виникає ще й надлишковий тиск, який є наслідком зниження опору мережі труб.

Граничні рівні шуму:

Граничний рівень шуму, який не повинен перевищуватися на клапанах терморегуляторів становить близько 30 дБ (А). Якщо клапани в контурі опалення закриваються, підвищується перепад тиску на клапані. Якщо перепад тиску на клапані перевищує 2 м вод. ст., можуть виникнути проблеми із шумом.

9 Вибір параметрів трубопроводів двотрубної системи опалення

Вибір параметрів трубопроводів двотрубної системи опалення.
Вибір діаметрів трубопроводів можна здійснити за одним з двох способів:
1) за швидкістю руху теплоносія;
2) методом питомих лінійних втрат тиску.

9.1 Вибір діаметрів трубопроводів за швидкістю руху теплоносія

Орієнтовні значення швидкості руху теплоносія в трубопроводах:

- стояки:
  $w < 0{,}8 \frac{м}{с}$ мінімальний розмір DN25;
- магістральні трубопроводи:
  $w < 1{,}0 \frac{м}{с}$ до DN65;
- трубопроводи в теплопункті:
  $w = 0{,}5 - 1{,}0 \frac{м}{с}$;
- підключення віддалених радіаторів:
  $w = 0{,}2 - 0{,}3 \frac{м}{с}$;
- трубопроводи теплових мереж:
  $w = 2{,}0 - 3{,}0 \frac{м}{с}$.

За цими даними, знаючи розрахункову витрату на ділянці, можна обрати стандартизований діаметр труби.

В обраних за допомогою цього способу ділянках трубопроводів визначають втрату тиску. Якщо розрахункове значення падіння тиску не збігається з попередньо заданим, можна визначити змінену після цього втрату тиску з іншим стандартним діаметром труб. Цей метод застосовують переважно у системах, де неможливо наперед точно оцінити частку місцевих опорів у загальній втраті тиску, як цього потребує другий метод.

Розрахунок труб для води
Трубопровід, що підходить до насоса і відходить від нього, слід розрахувати на його умовний діаметр згідно з розрахунком розгалуженого трубопроводу.
Якщо розгалуженого трубопроводу немає, то необхідний умовний діаметр труби можна взяти з нижче наведеної діаграми, приймаючи допустиму швидкість потоку при заданій витраті. Слід уникати швидкостей потоку, більших, ніж $2 \frac{м}{с}$.

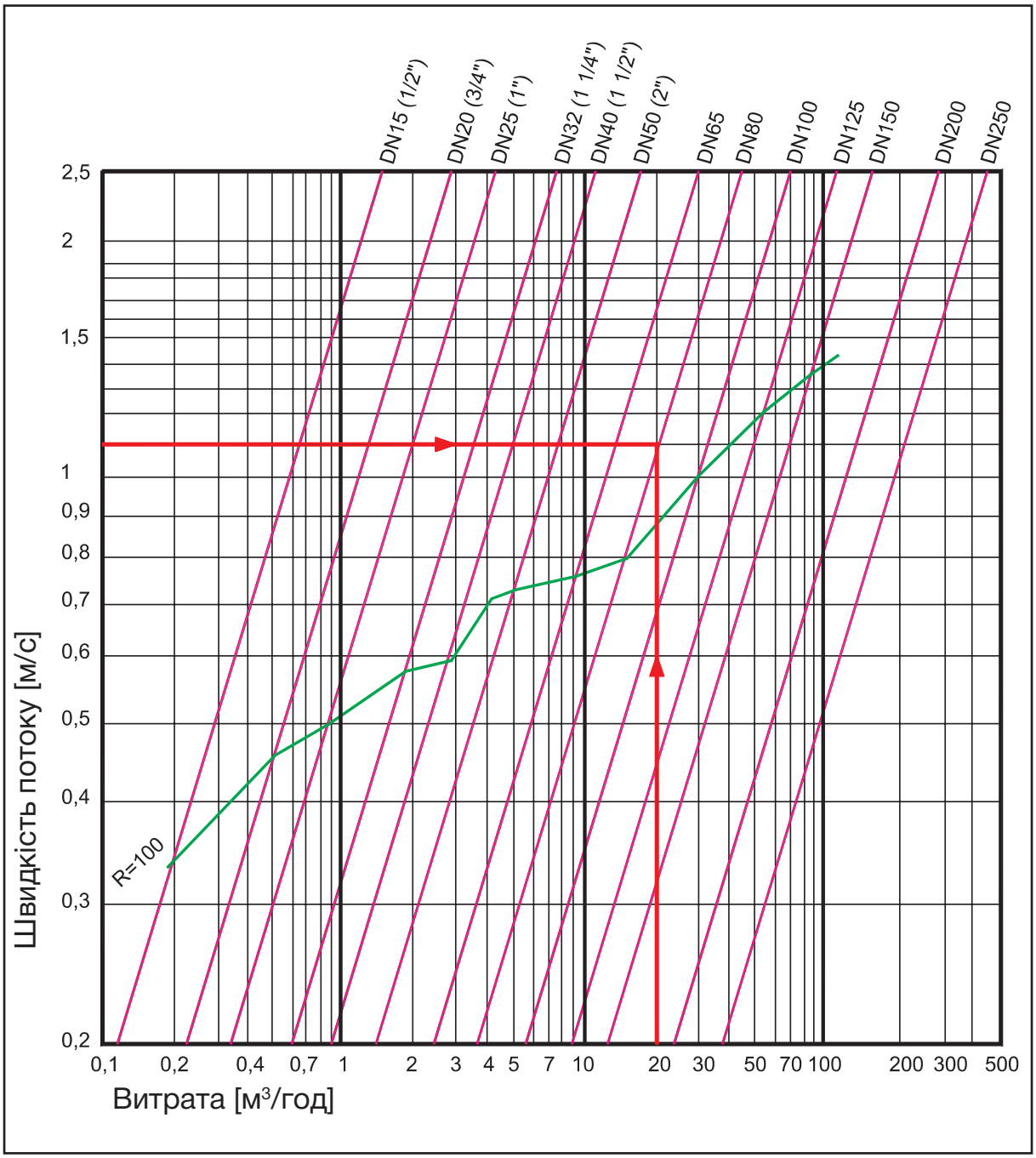


Рис. 9-1. Діаграма для вибору діаметрів трубопроводів

Приклад: визначити номінальний діаметр труби.

Потрібно визначити діаметр трубопроводу для витрати 20 $\frac{м^3}{год}$ при допустимій швидкості потоку 1,1 $\frac{м}{с}$ (див. рис. 9-1).

Результат: згідно з діаграмою отримуємо DN80.

9.2 Вибір діаметрів трубопроводів за питомими лінійними втратами тиску

Цей метод добре зарекомендував себе для розрахунку систем опалення з розгалуженою мережею труб. Циркуляційний тиск насоса – це тиск, що створюється циркуляційним насосом для забезпечення необхідної витрати води у системі, який розраховують за формулою:

$$p_P = \sum (R \cdot l + \Delta p_E) + \Delta p_V$$

Для розрахунку обирають основне циркуляційне кільце системи – контур з найбільшим падінням тиску, який, як правило, проходить через найвіддаленіший з найбільш потужніших радіаторів. При високому циркуляційному тиску можуть бути використані труби з меншими номінальними діаметрами, а отже, будуть низькі витрати на матеріали, проте зі збільшенням потужності насоса зростають експлуатаційні витрати. При низькому тиску насоса співвідношення обернене. Оскільки розрахувати найбільш економічно вигідну систему з точки зору мінімальних капітальних вкладень та експлуатаційних витрат досить складно, то за основу для опалювального контуру середнього розміру можна взяти **економічні втрати тиску** з попереднім значенням R = 100 - 200 $\frac{\text{Па}}{\text{м}}$.

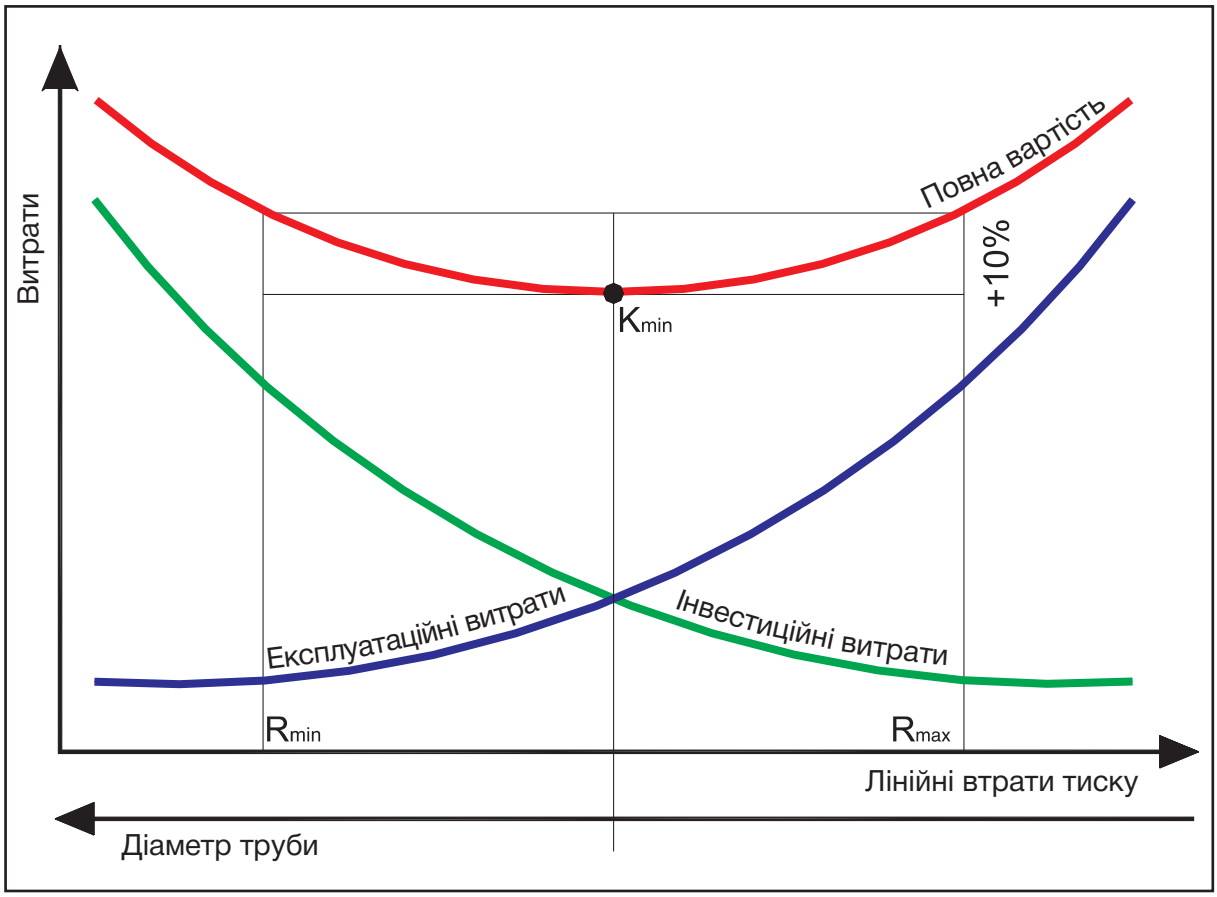


Рис. 9-2. Крива витрат

Вказівки щодо визначення розміру
Визначення типорозмірів трубопроводів магістральної розподільної мережі систем опалення рекомендується проводити за методом «постійної втрати тиску».
Залежно від діаметра труби для розрахунку використовують такі параметри (див. табл. 12-1), де:

Δp_R = питомі лінійні втрати тиску, $\frac{\text{Па}}{\text{м}}$;

w = швидкість руху води у трубопроводі, $\frac{\text{м}^{1)}}{\text{с}}$.

Табл. 12-1

до DN80	Δp_R = 100 Па/м	w = від 0,25 до 1,0[2)] м/с
від DN100 до DN200	Δp_R = 70 Па/м	w = від 0,90 до 1,5[2)] м/с
від DN250 до DN500	Δp_R = 50 Па/м	w = від 1,20 до 2,0[2)] м/с

[1)] Рекомендації слід застосовувати переважно для розрахунку магістральних трубопроводів. В основу якого закладена середня температура води θ_w = 60° C, абсолютна шорсткість труб k = 0,045 мм та кінематична в'язкість води $\nu = 0{,}475 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}$.

[2)] **Найменша** швидкість води відноситься до **найменшого** розміру труб у зазначеному діапазоні, **найбільша** – до **найбільшого** розміру труб.

Для трубопроводів теплових мереж орієнтовні значення становлять: 2 - 2,5 $\frac{м}{с}$ та 250 - 300 $\frac{Па}{м}$.

9.3 Система опалення з природною циркуляцією (гравітаційна система)

Ефективне падіння тиску:

У котлі вода нагрівається, а в радіаторі охолоджується. У кожній точці охолодження виробляється ефективне падіння тиску так, ніби там установлений невеликий насос. За температур 90/70 °C внаслідок різниці щільності води утворюється гравітаційний тиск, що дорівнює:

$$\Delta p = g \cdot h \cdot (\rho_R - \rho_V);$$

$$\Delta p = 9{,}81 \cdot h \cdot (977{,}7 - 965{,}2) = 122{,}6 \cdot h, \text{ Па.}$$

де:
h – висота, м.

Розрахунок мереж труб здійснюють аналогічно розрахунку системи опалення з насосом. У насосних системах опалення також діє природна циркуляція. Вона, однак, настільки мала, що при розрахунках вручну її не враховують. Якщо від насосного опалення вимагається здатність до аварійної циркуляції, то необхідно звернути увагу на правильне прокладення труб. При цьому встановлюється падіння тиску R = 25 - 30 $\frac{Па}{с}$. Швидкість води становить близько 0,3 $\frac{м}{с}$.

Внутрішньо-поверхові системи опалення з неізольованими трубами:

Радіатор з найдовшим контуром потоку має, внаслідок втрати тепла в трубах, також і найбільше гравітаційне зусилля, тому для нього можна прийняти R = 1,5 - 2 $\frac{Па}{м}$.

З енергетичних міркувань подібних систем слід уникати, у зв'язку з поганою можливістю регулювання. У системах, що працюють під дією природної циркуляції, слід застосовувати радіаторні клапани з малим гідравлічним опором (наприклад, ГЕРЦ-TS-E).

9.4 Розрахунок ділянок мережі, прокладених паралельно

9.4.1 Закон гідравлічного зрівноваження

Втрати тиску на ділянках мережі, прокладених паралельно, мають бути завжди однаковими.

Порівняйте із законом для електричного струму).

Залишкові втрати тиску

Після того, як визначено розміри найнесприятливіших ділянок, розраховують інші підключення. Наприклад, потрібно визначити розмір вітки, найближчої до насоса.
У точці відгалуження між подавальною та зворотною лініями діє повний тиск насоса за вирахуванням тиску, вже витраченого до відгалуження, **залишкові втрати тиску**, або Δp вузлові втрати тиску (KDD).
Він береться для розрахунку труби у відгалуженні (попереднє значення):

$$R = \frac{a \cdot (KDD - p_v)}{l}.$$

У цьому разі за l слід взяти довжину труб від точки відгалуження до наступного радіатора і назад до під'єднання.
Спочатку оцінюють, наскільки висока відсоткова частка опору на тертя у трубі в загальній втраті тиску.

Орієнтовна величина частки a у звичайних системах:

- теплова мережа 90%,
  лінійні втрати тиску у трубах – 90%,
  місцеві опори – 10%,
  $R \cdot l = 0{,}9 \cdot \Delta p_{ges}$;
- житловий будинок із системою опалення:
  лінійні втрати тиску у трубах – 67%,
  місцеві опори – 33%,
  $R \cdot l = 0{,}67 \cdot \Delta p_{ges} = 2/3 \cdot \Delta p_{ges}$;
- системи централізованого опалення
  лінійні втрати тиску у трубах – 10%,
  місцеві опори – 90%,
  $R \cdot l = 0{,}1 \cdot \Delta p_{ges}$.

Опір спеціальної арматури, наприклад регулювальних вентилів p_v визначається із KDD.

Визначення розмірів труб ділянок, прокладених паралельно, можна знайти на основі середнього попереднього значення R і таблиць тертя у трубах.
Внаслідок того, що діаметри труб мають грубі градації, деякі розміри труб, наприклад 3/8" та 8x1, при підключенні радіаторів застосовувати небажано, зберігається **залишковий тиск** p_R. Для того щоб досягти наведеного вище гідравлічного закону, слід усунути залишковий тиск за допомогою вентиля з попереднім налаштуванням.

Попередня настройка:

За допомогою спеціальних ключів вентилі налаштовують на максимальне відкриття чи на мінімальне падіння тиску. Втрата тиску, яка при цьому виникає, повинна відповідати залишковому тиску.

Виконана одного разу попередня настройка (VE) не повинна змінюватися при закритті чи відкритті клапану.

Гідравлічне балансування:

Системи труб слід збалансувати відповідно до фактичних витрат води. Балансування системи труб на задані витрати можна здійснити лише **вимірюванням витрати**. Для цього у трубопроводі вітки слід установити арматуру з вимірювальними ніпелями, наприклад балансувальні вентилі ГЕРЦ STRÖMAX-GM чи, за наявності можливості вимірювання витрати, STRÖMAX-M.

9.5 Мережа трубопроводів при заданому насосі

Якщо насос обрано заздалегідь, наприклад газовий настінний котел із вбудованим насосом, то розміри мережі трубопроводів слід визначити так, щоб не було перевищено максимально допустимий тиск насоса. Розміри мережі трубопроводів визначаються за попереднім значенням R.

$$R = \frac{a \cdot \Delta p_P}{l_K},$$

де:

Δp_p – напір насоса (у газових котлах найчастіше близько 2 м вод.ст. = = 20 кПа = 0,2 бар), кПа;

l_K – довжина контуру опалення через найвіддаленіший радіатор, м.

9.6 Поетапний процес визначення розмірів опалювальної мережі з циркуляційним насосом

Окремі етапи проєктування можуть бути виконані згідно з наведеним нижче переліком. Оригінали Н формулярів наведені в Додатку.

1. Визначення необхідного напору насоса

Схематично хід процесу можна взяти з рис. 9-5 (стор. 165).

- Фіксація ділянок трубопровідної мережі;
- Визначення навантаження ділянок у Вт чи $\frac{кг}{с}$ з розрахунку поверхонь нагріву (формулятор Н 104 – див. сторінку 190). При цьому слід розрахувати масовий потік q_m з фактичним температурним напором у радіаторі;
- Встановлення середнього контуру опалення і внесення значень довжин труб в таблицю Н 105 (див. сторінку 192);
- Визначення діаметрів труб зі значенням R = 100 - 150 $\frac{Па}{м}$ для даного контуру опалення;
- Визначення значення опорів в таблиці Н 106 (див. сторінку 191) і внесення їх в таблицю Н 105;
- Внесення значення R і w з таблиці «тертя у трубах» в таблицю Н 105 (Додаток);
- Обчислення втрати тиску на ділянці, як сума $R \cdot l + \Delta p_E$;
- Обчислення втрати тиску в системі (споживчий контур), як сума значень $R \cdot l + p_E$;
- Розрахунок ділянок зі змінною витратою (наприклад, контур котла при регулюванні змішуванням) $p_D < p_V$ для підбору балансувального клапана;
- Сума, внесена в колонку Δp, дає потрібний напір насоса, що дорівнює втраті тиску в системі p_A плюс втрата тиску на ділянці зі змінною витратою p_D плюс втрата тиску на регулювальному(них) вентилі(ях) p_V, тобто:

$$p_P = p_A + p_D + p_V.$$

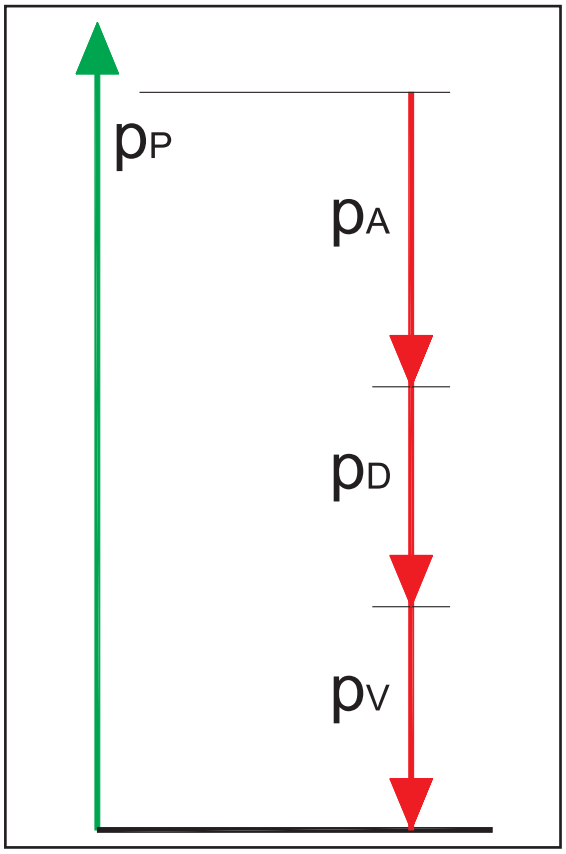


Рис. 9-3. Діаграма тиску

2. Розрахунок частин мережі, прокладених паралельно

Схематичний хід процесу можна взяти з рис. 9-6 (стор. 166).

- Необхідно зафіксувати вузлову точку: розгалуження від джерела живлення до найближчої кінцевої точки;
- Існуючі вузлові втрати тиску (KDD) задано ділянкою із вже визначеними розмірами;
- Обчислити попереднє значення $R = \frac{a \cdot (KDD - p_v)}{l_A}$ для відгалуженої лінії (паралельна лінія), де l_A – загальна задана довжина труб;
- Після цього обчислити, як і вище, фактичні втрати тиску $\Delta p_{tats} = R \cdot l + \Delta p_E$;
- Визначити залишковий тиск $\Delta p_R = KDD$ - - Δp_{tats};
- Падіння тиску через регульований клапан при $\Delta p_V = \Delta p_R$.

  Примітка:

  а) Краще визначити Δp_{tats} втрати без клапана;

  б) Якщо $\Delta p_V > \Delta p_R$, то діаметр труби необхідно збільшити. Якщо $p_V < \Delta p_R$, то діаметр труби необхідно зменшити.

Для наступної відгалуженої частини мережі знову визначається KDD, який дорівнює втраті тиску ділянок, вже розрахованих у першому пункті і розрахунок продовжується, як описано вище.
На рис. 9-4 графічно представлені співвідношення тисків

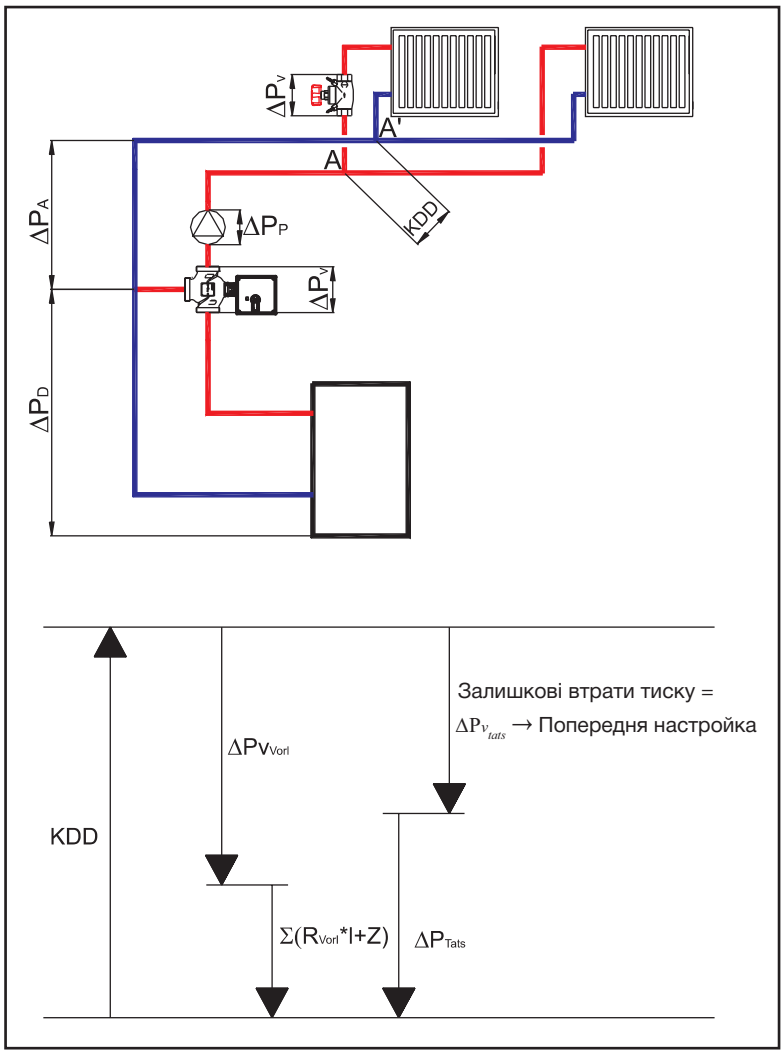


Рис. 9-4. Залишкові втрати тиску попередньої настройки клапана

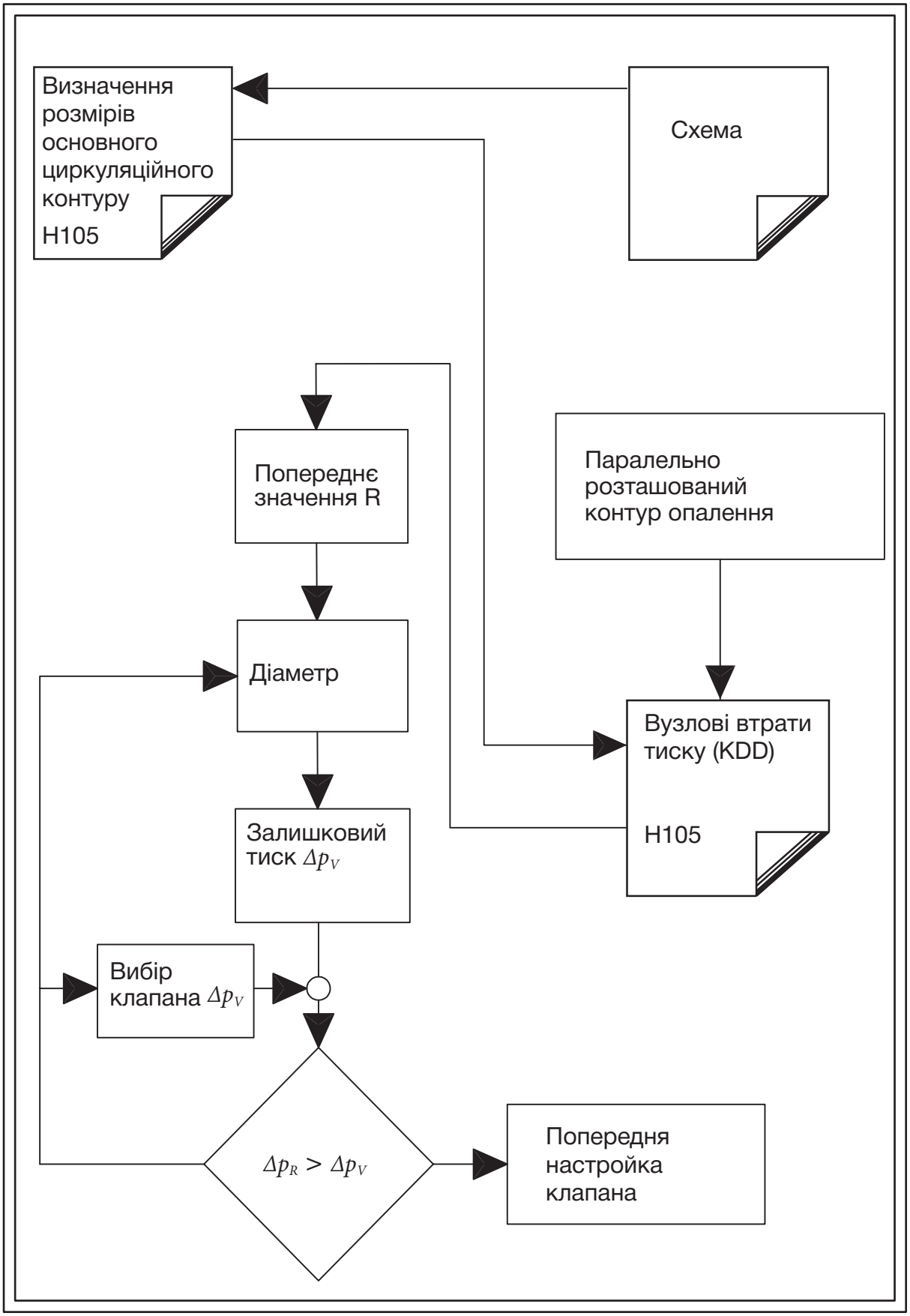


Рис. 9-5. Схематичний робочий процес визначення параметрів опалення

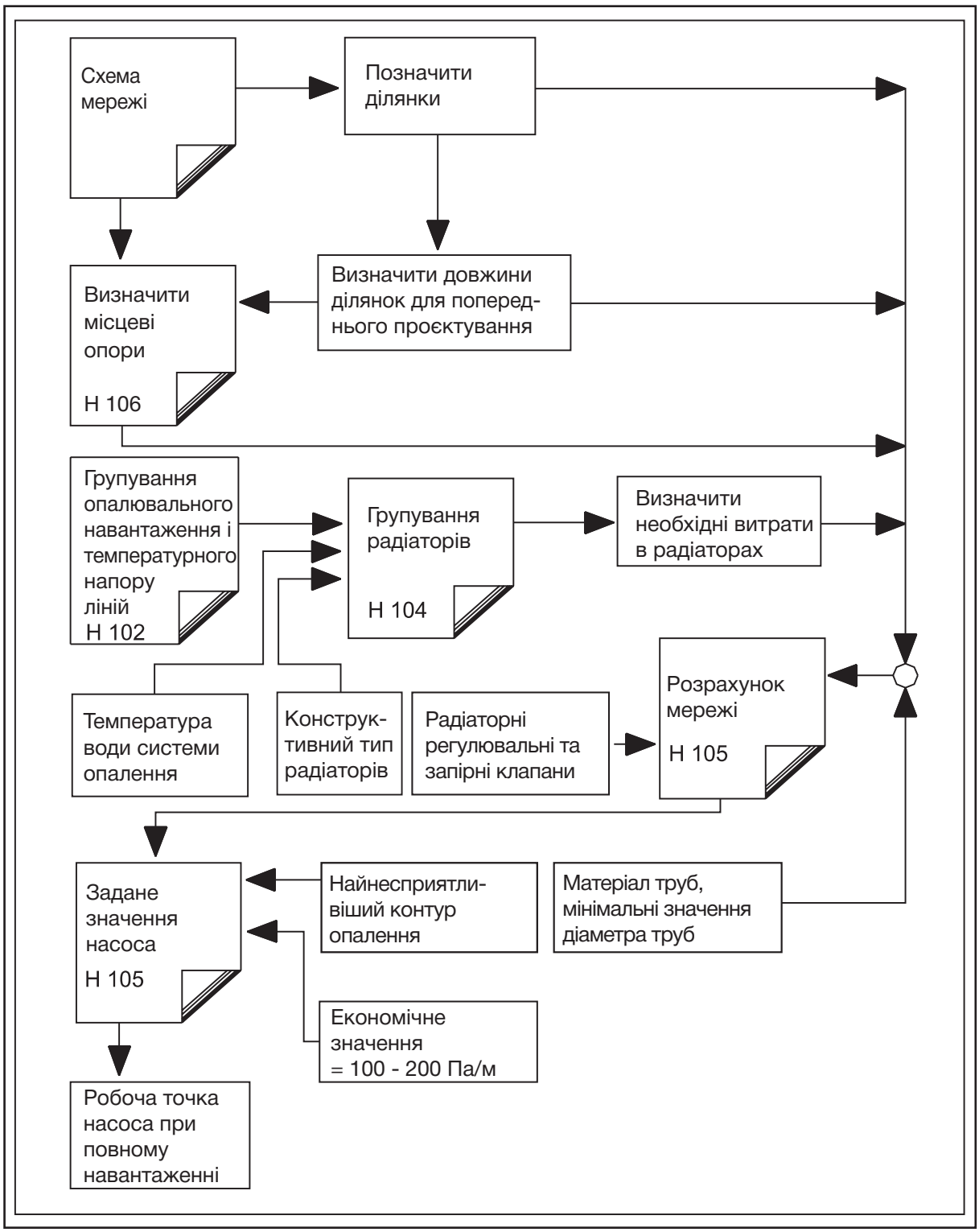


Рис. 9-6. Схематичний робочий процес розрахунку мережі паралельно прокладених ділянок водяного опалення

9.7 Радіаторні регулювальні клапани та термостатичні головки

Клапани та термостатичні головки повинні відповідати таким вимогам:

1) Приєднувальні і регулювальні елементи (крани, клапани, засувки):

- легке і швидке регулювання;
- матеріал маховика чи ручки повинен бути теплостійким і з малою теплопровідністю;
- надійне запирання і хороша герметичність;
- поверхні ущільнювачів з високою стійкістю до корозії, механічних і теплових впливів;
- хороший доступ до ущільнюючих поверхонь і сальників;
- можливість легкої заміни окремих частин.

2) Виконавчі елементи поверхонь нагріву повинні додатково відповідати таким вимогам:

- поворот маховика повинен давати пропорційний (відносно потужності) ефект дроселювання;
- виконавчий елемент повинен мати попередню настройку опору, яку може легко здійснити персонал монтажної організації.

На рис. 9-7 представлені різні види підключень кімнатних радіаторів за допомогою арматури фірми «ГЕРЦ».

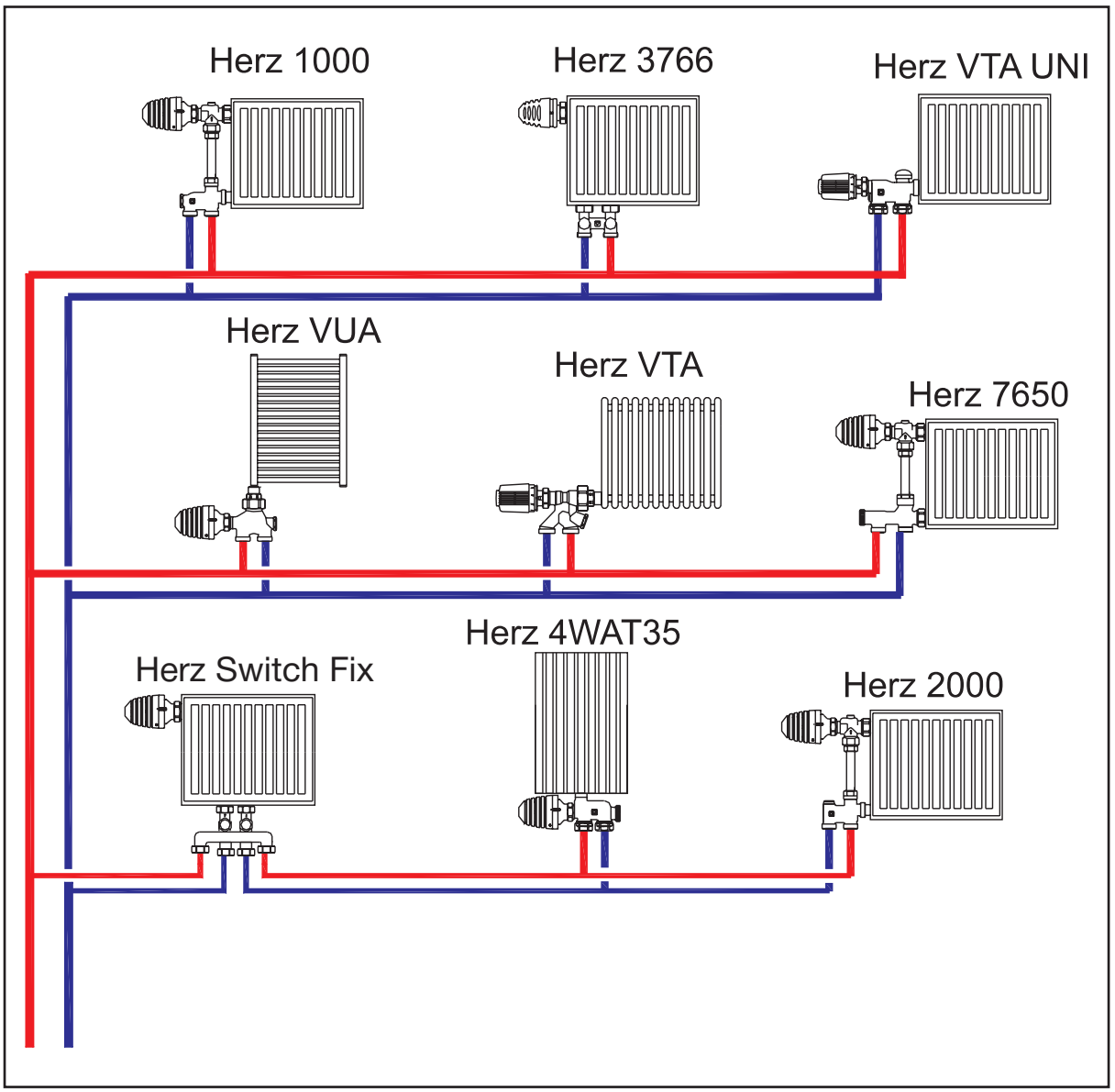


Рис. 9-7. Радіаторна арматура для двотрубної системи опалення

На рис. 9-8 показаний радіатор із вбудованим клапаном і гарнітурою підключення для двотрубної системи.

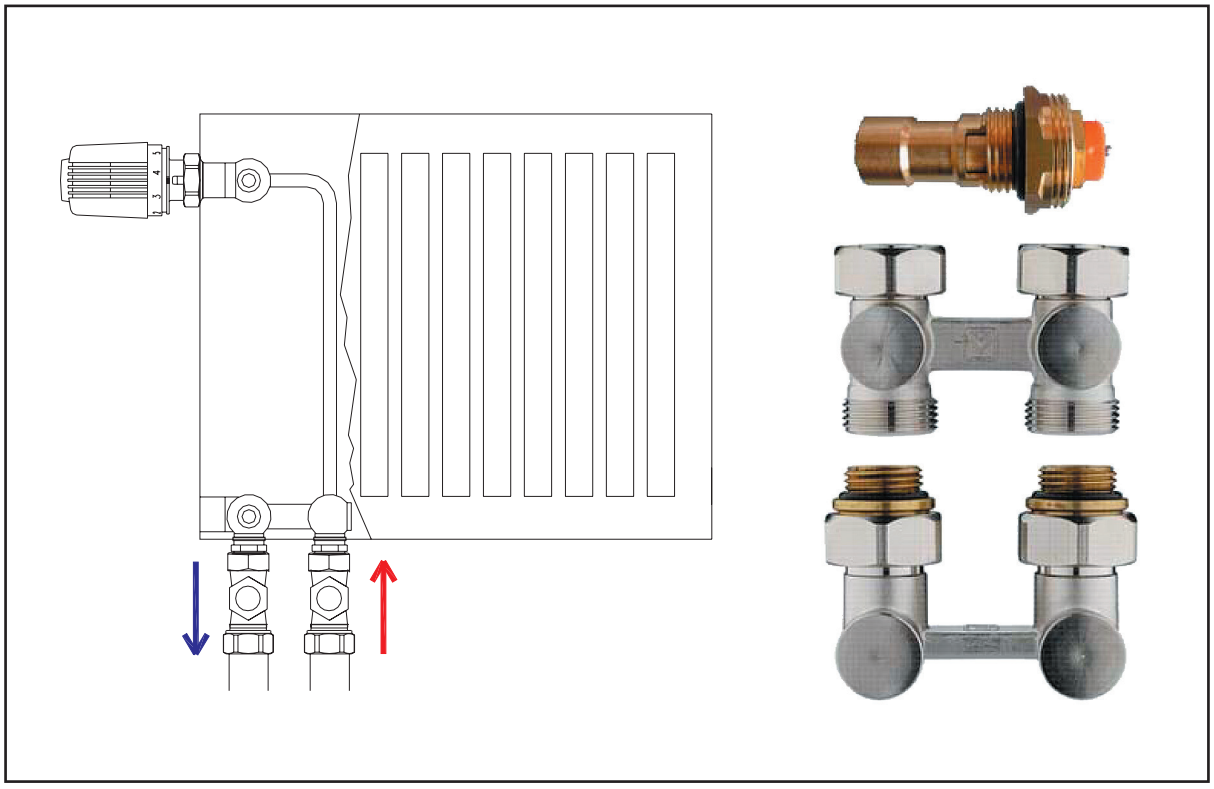


Рис. 9-8. Підключення радіатора з вбудованим клапаном і гарнітурою підключення для двотрубної системи опалення

9.8 Розподільники (колектори)

Вони призначені для централізованого розміщення кількох пристроїв споживання. Це можуть бути контури підлогового опалення чи окремі підключення радіаторів за променевою схемою.

На розподільнику встановлюють спеціальні клапани чи регулювальні вставки для кожного контуру опалення з метою регулювання витрати води, наприклад Topmeter (рис. 9-9).

Витратомір встановлюється на розподільник або колектор і використовують для ручного регулювання об'єму води. Повертаючи витратомір можна регулювати витрату та зчитувати її за шкалою.

Розрізняють штангові та компактні розподільники (колектори).

Штангові розподільники виготовляють з пресованого профілю, що надає можливість виготовляти їх будь-якої довжини.

Компактні розподільники відливаються і, таким чином, мають визначену кількість виходів і входів. Змінити цю кількість можна тільки шляхом приєднання додаткового аналогічного розподільника.

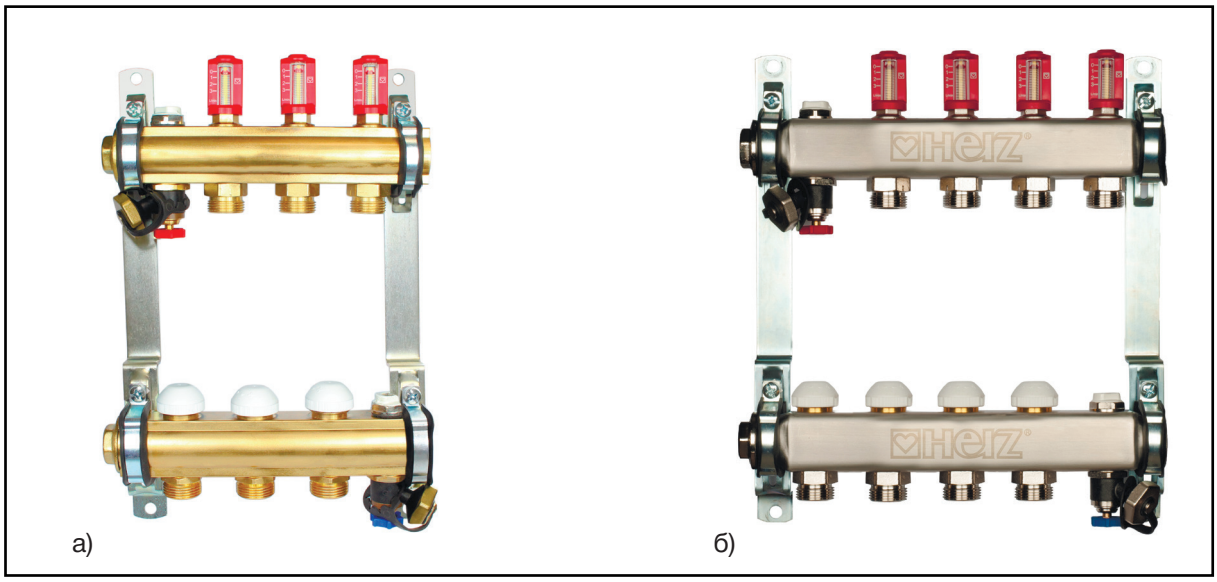


Рис. 9-9. Штангові розподільники з витратомірами: а) з латуні; б) з нержавіючої сталі)

Розподільна система

Розподільна система – це двотрубна система, в якій кожен радіатор підключають безпосередньо до розподільника.

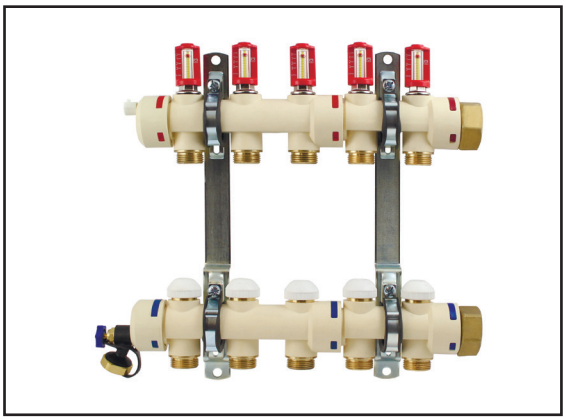


Рис. 9-10. Пластиковий розподільник UNI-MINI з витратомірами

10 Гідравлічний розрахунок однотрубної системи водяного опалення

В кожному стояку або приладовій вітці однотрубної системи прилади з'єднуються одною трубою, по якій вода протікає послідовно через всі опалювальні прилади.
Однотрубні системи опалення розрізняють на:
- проточні – в яких 100 % води протікає через кожен опалювальний прилад;
- із замикальними ділянками у вузлах обв'язки опалювальних приладів – в яких через кожен радіатор протікає лише частка від загальної витрати в стояку (приладовій вітці);
- біфілярні (двухпоточні) – в яких застосовують прилади, розділені на дві рівні частини (наприклад: конвектори, плінтусні конвектори, регістри тощо), через які вся вода протікає спочатку послідовно через першу частину всіх приладів, а потім – через другу частину в протилежному напрямі.

Щоб краще відрізняти значення температур, про які далі йдеться мова, температури в циркуляційному кільці позначатимуться як θ, а температури в радіаторах як t.
Розрахунок охоплює гідродинамічну і теплотехнічну частини (розміри поверхонь нагрівання залежно від розташування і перепаду температури).

10.1 Однотрубні системи опалення із замикальними ділянками

Однотрубні системи із замикальними ділянками зустрічаються, як правило, у старих будівлях. Зараз їх застосовують лише при реконструкції старих систем та при новому будівництві для опалення місць загального користування (сходових кліток, ліфтових холів, коридорів та ін.). Її можна також рекомендувати за наявності різних зон опалення (рис. 10-1).

Переваги:
- економія труб;
- внаслідок роботи радіаторних терморегуляторів витрата води у вітці/стояку залишається приблизно постійною;
- менше отворів у міжповерхових перекриттях;
- найпростіша і найдешевша система водяного опалення.

Недоліки:
- підвищений гідравлічний опір системи – потрібний більш високий тиск насоса і, як наслідок, більше споживання електроенергії;
- складне місцеве регулювання потужності радіаторів. Можна регулювати, найчастіше, лише умовно.

Для **визначення розмірів** використовують три методи:
1. Метод апроксимації – «метод Райхова» (Reichow);
2. Розрахунок за «формулою зрівноваження»;
3. Графічний метод за Хельмкером (Helmker).

У кожному випадку має бути виконана умова рівноваги для паралельно включених опорів. Гідравлічну рівновагу можна легко побачити на рис. 10-1.

Необхідно забезпечити розподіл води у співвідношенні 50/50 %. На цю діаграму за Хельмкером були нанесені падіння тиску у замикальній ділянці B_K і в радіаторі з клапаном B_{HK} при розподілі потоку 50/50 % від загальної витрати. Отримуємо точку перетину обох характеристик (парабол) B_{tat}. Фактично через радіатор проходить 18 % від кількості води. Оскільки цього занадто мало, на замикальній ділянці необхідно створити додатковий опір, що відповідає $B_{HK} - B_K$. Тоді буде забезпечений бажаний розподіл 50/50 %.

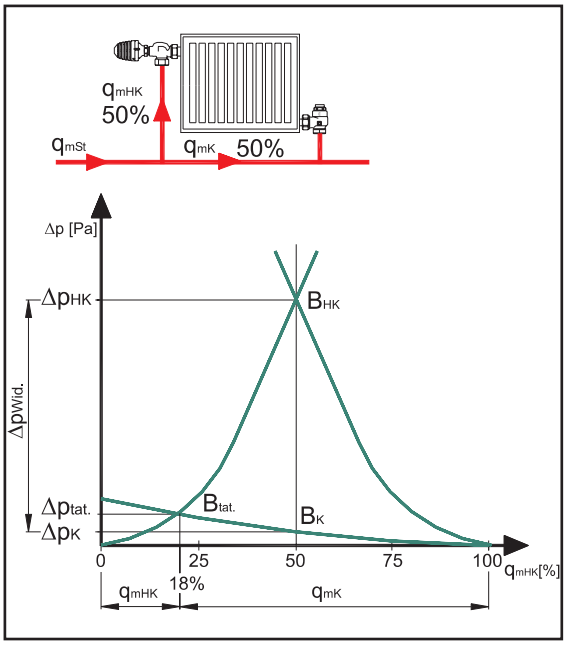


Рис. 10-1. Гідравлічна рівновага

За діаграмою зрівноваження можна визначити диференціальну витрату води Δq_m.

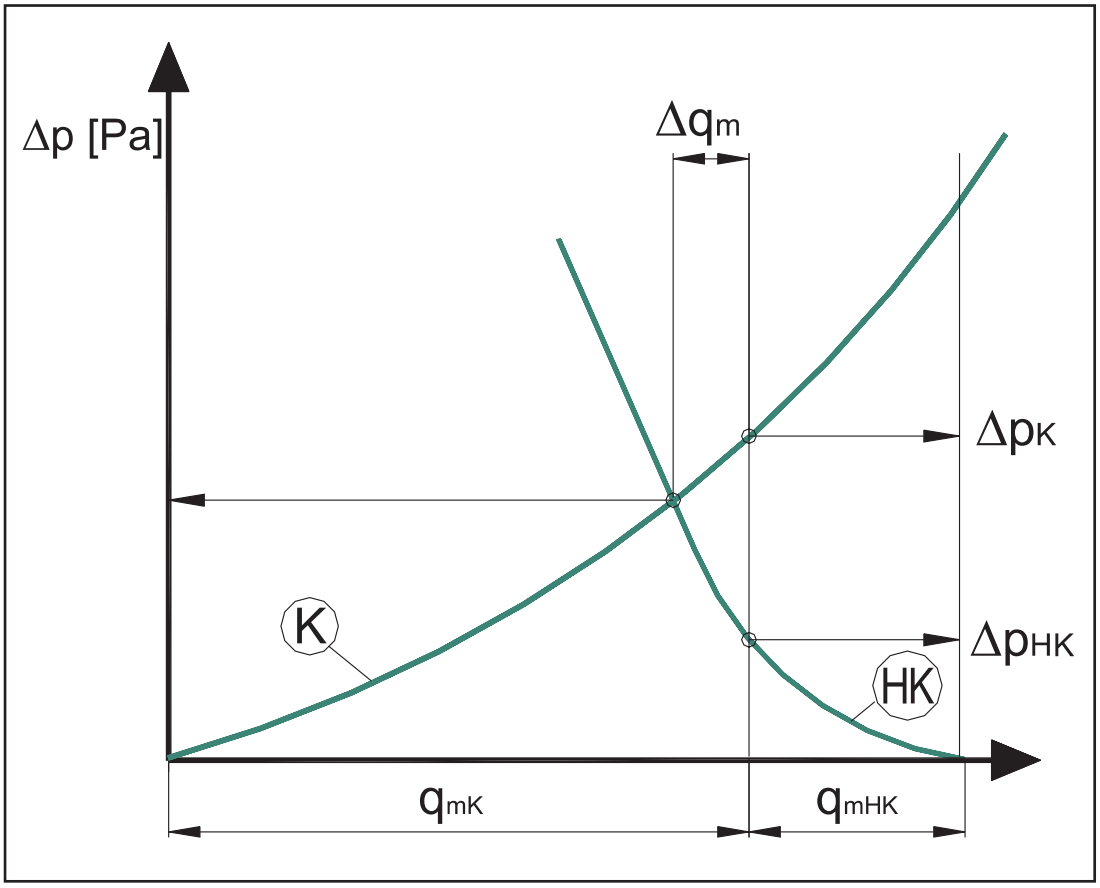


Рис. 10-2. Діаграма зрівноваження

Втрата тиску в однотрубній системі приблизно в 2-4 рази більша, ніж у двотрубній системі опалення, тому необхідно при її конструюванні виконувати розділення системи на дві або більше зон опалення з сумарною потужністю 10 – 15 кВт кожна. При цьому втрати тиску в окремих зонах опалення мають бути однаковими. При використанні стандартних розмірів клапанів, до кожної приладової вітки можна підключити опалювальні прилади сумарною потужністю не більше 6 – 8 кВт при різниці температур 15 K.
При більш високих потужностях кільце ділять на два або більше контурів (рис. 10-3).

Зрівноваження тисків в окремих контурах здійснюють балансувальним клапаном приладової вітки (стояка).

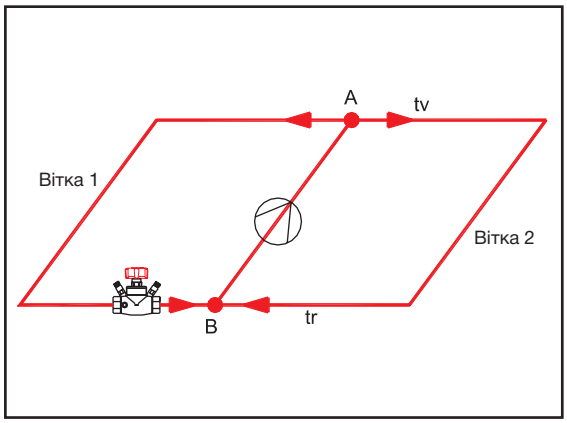


Рис. 10-3. Зрівноваження тиску регулювальним клапаном

Розрахунок контуру опалення:

Необхідна витрата води в циркуляційному кільці обчислюється за сумарною потужністю опалювальних приладів:

$$m_R = \frac{\Sigma \Phi_{HK}}{c \cdot (\theta_V - \theta_R)_R},$$

причому для того, щоб отримати хороше регулювання потужності опалювальних приладів, розрахункова різниця температур повинна становити приблизно 10 - 15 K. Крім того, при визначенні діаметрів трубопроводів не слід обирати занадто малу швидкість води, оскільки це може призвести до заниженої витрати теплоносія через радіатор. Внаслідок цього фактична втрата тиску на замикальній ділянці стала б занадто малою. Однак, при швидкості потоку вище 1 $\frac{м}{с}$ з'являються додаткові шуми.
Тому бажаним є розрахунок зі значеннями $w \le 1 \frac{м}{с}$ і $R \ge 100 \frac{Па}{м}$.
Існує можливість зрівноваження тиску у циркуляційних кільцях регулювальними клапанами, які знаходяться на розподільнику.
В залежності від положення труб, які з'єднують опалювальні прилади, розрізняють горизонтальні та вертикальні системи опалення. По розташуванню магістралей вертикальні системи можуть бути з верхньою розводкою (подавальна магістраль вище опалювальних приладів), з нижньою розводкою (подавальна та зворотна магістралі нижче опалювальних приладів) або з перевернеою циркуляцією (зворотна магістраль вище опалювальних приладів).
В горизонтальній системі перед дверними отворами слід передбачити приховане прокладання труб в каналі у підлозі.

Переваги горизонтальних систем:

- можливим є поповерхове відключення і регулювання (вимірювання);
- мало перетинів трубопроводів з міжповерховими перекриттями;
- можливе подальше розширення приладової вітки та зміна її конфігурації.

За наявності вбудованого насоса (наприклад, в конструкції котла) необхідно перевірити, чи в змозі він подолати розрахунковий гідравлічний опір системи опалення. Для цього по характеристикам насосу та системи слід визначити робочу точку.

Падіння тиску в основному циркуляційному кільці обчислюють за формулою:

$$\Delta p = R \cdot l + \Delta p_E + \Delta p_V;$$

де:

R – питомі лінійні втрати тиску, $R = f(m,D)$, $\frac{Па}{м}$;

l – довжина кільця, м;

Δp_E – падіння тиску на місцевих опорах, Па;

Δp_V – падіння тиску на регулюючих клапанах, Па.

$$\Delta p_E = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}.$$

При наявності в основному циркуляційному кільці регулюючих клапанів, попереднє значення R для вибору діаметрів труб визначають за формулою:

$$R = \frac{a \cdot (\Delta p - \Delta p_v)}{l}.$$

Якщо відомий напір H циркуляційного насоса, то попереднє значення R розраховують як:

$$R = \frac{H}{2 \cdot l}.$$

якщо 50 % втрачається в місцевих опорах та на регулюючих клапанах.

Вибір підключення радіатора

Для того, щоб середня температура радіатора не падала занадто низько, внаслідок чого його потужність стане недостатньою, різниця температур радіатора має становити близько 15 K.

Бажане співвідношення витрати води через опалювальний прилад до витрати в циркуляційному кільці:

$$\frac{q_{m\,HK}}{q_{m\,R}} = \frac{\Phi_{HK} \cdot c \cdot (\theta_{VR} - \theta_{RR})}{\Sigma (\Phi_{HK} \cdot c \cdot \Delta\theta_{HK})} =$$

$$= \frac{\Phi_{HK} (\theta_V - \theta_R)}{\Sigma (\Phi_{HK} \cdot \Delta\theta_{HK})} =$$

$$= \frac{опалювальний\ прилад - потік}{циркуляційне\ кільце - потік\ води}$$

Витрата через радіатор:

На підставі рівняння рівноваги перепад тиску на замикальній ділянці дорівнює перепаду тиску у вузлі обв'язки радіатора НК:

$$\Sigma (R \cdot l + \Delta p_E + \Delta p_v)_{HK} = \Sigma (R \cdot l + \Delta p_E)_R$$

і виконуватиметься певне співвідношення:

$$\frac{q_{m\,HK}}{q_{m\,R}}.$$

В таблицях 10-1 і 10-2 наведено співвідношення $q_{m\,HK}/q_{m\,R}$ для різних комбінацій діаметрів труб.
Визначивши табличне значення певного співвідношення та знаючи витрату в циркуляційному кільці $q_{m\,R}$ отримують витрату через радіатор $q_{m\,HK}$.
Різницю температур радіатора розраховують за формулою:

$$\Delta\theta = \frac{\Phi_{HK}}{c \cdot q_{m\,HK}}.$$

Якщо $\Delta\theta$ набагато більше 10-15 K, то слід збільшити типорозмір радіатора, який підключається.

Температура на виході з радіатора:

$$\theta_R = \theta_V - \Delta\theta\,.$$

Температуру на вході до наступного радіатора обчислюють, виходячи з остигання води в кільці:

$$\Delta\theta = \frac{\Phi_{HK}}{\sum \Phi_{HK}} \cdot (\theta_V - \theta_R).$$

Температура на вході до наступного радіатора – це температура на вході до попереднього радіатора θ_{V1} за вирахуванням остигання $\Delta\theta$:

$$\theta_{V2} = \theta_{V1} - \Delta\theta.$$

На рис. 10-4 графічно відображено хід розрахунків.

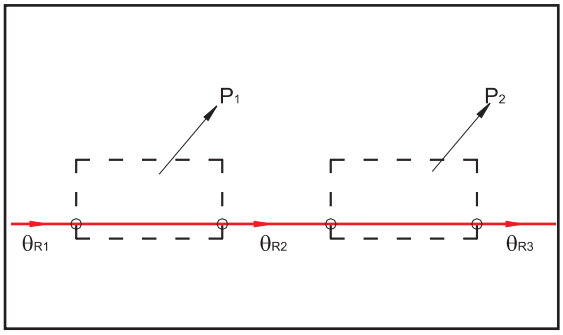


Рис. 10-4. Остигання води в циркуляційному кільці

Таблиця. 10-1. Сталеві труби

d	HK/STG	1/2"	3/4"	1"	1¼"
15,5	3,8	1/6	1/10	1/15	1/30
16	1/2"	1/3	1/7	1/10	1/15
21,6	3/4"		1/3	1/6	1/10
27,2	1"			1/3	1/7

Таблиця. 10-2. Мідні труби відповідно до ÖNORM M 3548, труби з низьковуглецевої сталі відповідно до DIN 2394

d	HK/STG	12 x 1	15 x 1	18 x 1	22 x 1sd
10	12 x 1	1/3	1/5	1/7	1/11
13	15 x 1		1/3	1/4	1/7
16	18 x 1			1/3	1/5

Синім позначено типорозмір труб підключення радіатора HK.
Червоним вказано типорозмір труб циркуляційного кільця.

Співвідношення витрат залежить від розміру підключення і розміру трубопроводів у кільці.
d – внутрішній діаметр у мм.

Наведені вище таблиці дійсні для

$\sum\zeta_{HK} \approx 10$, $\sum\zeta_K = 0{,}5$, $l_K \approx 10$ м, $l_{HK} \approx 0{,}5$

(див. Велльзанда, IKZ 19/1970 і Брюннера).

Розрахунок радіаторів:

Коли діаметр підключення і температури встановлені, необхідно визначити типорозміри радіаторів шляхом перерахунку розрахункових потужностей на стандартні температури.
Коефіцієнт зниження потужності дорівнює: $f_1 \cdot f_5$.
При більш низькій температурі на вході до радіатора його потужність буде нижче стандартної, визначеної при 75/65/20 °C.

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln \dfrac{\theta_v - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}},$$

де:
ΔT_{ln} = логарифмічний температурний напір.

$$\Phi_{100} = \frac{\Phi}{\left(\frac{\Delta T_{ln}}{\Delta T_{ln\,100}}\right)^{n}} = \frac{\Phi}{f_1}, \quad f_1 = \left(\frac{\Delta T_{ln}}{60}\right)^{2}.$$

При підключенні через вузол одномісного підключення (із заглибною трубою):

$\theta_V - \theta_R = \Delta\theta$	f_5
= 20 K	= 1,07 ... 1,08
= 10 K	= 1,04
= 04 K	= 1,02

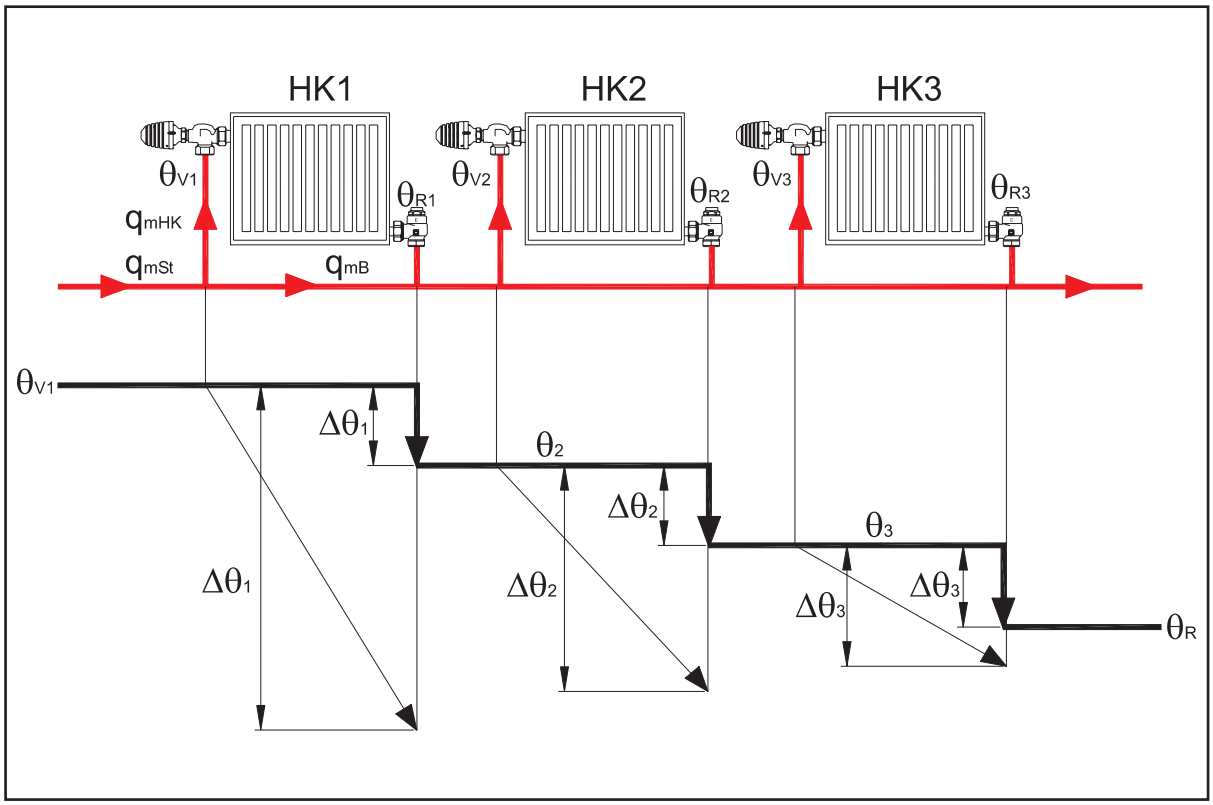


Рис. 10-5. Температурна характеристика однотрубної системи опалення

У **системі із замикальними ділянками** у вузлах обв'язки опалювальних приладів навіть при повністю відкритому клапані через радіатор проходить тільки частка від загальної витрати води, решта проходить через замикальну ділянку.

У **проточній системі** (без замикаючих ділянок) 100% води проходить через кожен радіатор. При більшій витраті води теплоносій охолоджується менше, а отже для забезпечення тієї ж теплової потужності радіатор матиме менший розмір, оскільки його середня температура θ_m зростає. З урахуванням остигання води, радіатори з однаковою тепловою потужністю, які за напрямом руху теплоносія встановлені першими в циркуляційному кільці, матимуть менший розмір, а найбільш віддалені – більший. Тому першими, по можливості, слід підключати радіатори, що мають велике теплове навантаження.

Завдяки більш високим значенням середньої температури радіаторів, будуть необхідні трохи менші поверхні нагріву (на 4-6%). Для кращого регулювання потужності потрібний пристрій централізованого регулювання температури подавальної лінії.

Вибір насоса:
В однотрубній системі опалення потрібен насос для подолання гідравлічного опору основного циркуляційного кільця системи – найбільш навантаженого з найвіддаленіших контурів опалення.

Витрату отримуємо із суми розрахункових витрат в усіх циркуляційних кільцях.

Опір системи визначають за найбільш несприятливим контуром.
При виборі насоса слід враховувати підвищені опори клапанів.

$$\Delta p = R \cdot l + Z = R \cdot l + \sum \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}.$$

Падіння тиску в місцевих опорах Δp_E можна також вказати в еквівалентних довжинах труб:

$$\Delta p = R \cdot (l + l_{äqu}).$$

Орієнтовні розрахункові значення для підбору діаметрів труб:

Стояки:

$$R = 100\text{-}150 \frac{\text{Па}}{\text{м}}.$$

Приладова вітка:

ω = 0,5 ...1 м/с або відповідно до діаметра підключення клапана 15 або 18
($R \cong$ 200...700 Па/м для 6...10 кВт).

Падіння тиску на радіаторних клапанах слід визначати по діаграмам.
($\Delta p_v \cong$ 500...1000 Па).

Зазвичай до контуру можна підключати не більше семи радіаторів. Трубу 18x1 прокладають у теплоізоляційній оболонці або в спеціальних плінтусах.

10.2 Спеціальна арматура для однотрубних систем опалення

Для однотрубних систем опалення використовують спеціальну арматуру, в конструкції якої передбачено вбудовані замикальні ділянки (байпаси).

Теплоносій розділяється у клапані на два потоки: через радіатор і через байпас. На заводі клапани попередньо налаштовують на певне значення потоку через радіатор (коефіцієнт затікання), наприклад 35%, але ця пропорція може бути при необхідності змінена.

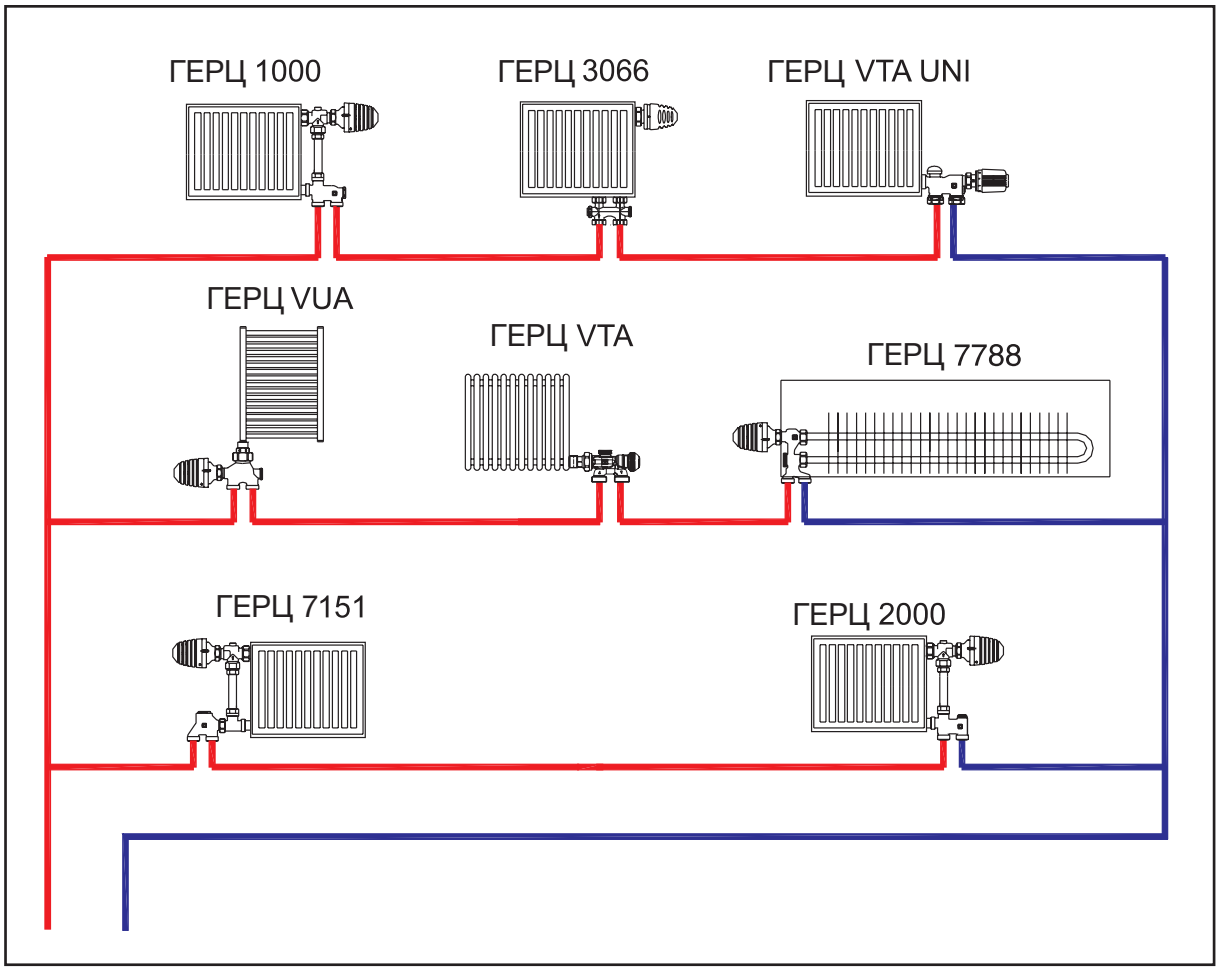


Рис. 10-6. Арматура для радіаторів в однотрубних системах опалення

Радіатори з нижнім підключенням із вбудованими терморегулювальними клапанами

Підключення таких радіаторів до однотрубних систем здійснюють за допомогою спеціального вузла ГЕРЦ-3000 (1 **3066** XX), в якому можна налаштовувати різний коефіцієнт затікання теплоносія в опалювальний прилад поворотом регулювального шпинделя. Цей вузол з повністю перекритим байпасним отвором можна застосовувати в двотрубних системах опалення.

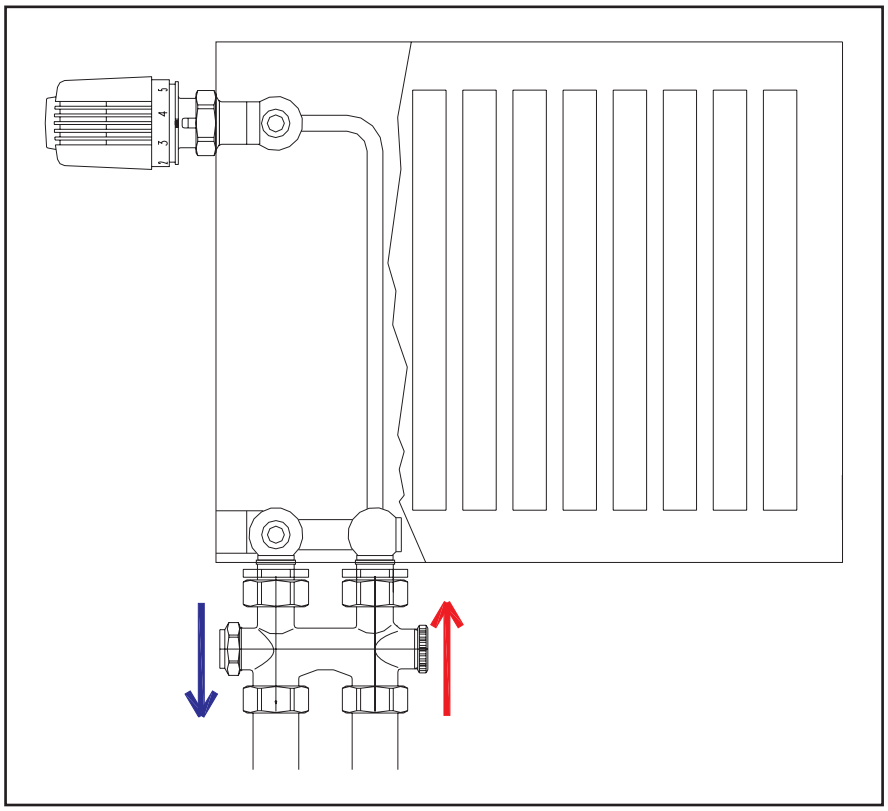


*Рис. 10-7. Радіатор з вбудованим термостатичним клапаном і вузлом нижнього підключення HERZ 3000 (1 **3066** 01)*

Регульований байпас знаходиться всередині корпусу вузла підключення (заводське налаштування – відкритий на 5 обертів = частка затікання 40 %).

11 Гідравлічне балансування

11.1 Попередня настройка клапанів радіаторних терморегуляторів

Як змінюється витрата води під час відкриття клапана? Нестримно зростає, збільшується пропорційно або спочатку залишається малою і значно зростає у кінці процесу відкриття?

$$\theta_m = \frac{\theta_V + \theta_R}{2},$$

$$\Phi = U \cdot A \cdot (\theta_m - \theta_i) = U \cdot A \cdot \Delta\theta.$$

Під θ_m розуміють середню температуру теплоносія в радіаторі. Проте, оскільки всі радіатори завжди розраховані на одну і ту саму середню температуру, необхідно було б потурбуватися про те, щоб і на практиці всі радіатори завжди виходили б на цю середню температуру (наприклад, 80 °C).

Яким чином здійснюють вплив на величину θ_m і наскільки негативно позначається нерівність окремих значень θ_m?

Вплив здійснюють:

1. Через температуру подавальної лінії і, відповідно, температуру на вході до радіатора;
2. Через витрату води в радіаторі за одиницю часу, яка залежить від тиску насоса та опору клапана.

Оскільки на практиці більшість встановлених клапанів терморегуляторів під час монтажу не налаштовують на проектне значення настройки (налаштування здійснюють лише після промивання системи), через перший радіатор проходить більша кількість води, ніж через останній. Таким чином, перше приміщення буде перегріте, а останнє залишиться холодним. Тепловіддача умовно зображена на схемі у вигляді заштрихованих ділянок.

Принцип функціонування великих та малих систем однаковий, тому далі розглянемо тільки чотири приміщення з однаковою потребою тепла і, тому, з радіаторами однакового розміру та з однаковою регулюючою арматурою.
Тиск, створений насосом, частково втрачається в трубопроводі.

Таким чином, температура повітря у останньому приміщенні не досягає бажаного значення. Через перші два радіатори тече надто багато води. Що часто роблять в цих випадках?

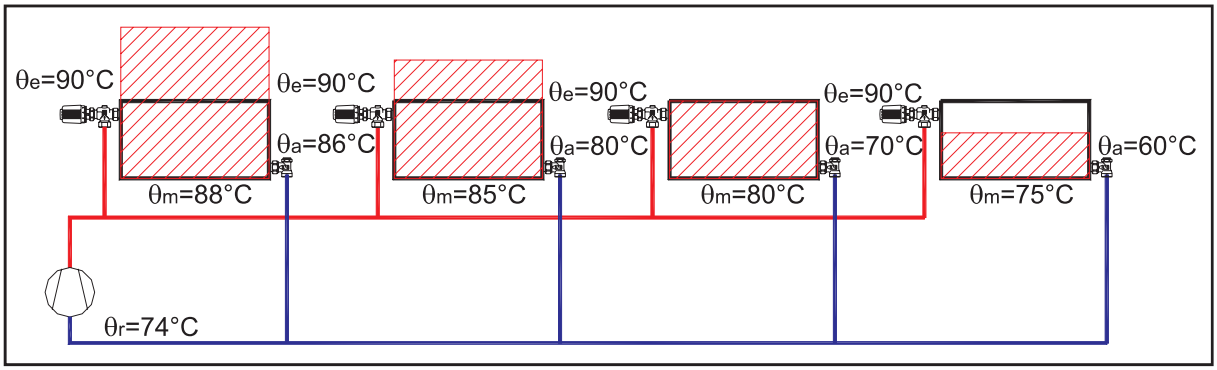


Рис. 11-1. Розподілення теплоносія між радіаторами в розбалансованій системі

а) підвищують температуру подавальної лінії;

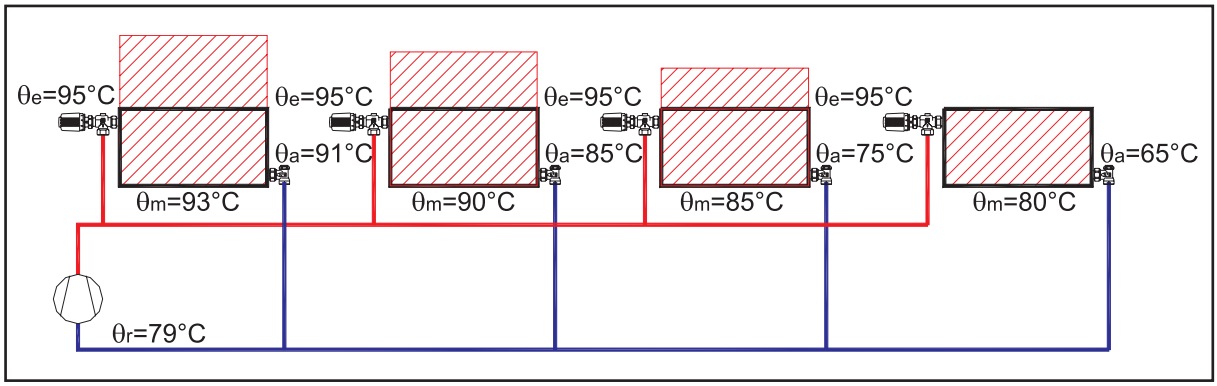


Рис. 11-2. Розбалансована система при завищеній температурі теплоносія в подавальному трубопроводі

б) підвищують напір насоса.

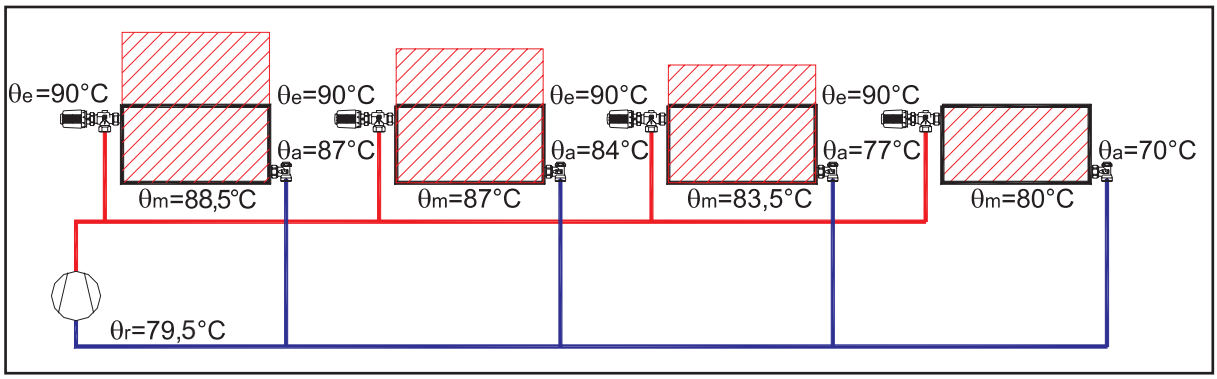


Рис. 11-3. Розбалансована система при збільшеному напорі насоса

Тоді отримаємо:
в останньому приміщенні встановлюється бажане тепло, а всі інші приміщення перегріваються, часто до 6 °C вище розрахункової температури, і дорогоцінна теплова енергія відводиться найдорожчим «методом регулювання» – відкриттям вікон.

Можна побачити, наскільки важливо забезпечити розрахункову витрату води у кожному радіаторі. Це означає, що штучний опір повинен знизити занадто великий тиск насоса там, де витрата завищена, щоб радіатори, розташовані далі, при меншому напорі насоса отримували більшу кількість води. Щоб зробити порівняння можливим без складних обчислень, необхідне збільшення опору в радіаторах може бути виражене у вигляді значень дзета.

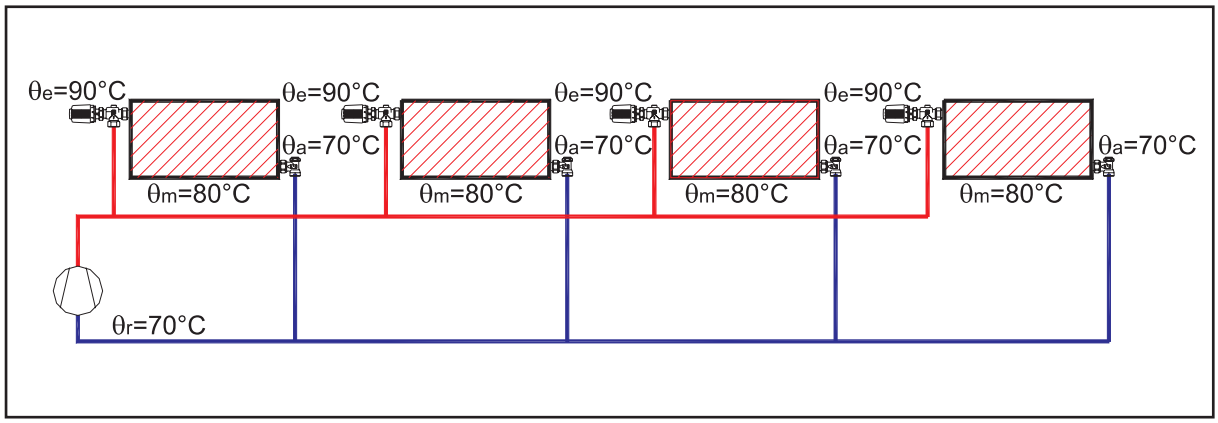


Рис. 11-4. Правильне розподілення теплоносія в радіаторах

Вирівнювання цих значень дає бажану тепловіддачу. На практиці варіювання діаметром труб майже неефективне, тому цей штучний опір необхідно створити при налагодженні системи шляхом попередньої настройки термостатичного клапана. Існують різні види попередньої настройки термостатичних клапанів.

- зі скритою плавною попередньою настройкою;
- з відкритою плавною попередньою настройкою;
- з точною ступінчастою відкритою попередньою настройкою;
- з фіксованим значенням k_v.

В залежності від конструкції, прохідний отвір клапана зменшують зміною каліброваного отвору на втулці клапана або зміною положення втулки по відношенню до сідла клапана (див. рис. 11-15). Це надає можливість виконати налагодження швидко, точно та надійно.

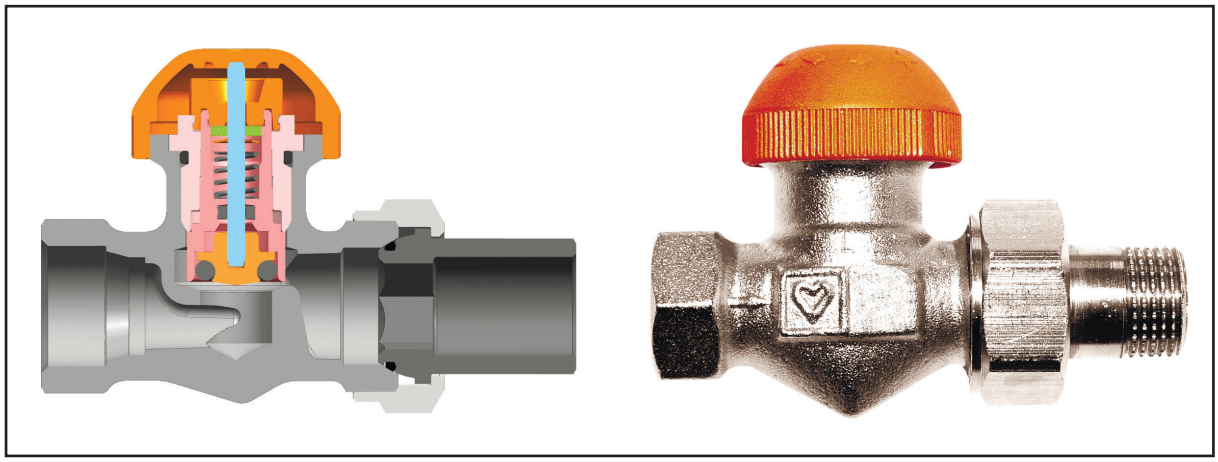


Рис. 11-5. Термостатичний клапан HERZ TS-98-V

11.2 Налагодження системи

11.2.1 Робочий процес регулювання

Всі клапани настроюють на визначені розрахунком та зазначені у проєктній документації значення попередньої настройки (при цьому на клапані терморегулятора забезпечується втрата тиску Δp = 5 - 20 кПа). Двоходові регулювальні клапани та термостатичні клапани мають бути відкриті. Щоб відкрились клапани терморегуляторів, температуру повітря в приміщенні знижують. У цьому методі найвіддаленіший клапан у кожному контурі слугує еталонним клапаном. Потім послідовно встановить розрахункову витрату на інших клапанах цього контуру (спочатку на клапанах, найбільш віддалених від насоса). Коли всі приладові вітки відрегульовані, проводять налагодження головної лінії.
Після налагодження всієї системи (коли витрата у кожному клапані є розрахунковою) всі встановлені значення настройок фіксують та записують. Для настройки насоса на робочу точку потрібно правильно налаштувати кореневий балансувальний клапан, який встановлюють після насосу. За необхідності, насос можна замінити на інший, розрахований на потрібну витрату.

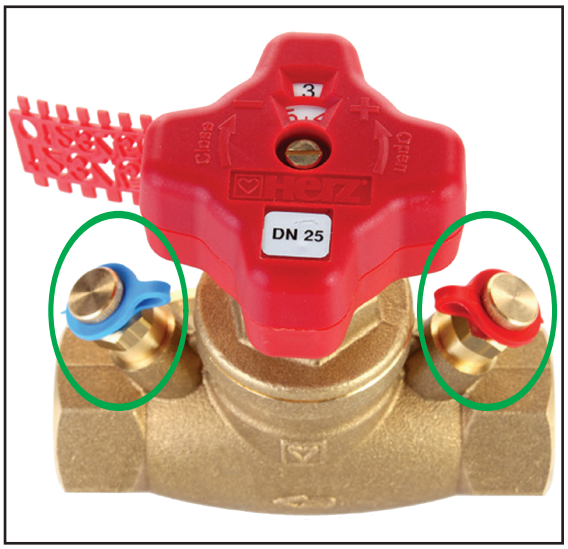


Рис. 11-6. Балансувальний клапан з двома вимірювальними ніпелями для вимірювання перепаду тиску (HERZ 4217)

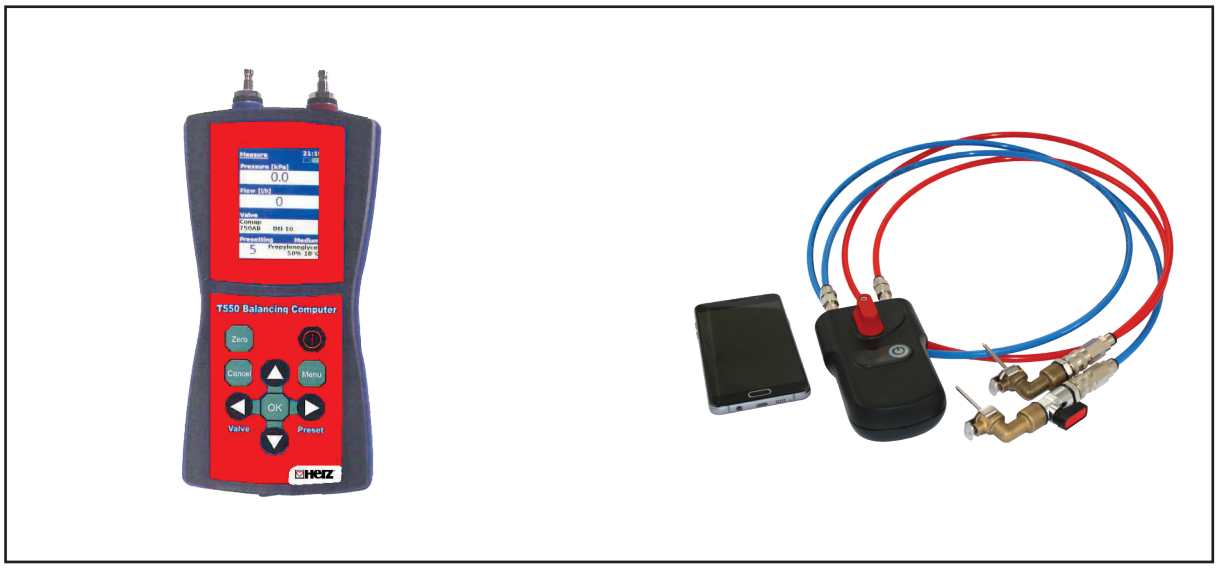


Рис. 11-7. Вимірювальний комп'ютер (HERZ 8900)

11.2.2 Пропорційне регулювання

Метод пропорційного регулювання допомагає покращити гідравлічне балансування системи опалення. При пропорційному методі наладки один вимірювальний комп'ютер використовують як контрольний пристрій, а другий – як пристрій для налаштування (балансування) окремих приладових віток. За наявності тільки одного вимірювального комп'ютера також можна здійснити балансування, але необхідно виконати декілька етапів, які описані нижче.

Гідравлічне балансування
Термін «гідравлічне балансування» в основному використовують в системах водяного опалення, але його також застосовують у системах охолодження та водопостачання. Завдяки гідравлічному балансуванню системи опалення кожен радіатор або контур панельно-променевого опалення забезпечують такою витратою теплоносія, яка потрібна для досягнення бажаної температури в окремому приміщенні при заданій температурі подачі.

Переваги гідравлічного балансування

Гідравлічно збалансована система працює з оптимальним тиском та мінімально необхідною витратою. Це забезпечує зниження втрат теплової енергії та експлуатаційних витрат.

Основні переваги:

- комфортні умови життєдіяльності (відсутність недогріву або зависокої температури повітря в приміщеннях, безшумна робота);
- енергозбереження;
- захист навколишнього середовища.

Наслідки відсутності гідравлічного балансування

В гідравлічно розбалансованій системі радіатори, розташовані близько до джерела тепла, отримають теплоносій в надлишку, а найвіддаленіші радіатори, наприклад, розташовані на верхніх поверхах, недоотримають теплоносій або можуть зовсім не прогріватися. Якість регулювання у віддалених кімнатах знаходиться на низькому рівні. Проявляються інші недоліки відсутності гідравлічного балансування:

- відсутність нагрівання окремих радіаторів внаслідок перевантаженості інших
- виникнення шуму на термостатичних клапанах внаслідок високого перепаду тиску;
- виникнення шуму в трубах внаслідок занадто високої швидкості потоку;
- терморегулятор нездатний регулювати витрату теплоносія внаслідок занадто високого перепаду тиску на клапані;
- завищена температура теплоносія в системі опалення для компенсації недогріву;
- високі експлуатаційні витрати у разі необґрунтовано завищеного напору насоса;
- погіршення ефективності теплогенератора внаслідок високих температур у системі і витрати, яка значно змінюється;
- невиправдано висока температура теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах.

Ефективність системи погіршується особливо при використанні сучасних конденсаційних котлів, теплових насосів або геліосистем.

Наочний приклад розбалансованої системи

Наведений нижче рисунок чітко показує нерівномірний розподіл тепла між окремими споживачами. Опалювальний прилад, розташований поблизу насоса, отримує надлишкову витрату, тоді як найвіддаленіший – отримує явно недостатню кількість теплоносія.

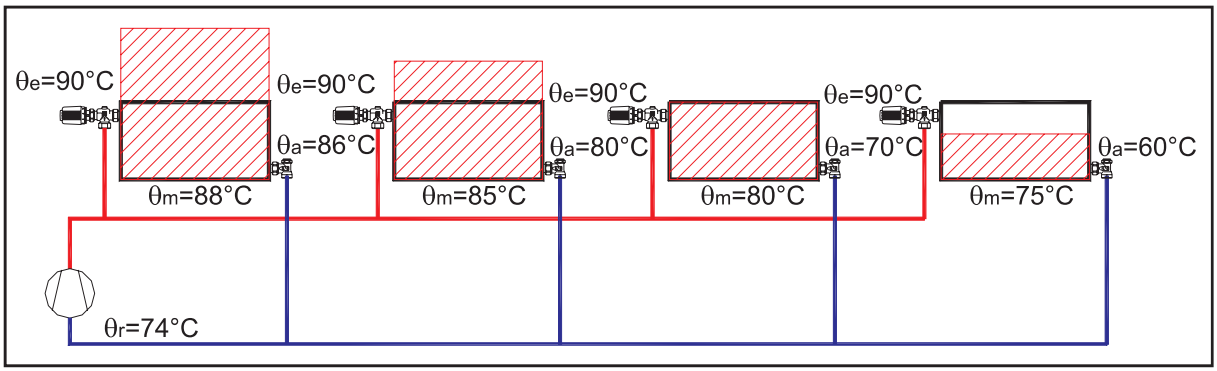


Рис. 11-8. Чотири радіатори в розбалансованій системі

Часто у такому разі роблять неправильний висновок, що температура теплоносія в подавальному трубопроводі занадто низька і, як запобіжний засіб, її підвищують. Якщо цей захід також не призводить до бажаного результату, у багатьох випадках збільшують напір насоса. Досягнувши, нарешті, нагрівання останнього радіатора, часто забувають про те, що всі інші радіатори явно мають зависоку потужність. Проте, всі ці зміни не призводять до гідравлічного балансування системи опалення. Підвищення температури теплоносія в подавальному трубопроводі або збільшення напору насоса призводять до надмірно високих експлуатаційних витрат та викликають шуми на клапанах або в трубопровідній мережі.

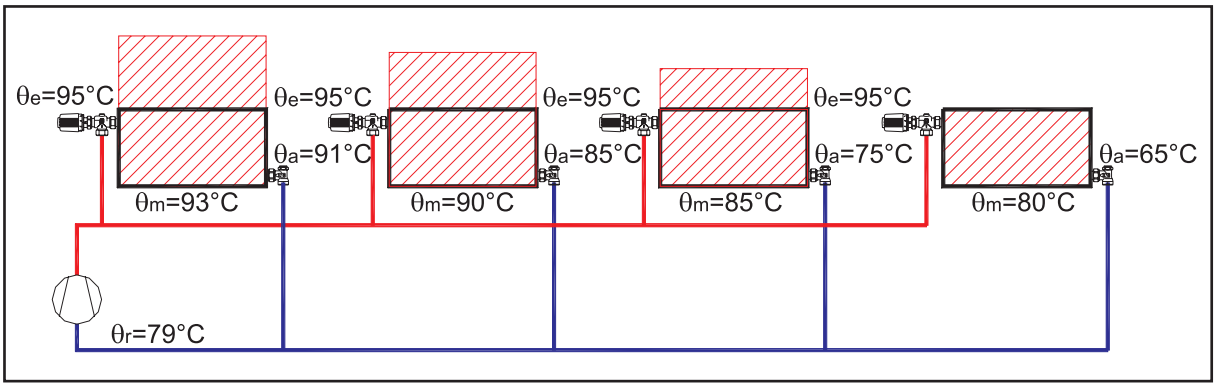


Рис. 11-9. Розбалансована система при завищеній температурі теплоносія в подавальному трубопроводі

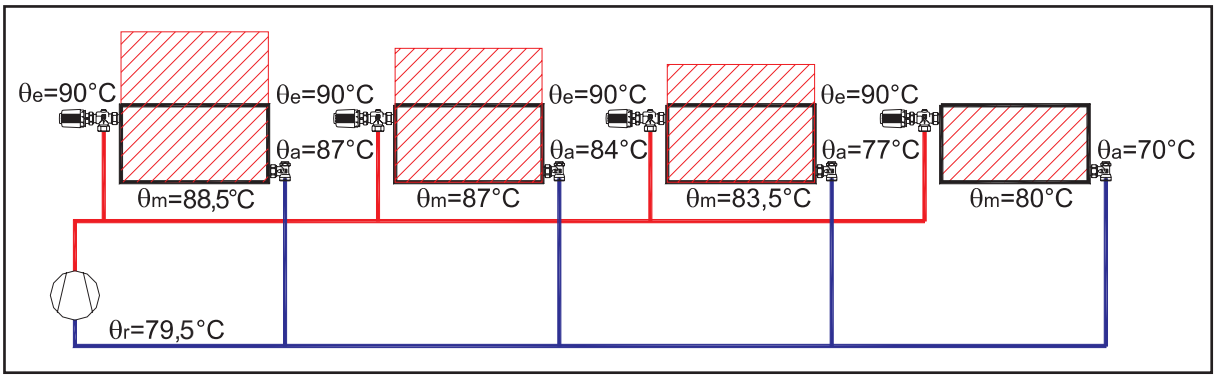


Рис. 11-10. Розбалансована система при збільшеному напорі насоса

Наочний приклад налаштованої системи

На рисунку 11-11 чітко показано відмінність порівняно з рисунками, наведеними вище. В цьому випадку ні температура теплоносія в подавальному трубопроводі, ні напір насоса не були збільшені, але система опалення була відрегульована (попередньо налагоджена). Усі споживачі отримують дійсно необхідну кількість теплової енергії. І можна констатувати, що кожен отримує розрахункову витрату теплоносія та забезпечує саме необхідну потужність. Отже, система налаштована.

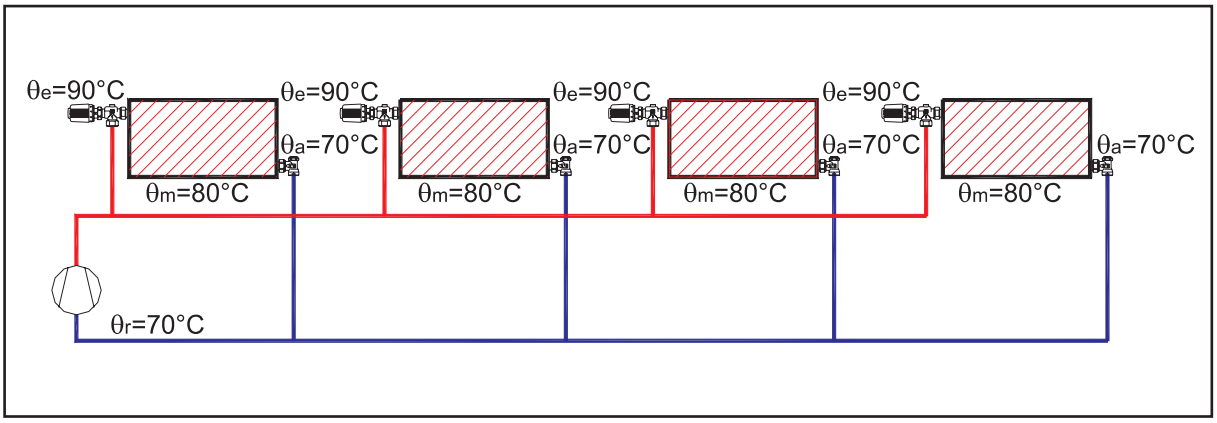


Рис. 11-11. Правильне розподілення теплоносія в радіаторах

Порядок гідравлічного балансування

- Визначення реальної потужності опалювальних приладів відповідно до температури подачі та фактичної температури теплоносія в зворотному трубопроводі;
- Розрахунок температури системи, за якої потужність радіатора відповідає зниженому тепловому навантаженню;
- Визначення розрахункової витрати для кожного радіатора;
- Налаштування всіх регулювальних клапанів відповідно до розрахованих значень настройки.

Регулювальні клапани для гідравлічного балансування

- Ручні балансувальні клапани;
- Автоматичні балансувальні клапани:
  - регулятори перепаду тиску;
  - регулятори витрати.

Гідравлічне балансування (пропорційний метод)

Пропорційний метод є зручним способом для балансування складних систем опалення. Якщо мережа містить декілька приладових віток, будь-яка зміна витрати в одній з них призведе до змін витрат в інших приладових вітках. Наприклад, у 1-ій вітці ви встановили витрату на розрахункове значення $Q_{розр1}$, але як тільки ви перейшли на 2-гу вітку та змінили витрату в ній, це призведе до зміни витрати в 1-ій вітці. Пропорційний метод ефективно вирішує цю проблему.

Приклад.

Для мережі з 4-ма приладовими вітками розрахункові витрати становлять (рис. 11 – 12):

Вітка 1: $Q_{розр1} = 1165 \frac{л}{год}$;

Вітка 2: $Q_{розр2} = 353 \frac{л}{год}$;

Вітка 3: $Q_{розр3} = 695 \frac{л}{год}$;

Вітка 4: $Q_{розр4} = 232 \frac{л}{год}$;

$Q_{розр}$ = розрахункова (необхідна) витрата.

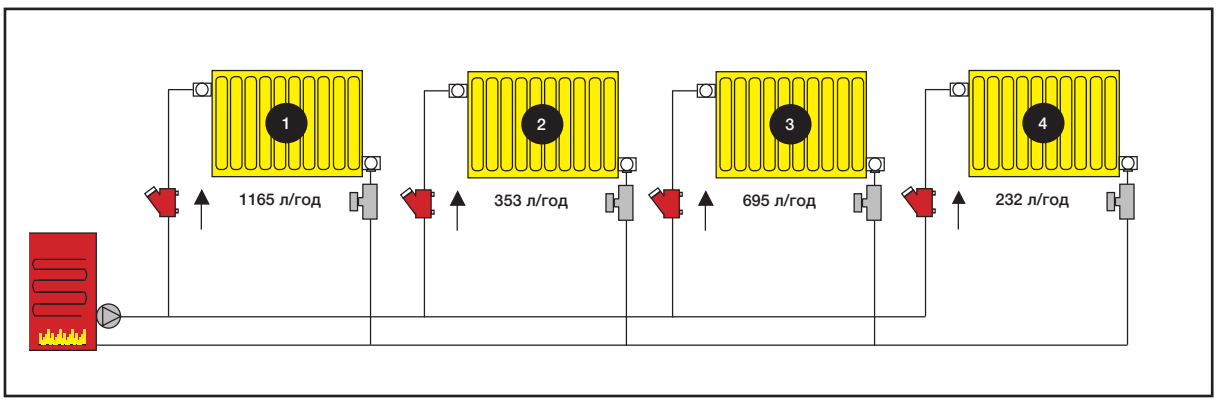


Рис. 11-12.

Вимірювання виконують коли всі клапани повністю відкриті. Результати вимірювань (рис. 11 - 13):

Вітка 1: $Q_{розр1} = 1421 \frac{л}{год}$;

Вітка 2: $Q_{розр2} = 554 \frac{л}{год}$;

Вітка 3: $Q_{розр3} = 938 \frac{л}{год}$;

Вітка 4: $Q_{розр4} = 250 \frac{л}{год}$.

Визначають коефіцієнт витрати R:

$$R = \frac{Фактична\ витрата\ Q_{факт}}{Розрахункова\ витрата\ Q_{розр}}$$

Отримані результати (рис. 11 - 13):

Вітка 1:
$Q_{факт1} = 1421 \frac{л}{год}$ $R_1 \rightarrow 1421 / 1165 = 1,22$;

Вітка 2:
$Q_{факт2} = 554 \frac{л}{год}$ $R_2 \rightarrow 554 / 353 = 1,57$;

Вітка 3:
$Q_{факт3} = 938 \frac{л}{год}$ $R_3 \rightarrow 938 / 695 = 1,35$;

Вітка 4:
$Q_{факт4} = 250 \frac{л}{год}$ $R_4 \rightarrow 250 / 232 = 1,08$.

З результатів можна побачити, що кожний коефіцієнт витрати перевищує ($R_i > 1$). Це означає, що фактична сумарна витрата перевищує розрахункову. В іншому випадку, необхідно було б збільшити витрату, підвищив напір насосу, щоб, принаймні, вирівняти їх значення.

Балансування системи за допомогою двох вимірювальних комп'ютерів

За наявності двох вимірювальних комп'ютерів перший комп'ютер (так званий «еталонний прилад») підключають до вітки з найменшим коефіцієнтом витрати (у цьому прикладі вітка 4), налаштування клапана №4 залишають без змін. Другий комп'ютер підключають до вітки, що має найвищий коефіцієнт витрати (вітка 2). Починають зменшувати настройку клапана №2 (коригуючи у комп'ютері значення настройки клапана після кожної її зміни) доки значення R на обох вітках не зрівняються: $R_2 = R_4$ (наприклад 1,20). Рівність цих коефіцієнтів досягається методом послідовних наближень. До цього моменту витрати віток 2 і 4 все ще не збігаються із заданими, але пропорційно вони збалансовані між собою. Тепер вимірювальний комп'ютер від'єднують від вітки 2 і приєднують до вітки 3. Ті самі дії, які описані вище, повторюють доки не буде досягнуто рівність: $R_3 = R_4 = 1,25$ (наприклад). Слід зазначити, що коли вітка 3 буде ув'язана з віткою 4, яка, в свою чергу, ув'язана з віткою 2, то значення їх коефіцієнтів витрати теж вирівнюються і вітки 2, 3 і 4 будуть пропорційно збалансовані між собою.
Ті самі дії виконуємо для вітки 1, наприклад доти, доки $R_1 = R_4 = 1,15$. В цей час $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = 1,15$ (наприклад). Тепер необхідно знизити напір насоса, щоб коефіцієнт витрати становив близько 1. Якщо насос не має частотного регулювання, то повинен бути встановлений головний ручний балансувальний клапан всієї системи, на якому налаштовують сумарну розрахункову витрату. При цьому досягається рівність коефіцієнтів $R_1 \approx R_2 \approx R_3 \approx R_4 \approx 1,0$ та витрата розподіляється між вітками пропорційно.

Приклад для балансування окремих віток

- перший вимірювальний комп'ютер приєднують до вітки 4, у якої найменший коефіцієнт витрати;
- другий вимірювальний комп'ютер приєднують до вітки 2, у якої найбільший коефіцієнт витрати;
- витрату вітки 2 зменшують до $R_2 = R_4$ (наприклад, 1,32, рис. 11 - 14).

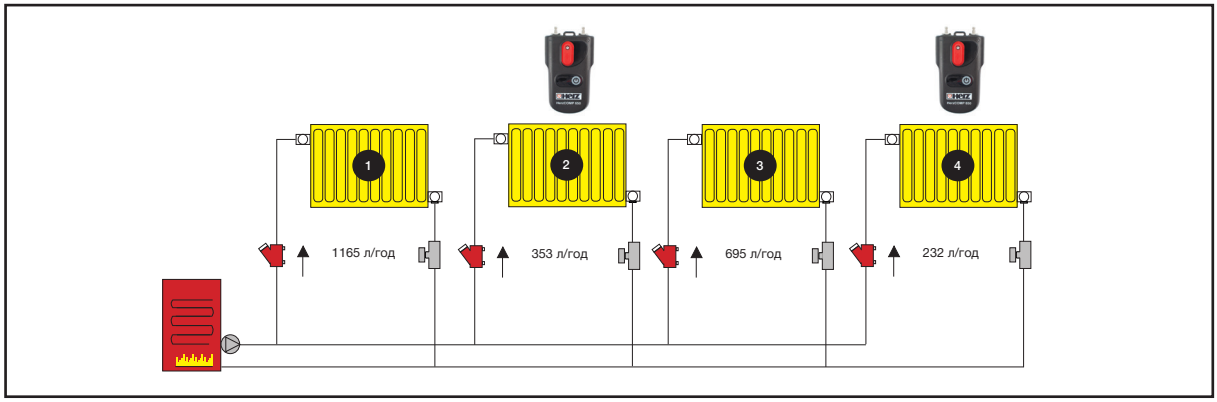


Рис. 11-13.

$R_1 = 1,22$ $R_2 = 1,57$ $R_3 = 1,35$ $R_4 = 1,08$

- «еталонний» вимірювальний комп'ютер залишають на вітці 4;
- другий вимірювальний комп'ютер приєднують до вітки 3, в якій на цьому етапі найбільший коефіцієнт витрати;
- витрату вітки 3 зменшують до $R_2 = R_3 = R_4$ (наприклад, 1,33, рис. 11-15).

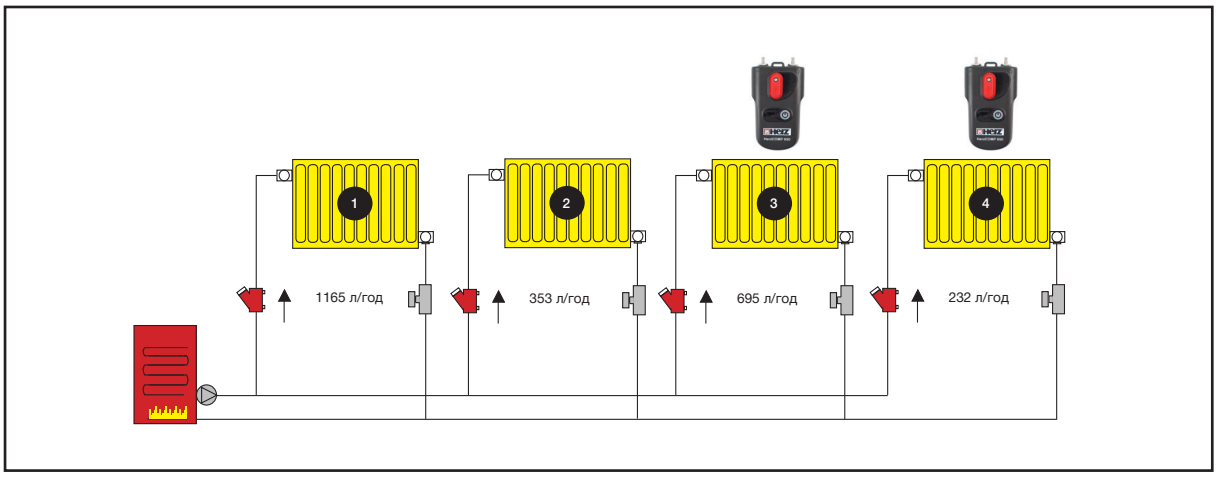


Рис. 11-14.

$R_1 = 1{,}22$ **$R_2 = 1{,}32$** $R_3 = 1{,}35$ **$R_4 = 1{,}32$**

- «еталонний» вимірювальний комп'ютер залишають на вітці 4;
- другий вимірювальний комп'ютер приєднують до вітки 1, у якої на цьому етапі найбільший коефіцієнт витрати;
- витрату вітки 1 зменшують до $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$ (наприклад, 1,27, рис. 11-16).

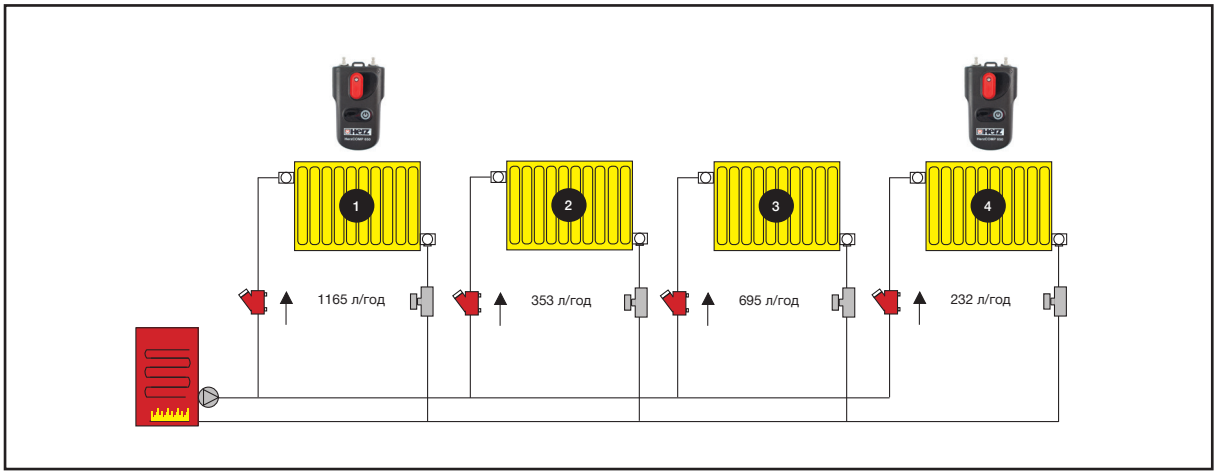


Рис. 11-15.

$R_1 = 1{,}22$ **$R_2 = 1{,}33$** **$R_3 = 1{,}33$** **$R_4 = 1{,}33$**

Ці три дії призводять до рівності коефіцієнтів витрат $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$ і до пропорційного балансування системи.

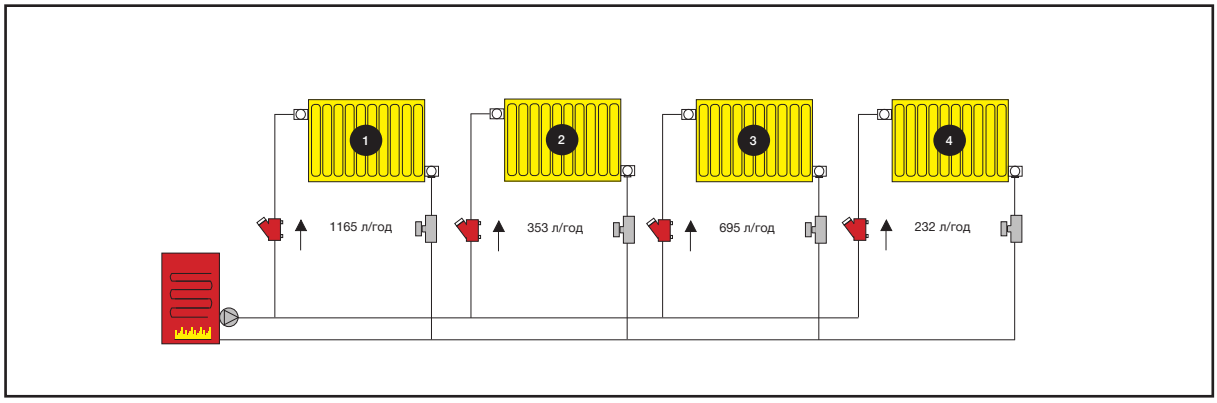


Рис. 11-16.

$$R_1 = \underline{1{,}27} = R_2 = \underline{1{,}27} = R_3 = \underline{1{,}27} = R_4 = \underline{1{,}27}$$

Тепер необхідно знизити напір насоса, щоб коефіцієнт витрати становив близько 1.

Якщо в розпорядженні тільки один вимірювальний комп'ютер

Якщо доступний тільки один вимірювальний комп'ютер, балансування виконують з дещо більшою кількістю операцій вимірювання. Після вимірювання й обчислення первинних значень коефіцієнтів витрати R виберіть вітку з найбільшим коефіцієнтом витрати (вітка 2) і підключіть до неї прилад.

Перший етап

Вибираємо значення R, яке має бути досягнуте на першому етапі, наприклад R = 1,15.

Зменшуємо витрату у вітці 2 (у разі використання традиційного методу, після кожної зміни настройки клапана не забувайте вводити у вимірювальний комп'ютер її нове значення), доки не буде досягнуто значення R_2 = 1,15.

Повторюємо ті самі дії для наступних віток у порядку зменшення коефіцієнта витрати

.

- Вітка 3 до R_3 = 1,15;
- Вітка 1 до R_1 = 1,15;
- Вітка 4 до R_4 = 1,15.

Другий етап

Встановлюємо значення R для досягнення на другому етапі, наприклад, R = 1,2. Повторюємо ті самі дії, що й для першого етапу. Вимірювальний комп'ютер підключаємо до вітки 2 і вимірюємо фактичну витрату та визначаємо значення коефіцієнту R_2. Проте з упевненістю можна сказати, що коефіцієнт витрати більше не дорівнює 1,15, оскільки при змінах настройок клапанів в інших вітках витрата кожного разу перерозподілялася між ними. З огляду на це необхідно виконати декілька етапів. Витрату в 2-й гілці регулюємо доти, доки не буде досягнуто бажане значення коефіцієнта R_2 = 1,2. Повторюємо ті самі дії для наступних віток у порядку зменшення коефіцієнта витрати.

- Вітка 3 до R_3 = 1,2;
- Вітка 1 до R_1 = 1,2;
- Вітка 4 до R_4 = 1,2.

Третій етап – результуючий

Як правило, двох етапів може бути цілком достатньо для балансування віток системи. Але за необхідності можна виконати третій етап за таким самим принципом, як і при виконанні етапів 1 і 2. Дуже важливо, щоб усі вітки між собою були пропорційно збалансовані і мали однакове значення коефіцієнта витрати R (наприклад: $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$ = 1,2). Після цього необхідно знизити напір насоса, щоб коефіцієнт витрати становив близько 1.

12 Контроль якості

Якість, відповідно до стандарту ISO 9000, забезпечується тоді, коли властивості продукту та інших послуг точно відповідають вимогам клієнтів.

При виконанні робіт з монтажу та наладки, монтажні компанії повинні забезпечувати якість згідно з ISO 9001 – Система управління якістю.

Якість визначається ринком і, відповідно, клієнтами, а не підприємством-постачальником.

Задоволений клієнт – це вища мета.

Це також стосується і відповідної документації. Необхідним є принцип письмової фіксації з короткими, чіткими формулюваннями.

Налагодження системи

Під час налагодження системи слід пам'ятати про такі вимоги:
Гідравлічне балансування повинно забезпечити сталу роботу системи опалення в усіх режимах її експлуатації (не лише при розрахунковій витраті, але і при частковому навантаженні). Наприклад, коли температура повітря в окремих приміщеннях знижена користувачами або деякі опалювальні прилади навіть відключені, всі інші опалювальні прилади повинні забезпечуватися теплоносієм відповідно до їх потреби, але в межах розрахункової витрати.

Випробування на функціонування

Уся система повинна пройти випробування на функціонування у рамках пробного запуску.

- запобіжні пристрої;
- котельне обладнання та опалювальні прилади;
- пристрої регулювання і комутації;
- система гідравлічного регулювання.

Приймальні випробування

Під час цих випробувань передбачені функціональні вимірювання слід фіксувати в протоколі.
Протокол може вимагатися замовником в описі виконуваних робіт.

Протокол регулювання:

Позначення ділянки	Подавальна, зворотна лінія	Типорозмір клапана DN	Витрата		Перепад тиску		Маховик позиція.	Зауваження
			Задана $\frac{л}{с}$, $\frac{м^3}{год}$	Фактична $\frac{л}{с}$, $\frac{м^3}{год}$	Δp-заданий м вод. ст., кПа	Δp-фактичний м вод. ст., кПа		

Рис. 12-1. Протокол регулювання

ДОДАТОК

групування поверхонь нагрівання

дата: ....

проєкт: ....

Nr.: .... стор.; : ....

Nr. H 104 фірма «Dresch-Drexler», 7423, м. Пінкафельд

дипломований інженер Р. Яушоветц

характеристики приміщення					t° радіатора		коеф. перерахунку				станд. опалюв. навантаження PN, перераховане на ДР	вибраний радіатор, число секцій (або габарит. довжина)								фактичні значення						
Nr.	позначення	t_i	V_R	опалюв. навантаження P_n	t_v	t_R	NTF	f_3	f_4	f_g		габаритна висота, мм / габаритна глибина								потужність радіатора P_N	$\frac{P_N}{P_n}=\frac{1}{f_g}$	$\frac{f_3 \cdot f_4}{f_g}=$ =NTF	t_R	$t_v - t_R = \Delta t$	масовий потік $m \cdot 10^3$	довжина радіатора
		°C	м³	Вт	°C	°C	1	1	1	1	Вт	тип радіатора / кількість								Вт			°C	K	кг/с	мм
сума																										

t° подавальної лінії, t_v
t° зворотної лінії, t_R
Raumtemp. t_i
t° приміщення. $\Delta t_ü$

$f_g = \frac{f_3 \cdot f_4}{NTF}$ $P_N = \frac{P_n}{f_g}$

перевищення температури $\Delta t^* = 59{,}4\ K = 60\ K$ для 90/70/20 °C

t° низькотемпературних поверхонь $= \frac{1}{f_{1,2}}$

f_3 тип підключення
f_4 обшивка, ніша
f_g загальний коефіцієнт

секційний радіатор ☐
сталевий радіатор за DIN 4722 ☐
пластинчастий радіатор ☐
виконання N: 4 бар, 110 °C
підключення G 1/2

виробник: ....

виконавець: ....

© Яушоветц, право на копіювання збережено, м. Грац, 1988 р.

групування значень ζ

дата: .....

проєкт: .....

Nr.: ..... сторінка: .....

виконавець: .....

TS	Ø	⊠																	Σ ζ
ділянка	діаметр	радіатор, котел, накопичувач	вигнута частина	коліно 90° rd = 1,5	коліно 90° rd = 2,5	Т-подібний кутик 90° відведення	Т-подібний кутик 90° відведення, з'єднання	Т-подібний кутик 90° прохід, з'єднання	Т-подібний перехідник, відведення за потоком, розділення	зміна швидкості при розширенні	розділення	вигин	засувка, кран	клапан з похилим шпинделем *)	клапан	**) клапан AS-T (2K), термостатний радіаторний клапан **)			сума ζ ділянок
		2,5	0,5	0,5	0,3	1,5	1,0	0,5	0,5	0,5	3,0	2,0	1,0	2,5 / 6,7	10	57 / 154			3/8" DN10 / 1/2" DN15
												1,5	0,5	3,1 / 2,7	7,0	376			3/4" DN20 / 1" DN25
												1,0	0,3	2,5 / 2,5	5,0	–			1 1/4" DN32 / 1 1/2" DN40
Nr.:					DN < 40							1,0	0,3	2,0	4,0	–			DN ≥ 50

Т-подібний перехідник, прохід-розділення ζ = θ

Т-подібний перехідник, прохід за потоком, ζ = θ і відведення = з'єднання ζ = θ

розподільник ζ = 0,5 колектор ζ = 1,0

*) STRÖMAX 4115

**) клапан AS-T (2K)

дипломований інженер Р. Яушоветц

збут: фірма «Dresch-Drexler», 7423, м. Пінкафельд

Nr. H 106

Яушоветц, право на копіювання збережено, м. Грац.

розрахунок гілки водяного опалення

розрахунок гілки водяного опалення	виконавець:	дата:	проєкт: .... Nr.: .... сторінка: ....

радіатор	t_v = ... °C t_r = ... °C — з планування труб				номінальний внутрішній діаметр труби	матеріал труб: .... — падіння тиску						різниця тисків	виробник .... — клапан		
	ділянка	теплова потужність	потік води	довжина труби		швидкість	перепад тиску		опір на стрілковому переводі		падіння тиску		тип	DN	попереднє налаштування
HK	TS	P	rh	l	d	v	R	R · l	Σ ζ	Z	R · l + Z	Δp			kv VE
№	№	кВт	кг/с	м	дюйм, мм	м/с	Па/м	Па	– *)	Па	Па	Па		дюйм, мм	
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q

дипломований інженер Р. Яушоветц

*) дивись H 106

збут: фірма «Dresch-Drexler», 7423, м. Пінкафельд

Nr. H 105

Яушоветц, право на копіювання збережено, м. Грац, 1988 р.

однотрубне опалення

дата: .....

проєкт: .....

Nr.: ..... сторінка: .....

виконавець: .....

P_n Вт	1	2	3	4	5	6	7	V_{ges}
t_i ^{0}C								
V_{HK}								$\frac{l}{S}$
V_{HK}								%
t_1	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	^{0}C
t_m	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	^{0}C
t_2	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	^{0}C
$\Delta\vartheta$								
Δt_{HK}								^{0}C
$\Delta t_{ü}$								^{0}C
f_1								
P_{100}								Вт

ϑ_V=.....^{0}C ϑ_R=.....^{0}C

P_{ges} = ...кВт

P_{ges} = ...кВт

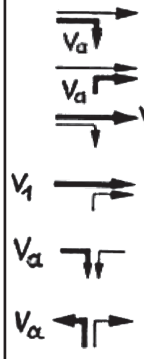
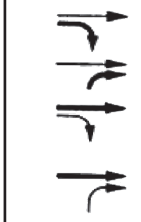
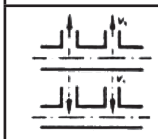
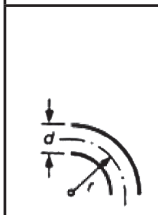
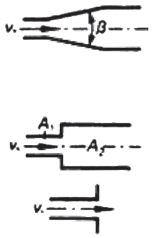
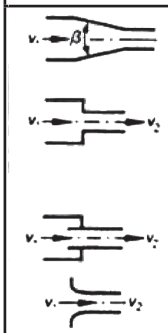
P_n Вт	1	2	3	4	5	6	7	V_{ges}
t_i ^{0}C								
V_{HK}								$\frac{l}{S}$
V_{HK}								%
t_1	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	^{0}C
t_m	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	^{0}C
t_2	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	^{0}C
$\Delta\vartheta$								
Δt_{HK}								^{0}C
$\Delta t_{ü}$								^{0}C
f_1								
P_{100}								Вт

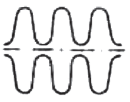
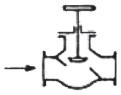
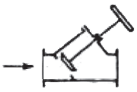
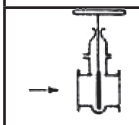
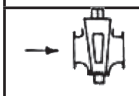
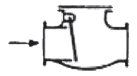
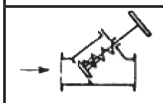
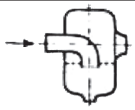
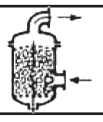
ϑ_V=.....^{0}C ϑ_R=.....^{0}C

дипломований інженер Р. Яушоветц

H 111

Яушоветц, право на копіювання збережено, м. Грац, 1988 р.

Зображення	Позначення		Коефіцієнт місцевого опору ξ
	Трійник з відводами під кутом 90°		
	Трійник на відгалуження на розділення	ξ_a	1,3 1,5
	Трійник на відгалуження на об'єднання потоків	ξ_a	0,9 1,0
	Трійник на прохід розділення	ξ_2	0,35 0
	Трійник на прохід об'єднання потоків	ξ_1	0,6 0,5
	Трійник. Протитечія на об'єднання потоків	ξ_a	3,0
	Трійник. Протитечія на розділення потоків	ξ_a	3,0
	Трійник з відводами під кутом 90° плавний		
	Трійник на відгалуження на об'єднання потоків		0,9
	Трійник на відгалуження на об'єднання потоків		0,4
	Трійник на прохід розділення		0,3
	Трійник на прохід об'єднання потоків		0,2
	Колектор (вихід)		ζ_1 = 0,5
	Колектор (вхід)		ζ_1 = 1,0
	Згин 90°, плавний	r = d	0,21
		= 2d	0,14
		= 4d	0,11
		= 6d	0,09
		= 10d	0,11
	Згин, грубий	r = d	0,51
		= 2d	0,30
		= 4d	0,23
		= 6d	0,18
		= 10d	0,20
	Коліно, кут	β = 90°	1,3
		= 60°	0,8
		= 45°	0,4
	Вигнута ділянка		0,5
	Розширення плавне	β = 10°	ζ_1 = 0,20
		= 20°	= 0,45
		= 30°	= 0,60
		= 40°	= 0,75
	Раптове розширення		$\zeta_1 = (1 - \frac{A_1}{A_2})^2$
	Витік		ζ_1 = 1,0
	Звуження плавне	β = 30°	ζ_1 = 0,02
		= 45°	= 0,04
		= 60°	= 0,07
	Раптове звуження		ζ_1 = 0,5
			ζ_2 = 0,38
	труба звуження без виступу		ζ_1 = 0,25
			ζ_2 = 0,38
	Раптове звуження, труба звуження з виступом		ζ_2 = 3,0
	Потік на вході в трубу		ζ_2 = 0,012
	Компенсатор, плавний		0,75
	складений		1,5

Зображення	Позначення		Коефіцієнт місцевого опору ξ
	Компенсатор сильфонний		2,0
	Муфта		0
	Клапани		
	Прохідний клапан	DN15	10,0
		DN20	8,5
		DN25	4,0
		DN32	6,0
		DN40 ... 80	5,0
		DN100	5,4
		DN200	6,3
		DN300	7,0
		DN400	7,7
	Клапан з нахиленим шпинделем	DN15	3,5
		DN20	2,5
		DN25 ... 50	2,0
	Повнопротоковий і вільнопрохідний клапан	DN15	2,0
		DN20 ... 25	1,5
		DN32 ... 50	1,0
		DN65 ... 80	0,7
		≥ DN100	0,6
	Кутовий клапан		
		DN15	4,0
		DN20 ... 40	2,0
		DN50 ... 80	3,5
		DN100	4,0
		DN200	5,0
		DN300	6,0
	Шибер	DN10 ... 15	1,0
		DN20 ... 25	0,5
		DN32 ... 40	0,3
		≥ DN50	0,3
	Пробковий кран	DN10 ... 15	1,5
		≥ DN20	1,0
	Зворотній клапан регульований	DN15 ... 20	15
		DN25 ... 50	13
		DN100	8
		DN200	5
	Зворотний клапан	DN50	1,5
		DN100	1,2
		DN200	1,0
	Зворотний клапан	DN25 ... 40	2,5
		DN50	1,9
	Запобіжник зворотного потоку з відсіком	DN20	4,6
		DN25 ... 50	3,6
	Водовідділювач для стисненого повітря		
	Вхід нормальний		3,0
	Вхід тангенціальний		5 ... 8
	Масловідділювач для стисненого повітря		3 ... 10
	Накопичувач		2,5
	Котел		2,5
	Секційний опалювальний прилад		2,5

гаряча вода t=80°C
1) теплова потужність у ватах при i tv-tr= 1K
2) витрата води в кг/с
3) швидкість води w у м/с

тертя для безшовних сталевих різьбових труб

сталева труба t= 1 K R(Па·м)	DN10	15	20	25		32		40	50	
	3/8	1/2	3/4	1	38x2,6	1 1/4	44,5x2,6	1 1/2	57x2,9	63,5x2,9
	D= 12,5мм	16	21,6	27,2	32,8	35,9	39,3	41,8	51,2	57,7
6 1) P 2) m 3) w	27 6.0E-3 ,05	53 ,013 ,06	122 ,029 ,08	229 ,055 ,1	381 ,091 ,11	488 ,116 ,12	623 ,149 ,13	737 ,176 ,13	1274 ,304 ,15	1759 ,419 ,16
8	32 8.0E-3 ,06	63 ,015 ,08	144 ,034 ,1	269 ,064 ,11	448 ,107 ,13	573 ,136 ,14	732 ,174 ,15	864 ,206 ,15	1494 ,356 ,18	2061 ,491 ,19
10	36 9.0E-3 ,07	106 ,025 ,13	240 ,057 ,16	449 ,107 ,19	745 ,178 ,22	951 ,227 ,23	1213 ,289 ,25	1431 ,341 ,26	2466 ,588 ,29	3395 ,809 ,32
20	54 ,013 ,11	106 ,025 ,13	240 ,057 ,16	449 ,107 ,19	745 ,178 ,22	951 ,227 ,23	1213 ,289 ,25	1431 ,341 ,26	2466 ,588 ,29	3395 ,809 ,32
30	68 ,016 ,14	133 ,032 ,16	301 ,072 ,2	562 ,134 ,24	930 ,222 ,27	1186 ,283 ,29	1512 ,36 ,31	1784 ,425 ,32	3070 ,732 ,37	4224 1,007 ,4
40	80 ,019 ,16	156 ,037 ,19	353 ,084 ,24	658 ,157 ,28	1088 ,259 ,32	1386 ,33 ,34	1767 ,421 ,36	2084 ,497 ,37	3583 ,854 ,43	4928 1,174 ,46
50	90 ,022 ,18	177 ,042 ,22	399 ,095 ,27	743 ,177 ,31	1228 ,293 ,36	1564 ,373 ,38	1993 ,475 ,4	2350 ,56 ,42	4037 ,962 ,48	5550 1,323 ,52
60	100 ,024 ,2	196 ,047 ,24	441 ,105 ,29	820 ,195 ,35	1355 ,323 ,39	1725 ,411 ,42	2197 ,524 ,44	2591 ,617 ,46	4449 1,06 ,53	6114 1,457 ,57
70	109 ,026 ,22	213 ,051 ,26	479 ,114 ,32	891 ,212 ,38	1472 ,351 ,43	1874 ,447 ,45	2386 ,569 ,48	2813 ,67 ,5	4829 1,151 ,58	6635 1,581 ,62
80	117 ,028 ,23	229 ,055 ,28	515 ,423 ,34	958 ,228 ,4	1581 ,377 ,46	2013 ,48 ,49	2562 ,611 ,52	3020 ,72 ,54	5183 1,235 ,62	7120 1,697 ,67
90	125 ,03 ,25	244 ,058 ,3	549 ,131 ,37	1020 ,243 ,43	1684 ,401 ,49	2143 ,511 ,52	2728 ,65 ,55	3216 ,766 ,57	5516 1,314 ,66	7576 1,805 ,71
100	133 ,032 ,27	259 ,062 ,32	581 ,139 ,39	1079 ,257 ,46	1781 ,424 ,52	2267 ,54 ,55	2885 ,688 ,58	3400 ,81 ,61	5831 1,39 ,69	8008 1,908 ,75
110	140 ,033 ,28	273 ,065 ,33	612 ,146 ,41	1136 ,271 ,48	1874 ,447 ,54	2385 ,568 ,58	3035 ,723 ,61	3576 ,852 ,64	6132 1,461 ,73	8419 2,006 ,79
120	147 ,035 ,29	286 ,068 ,35	642 ,153 ,43	1190 ,284 ,5	1963 ,468 ,57	2497 ,595 ,6	3178 ,757 ,64	3745 ,892 ,67	6419 1,53 ,76	8813 2,1 ,83
130	153 ,037 ,31	299 ,071 ,36	670 ,16 ,45	1242 ,296 ,52	2048 ,488 ,59	2605 ,621 ,63	3315 ,79 ,67	3906 ,931 ,7	6695 1,595 ,8	9190 2,19 ,86
140	160 ,036 ,32	311 ,074 ,38	697 ,166 ,47	1292 ,308 ,55	2130 ,508 ,62	2710 ,646 ,66	3448 ,822 ,7	4062 ,968 ,73	6960 1,659 ,83	9554 2,277 ,9
150	166 ,039 ,33	323 ,077 ,39	723 ,172 ,48	1340 ,319 ,57	2209 ,526 ,64	2810 ,67 ,68	3575 ,852 ,72	4212 1,004 ,75	7217 1,72 ,86	9905 2,36 ,93
160	172 ,041 ,34	334 ,08 ,41	749 ,178 ,5	1387 ,331 ,59	2286 ,545 ,66	2908 ,693 ,7	3699 ,881 ,75	4358 1,038 ,78	7465 1,779 ,89	10245 2,441 ,96
170	177 ,042 ,35	345 ,082 ,42	773 ,184 ,52	1433 ,341 ,6	2361 ,563 ,69	3002 ,715 ,73	3819 ,91 ,77	4499 1,072 ,8	7706 1,836 ,92	10574 2,52 ,99
180	183 ,044 ,37	356 ,085 ,43	797 ,19 ,53	1477 ,352 ,62	2433 ,58 ,71	3094 ,737 ,75	3935 ,938 ,8	4636 1,105 ,83	7939 1,892 ,95	10894 2,596 1,02
190	188 ,045 ,38	367 ,087 ,45	820 ,196 ,55	1520 ,362 ,64	2503 ,597 ,73	3183 ,759 ,77	4049 ,965 ,82	4769 1,137 ,85	8167 1,946 ,97	10245 2,441 1,05
200	194 ,046 ,39	377 ,09 ,46	543 ,201 ,56	1561 ,372 ,66	2572 ,613 ,75	3270 ,779 ,79	4159 ,991 ,84	4899 1,168 ,88	8388 1,999 1	11509 2,743 1,08
220	204 ,049 ,41	397 ,095 ,48	887 ,211 ,59	1642 ,391 ,69	2704 ,644 ,78	3438 ,819 ,83	4372 1,042 ,88	5150 1,227 ,92	8816 2,101 1,05	12094 2,882 1,13
240	214 ,051 ,43	415 ,099 ,51	929 ,221 ,62	1719 ,41 ,73	2831 ,675 ,82	3599 ,858 ,87	4576 1,091 ,93	5390 1,284 ,96	9224 2,198 1,1	12653 3,015 1,19
260	223 ,053 ,45	434 ,103 ,53	969 ,231 ,65	1794 ,427 ,76	2952 ,703 ,86	3753 ,894 ,91	4772 1,137 ,96	5620 1,339 1	9616 2,292 1,15	13190 3,143 1,24
280	232 ,055 ,46	451 ,108 ,55	1008 ,24 ,67	1865 ,444 ,79	3069 ,731 ,89	3901 ,93 ,95	4960 1,182 1	5841 1,392 1,04	9994 2,382 1,19	13706 3,266 1,29
300	241 ,057 ,48	468 ,112 ,57	1046 ,249 ,7	1934 ,461 ,82	3182 ,758 ,92	4045 ,964 ,98	5142 1,225 1,04	6055 1,443 1,08	10358 2,468 1,23	14205 30385 1,33
400	281 ,067 ,56	545 ,13 ,67	1217 ,29 ,81	2249 ,536 ,95	3698 ,881 1,07	4699 1,12 1,14	5972 1,423 1,21	7032 1,676 1,26	12022 2,865 1,43	16482 3,928 1,55
500	317 ,075 ,63	614 ,146 ,75	1368 ,326 ,92	2527 ,602 1,07	4153 ,99 1,21	5276 1,257 1,28	6705 1,598 1,36	7893 1,881 1,41	13490 3,215 1,61	18490 4,406 1,73
600	349 ,083 ,7	676 ,161 ,82	1505 ,359 1,01	2778 ,662 1,17	4565 1,088 1,32	5799 1,382 1,4	7368 1,756 1,49	8673 2,067 1,55	14818 3,531 1,76	20307 4,839 1,9
700	378 ,09 ,76	733 ,175 ,89	1631 ,389 1,09	3010 ,717 1,27	4944 1,178 1,43	6280 1,496 1,52	7978 1,901 1,61	9390 2,238 1,68	16040 3,822 1,91	21979 5,237 2,06

гаряча вода t=80°C
1) теплова потужність у ватах при tv-tr= 1K
2) витрата води в кг·с⁻¹
3) швидкість води w у м·с⁻¹

сталева труба t= 1 K R(Па·м)	DN65		80	(R 3)	100	(R 4)	125	(R 5)	150	(175)
	70x2,9	76,1x2,9	82,5x3,2	88,9x3,2	108x3,6	114,3x3,6	133x4	139,7x4	159x4,5	191x5,4
	D= 64,2мм	70,3	76,1	82,5	100,8	107,1	125	131,7	150	180,2
6 1) P 2) m 3) w	2344 ,559 ,18	2991 ,713 ,19	3700 ,882 ,2	4594 1,095 ,21	7849 1,871 ,24	9228 2,199 ,25	13933 3,32 ,28	16011 3,815 ,29	22629 5,393 ,31	36823 8,775 ,35
8	2745 ,654 ,21	3501 ,834 ,22	4330 1,032 ,23	5374 1,281 ,25	9174 2,186 ,28	10783 2,57 ,29	16271 3,877 ,33	18094 4,455 ,34	26409 6,293 ,37	42945 10,234 ,41
10	3101 ,739 ,23	3954 ,942 ,25	4888 1,165 ,26	6066 1,445 ,28	10349 2,466 ,32	12162 2,898 ,33	18343 4,371 ,37	21071 5,021 ,38	29756 7,091 ,41	48364 11,525 ,47
20	4516 1,076 ,34	5753 1,371 ,36	7107 1,694 ,38	8811 2,1 ,4	15005 3,576 ,46	17624 4,2 ,48	26545 6,326 ,53	30479 7,263 ,55	42995 10,246 ,6	69782 16,629 ,67
30	5615 1,338 ,43	7150 1,704 ,45	8828 2,104 ,48	10940 2,607 ,5	18611 4,435 ,57	21853 5,208 ,59	32890 7,838 ,66	37756 8,997 ,68	53230 12,685 ,74	86325 20,571 ,83
40	6547 1,56 ,5	8334 1,986 ,53	10287 2,451 ,55	12744 3,037 ,58	21666 5,163 ,67	25435 6,061 ,69	38262 9,118 ,76	43915 10,465 ,79	61890 14,748 ,86	100317 23,905 ,96
50	7372 1,757 ,56	9381 2,235 ,59	11577 2,759 ,62	14339 3,417 ,66	24366 5,506 ,75	28600 6,815 ,78	43007 10,249 ,86	49356 11,761 ,89	69537 16,57 ,96	112669 26,849 1,08
60	8119 1,935 ,62	10330 2,462 ,65	12746 3,037 ,69	15785 3,762 ,72	26811 6,389 ,82	31466 7,498 ,86	47305 11,273 ,95	54283 12,935 ,98	76461 18,221 1,06	123852 29,514 1,19
70	8808 2,099 ,67	11205 2,67 ,71	13823 3,294 ,75	17117 4,079 ,79	29064 6,926 ,89	34107 8,128 ,93	51262 12,216 1,02	58819 14,017 1,06	82836 19,74 1,15	134145 31,967 1,29
80	9451 2,252 ,72	12020 2,864 ,76	14828 3,533 ,8	18358 4,375 ,84	31163 7,426 ,96	36567 8,714 1	54949 13,094 1,1	63046 15,024 1,13	88775 21,155 1,23	143734 34,252 1,38
90	10055 2,396 ,76	12787 3,047 ,81	15772 3,758 ,85	19526 4,653 ,9	33137 7,896 1,02	38880 9,265 1,06	58415 13,92 1,17	57019 15,971 1,21	94358 22,485 1,31	152764 36,3 1,47
100	10627 2,532 ,8	13513 3,22 ,85	16666 3,971 ,9	20631 4,916 ,95	35005 8,342 1,12	41070 9,787 1,12	61696 14,702 1,23	70780 16,867 1,27	99641 23,744 1,38	161274 38,431 1,55
110	11171 2,662 ,85	14205 3,385 ,9	17517 4,174 ,94	21682 5,167 ,99	36783 8,765 1,13	43154 10,283 1,17	64818 15,446 1,3	74358 17,719 1,34	104668 24,942 1,45	169388 40,365 1,63
120	11692 2,786 ,89	14866 3,542 ,94	18331 4,368 ,99	22688 5,407 1,04	38483 9,17 1,18	45146 10,758 1,23	67802 16,157 1,35	77779 18,535 1,4	109473 26,087 1,52	177144 42,213 1,7
130	12192 2,905 ,92	15500 3,694 ,98	19112 4,554 1,03	23653 5,637 1,09	40114 9,559 1,23	47057 11,214 1,41	70666 16,84 1,41	81061 19,317 1,46	114084 27,186 1,58	184586 43,986 1,77
140	12673 3,02 ,96	16111 3,839 1,02	19864 4,734 1,07	24583 5,858 1,13	41684 9,933 1,28	48 11,652 1,33	73423 17,496 1,47	84221 20,07 1,52	118522 28,244 1,64	191748 45,693 1,84
150	13138 3,131 1	16700 3,98 1,06	20590 4,906 1,11	25480 6,072 1,17	43200 10,294 1,33	50674 12,075 1,38	76083 18,13 1,52	87270 20,796 1,57	122805 29,264 1,7	198660 47,34 1,91
160	13588 3,238 1,03	17271 4,116 1,09	21292 5,074 1,15	26347 6,279 1,21	44666 10,644 1,37	52392 12,485 1,43	78657 18,744 1,57	90220 21,499 1,62	126949 30,252 1,76	205347 48,934 1,97
170	14023 3,342 1,06	17824 4,247 1,13	21973 5,236 1,18	27189 6,479 1,25	46088 10,983 1,42	54058 12,882 1,47	81152 19,339 1,62	93080 22,181 1,68	130966 31,209 1,82	211829 50,479 2,04
180	14447 3,443 1,09	18361 4,375 1,16	22634 5,394 1,22	28006 6,674 1,28	47469 11,312 1,45	55676 13,268 1,52	83576 19,916 1,67	95858 22,843 1,73	134867 32,139 1,87	218124 51,979 2,1
190	14859 3,541 1,13	18884 4,5 1,19	23278 5,547 1,25	28801 6,863 1,32	48812 11,532 1,5	57250 13,643 1,56	85934 20,478 1,72	98560 23,487 1,77	138662 33,043 1,92	224248 53,438 2,16
200	15260 3,637 1,16	19393 4,621 1,23	23905 5,697 1,29	29576 7,048 1,36	50121 11,944 1,54	58784 14,008 1,6	88230 21,025 1,76	101193 24,114 1,82	142359 33,924 1,98	230200 54,859 2,21
220	16035 3,821 1,21	20376 4,855 1,29	25114 5,985 1,35	31070 7,404 1,43	52644 12,345 1,62	61741 14,713 1,68	92659 22,08 1,85	106268 25,323 1,91	149487 35,623 2,07	241714 57,6 2,32
240	16775 3,997 1,27	21315 5,079 1,35	26270 6,26 1,42	32498 7,744 1,49	55056 13,12 1,69	64567 15,386 1,76	96891 23,089 1,94	111119 26,479 2	156300 37,246 2,17	252706 60,219 2,43
260	17485 4,167 1,32	22215 5,294 1,4	27379 6,524 1,48	33868 8,071 1,55	57370 13,671 1,76	67279 16,032 1,83	100952 24,057 2,02	115773 27,588 2,08	162835 38,803 2,26	263250 62,732 2,53
280	18168 4,329 1,38	23083 5,501 1,46	28446 6,779 1,53	35187 8,385 1,61	59598 14,202 1,83	59889 16,654 1,9	104860 24,988 2,1	120251 28,656 2,16	169125 40,302 2,35	273397 65,15 2,63
300	18828 4,487 1,43	23920 5,7 1,51	29476 7,024 1,59	36459 8,688 1,67	61747 14,714 1,9	72407 17,255 1,97	108632 25,887 2,17	124574 29,686 2,24	175194 41,749 2,43	283189 67,484 2,72
400	21841 5,205 1,43	27741 6,611 1,75	34180 8,145 1,84	42270 10,073 1,94	71560 17,053 2,2	83904 19,994 2,28	125846 29,989 2,51	144302 34,387 2,6	202897 48,35 2,82	327879 78,133 3,15
500	24497 5,838 1,86	31111 7,414 1,97	38327 9,133 2,07	47393 11,294 2,17	80210 19,114 2,46	94039 22,409 2,56	141020 33,605 2,82	161691 38,531 2,91	227314 54,169 3,15	367266 37,519 3,53
600	26901 6,41 2,04	34159 8,14 2,06	42078 10,027 2,27	52027 12,398 2,39	88034 20,978 2,71	103206 24,594 2,81	154743 36,875 3,09	177418 42,278 3,19	249395 59,43 3,46	402883 96,006 3,87
700	29112 6,937 2,21	36964 8,808 2,34	45529 10,849 2,45	56289 13,414 2,58	95321 22,693 2,93	111638 26,603 3,04	167366 39,883 3,34	191883 45,725 3,45	269705 64,27 3,74	435642 103,813 4,19

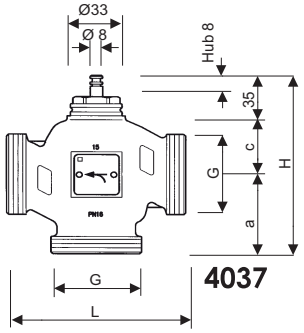
тертя для безшовних сталевих різьбових труб

Клапан триходовий регулювальний

Нормаль **4037**

Призначення

Клапан призначений для регулювання (змішування або розділення) теплоносіїв, холодоносіїв і повітря в системах опалення, охолодження. Застосовується разом з приводами як виконавчий прилад з регульованою характеристикою (лінійна, рівновідсоткова або квадратична). Привід може монтуватися у будь-якому положенні, від вертикального до горизонтального, у верхньому півколі. Слід запобігати потраплянню на привід конденсату, капання води тощо. При поданні напруги на привід відбувається самоюстування, тому додаткове налаштування не потрібне.



Габаритні розміри, в мм

Номер замовлення	Розмір	G	a	c	L	H	Δ p max*	kvs [м³/год]
1 4037 15	1/2	G1 B	50	32	100	117	6	4
1 4037 20	3/4	G1 1/4 B	50	33	100	118	5	6
1 4037 25	1	G1 1/2 B	55	36	110	126	4	10
1 4037 32	1 1/4	G2 B	60	38	120	133	3,7	16
1 4037 40	1 1/2	G2 1/4 B	70	48	130	153	2,7	25
1 4037 50	2	G2 3/4 B	75	54	150	164	1,8	40

* при використанні з 1 **7712** 50

Сфера застосування

Контури змішування, розподілу теплових пунктів, котельних, холодильних станцій і інших установок систем теплохолодопостачання і водопостачання.

Виконання

4037 Клапан триходовий регулювальний із зовнішньою циліндричною різзю згідно з ISO 228/1 клас B, з плоским ущільненням, приєднувальний фітинг для клапана замовляється окремо.
Корпус виконаний з сс 754 S латуні. Шпиндель із нержавіючої сталі, конус клапана з латуні з ущільненням з тефлону, посиленого скловолокном. Сальник з латуні з ущільнювальним кільцем з EPDM.

Перевага використання змішувального клапана 4037 порівняно зі звичайним вбудованим змішувальним клапаном у тому, що відсутність кромок ущільнювачів унеможливлює його зношення, а отже знижує можливість течі до мінімуму, чим збільшує термін експлуатації.

Технічні параметри

Макс. робоча температура	15 ...+ 130 °C
Макс. робочий тиск	16 бар/130 °C до DN32 16 бар/110 °C DN40, DN50

За температури <0 °C ми рекомендуємо використовувати нагрівач втулки, за температур > 100 °C використовувати з температурним адаптером.
Характеристика клапана: лінійна
Витік <0,02% від значення kvs – у проточному напрямку.

Витік у байпасі 1% від значення kvs
Допускається використання етиленгліколю у співвідношенні 15 – 45%.
У разі використання води як теплоносія її параметри повинні відповідати вимогам стандартів ÖNORM H 5195 і VDI 2035.

Зміни вносяться після технічного удосконалення

Монтаж

Клапан монтується на трубопроводі відповідно до поставленого завдання (змішування або розділення потоків) за допомогою звичайних нарізних з'єднувачів з ущільненням плоскою прокладкою. Слід уникати потрапляння бруду в клапан.
При піднятому штоку клапана, напрямок - AB заблоковано.
Під час монтажу дотримуватися напрямку потоків, вказаних на корпусі клапана.

Схеми розділення потоків

Схема змішування

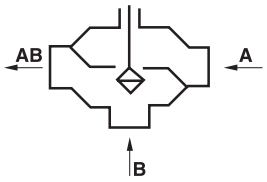
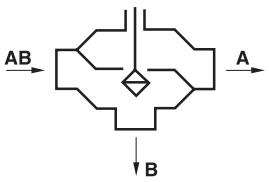


Схема розділення



Приводи

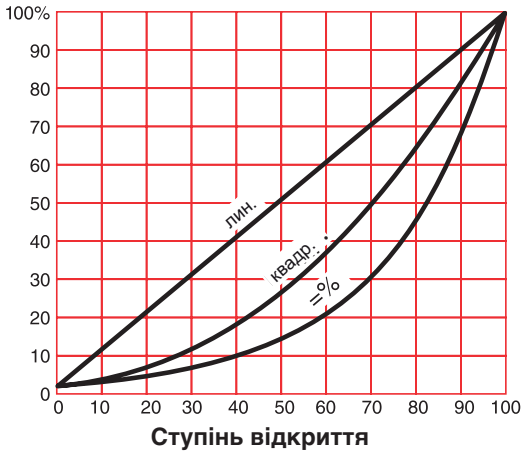
	Максимальний перепад тиску [бар]	
Артикульний номер	500 N	Ручний привід
	1 **7712** 11	1 **9102** 40
	1 **7712** 50	
	1 **7712** 51	
	Змішувальний клапан	
1 **4037** 15	6	15
1 **4037** 20	5	10
1 **4037** 25	4	9
1 **4037** 32	3,7	7
1 **4037** 40	2,7	4,4
1 **4037** 50	1,8	3

*при застосуванні 1 **7712** 50

Використання приводу 500 N на розподільному клапані не допускається

Характеристики

Характеристики клапана з приводом 1 **7712** 11
(квадратична характеристика показана для порівняння).



Ступінь відкриття

Лінійна характеристика змінюється при використанні ручного приводу 1 **7712** 11 з вбудованим DIP-перемикачем.

Можливості:
- лінійна характеристика
- рівновідсоткова характеристика

Приладдя

1 **7712** 11	Привід постійного регулювання з електронним регулятором 24 В, **управляючий сигнал 0 – 10 В**.
1 **7712** 50	HERZ-приводи 3-позиційного регулювання для триходових клапанів 24 В, потужність 500 N
1 **7712** 51	Приводи 3-позиційного регулювання для триходових клапанів 24 В, потужність 500 N
1 **7796** 03	Знижувальний трансформатор 230 В/24 В, 50 Гц, 50 ВА
1 **7793** 23	Електронний регулятор 110 В... 230 В з **ПІ регулюванням**
1 **7793** 24	Електронний регулятор 24 В з **ПІ регулюванням**
1 **7793** 01	Датчик температури зовнішнього повітря для регулятора
1 **7793** 00	Накладний датчик температури для регулятора
1 **9102** 40	Ручний привід для 4037

Приладдя
Різьбові з'єднувачі

4037 DN	Підключення із зовн. різзю до сталевих труб		З'єднання паянням для труб d		З'єднання зварюванням для труб d	
15	1 **6220** 12	3/4	1 **6236** 02	15	1 **6240** 02	3/4
			1 **6236** 12	1		
			1 **6236** 22	22		
20	1 **6220** 63	1	1 **6236** 63	28	1 **6240** 63	1
25	1 **6220** 64	1 1/4	1 **6236** 64	35	1 **6240** 64	5/4
32	1 **6220** 74	1 1/4	1 **6236** 74	35	1 **6240** 74	5/4
40	1 **6220** 75	1 1/2	1 **6236** 75	42	1 **6240** 75	1 1/2
50	1 **6220** 76	2	1 **6236** 76	54	1 **6240** 76	2

Кожен з'єднувач складається з накидної гайки, ніпеля і ущільнювального кільця.

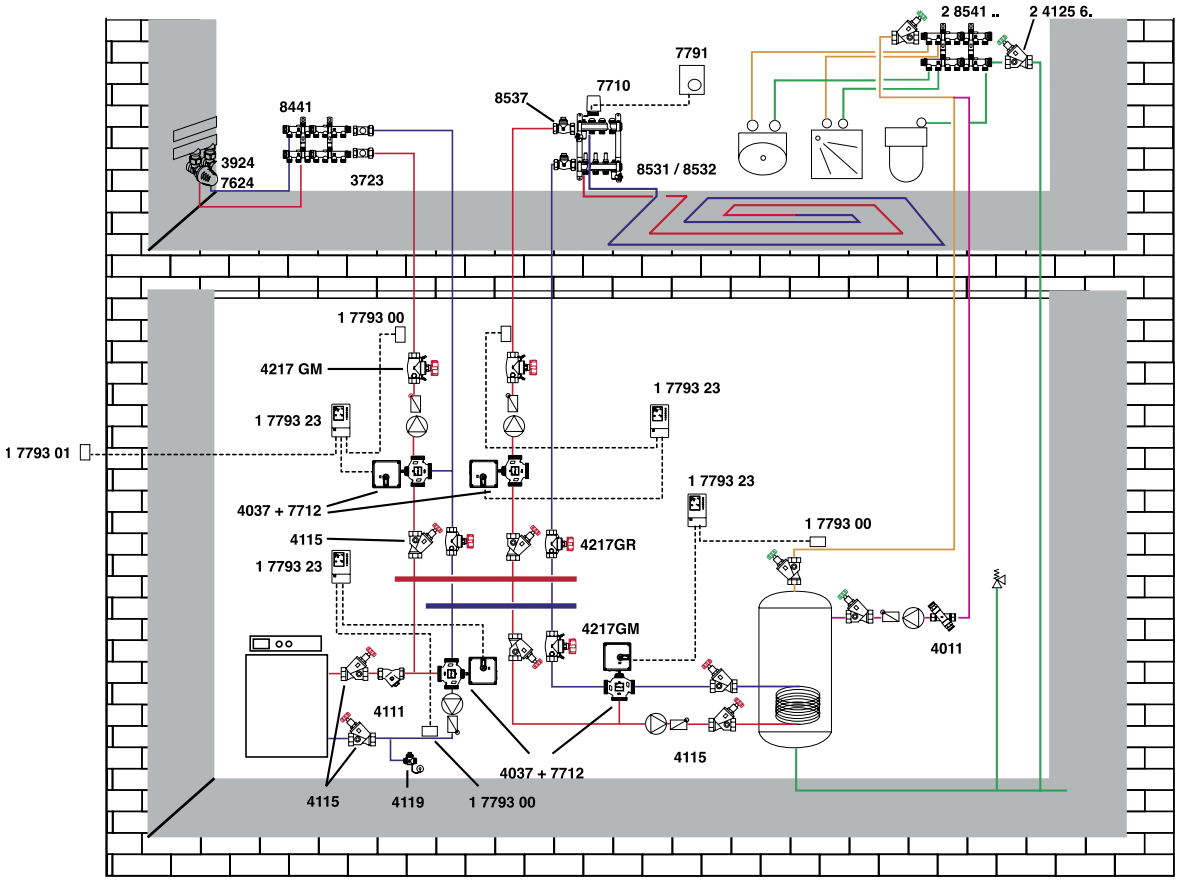
При використанні як двоходового прохідного клапана необхідно використовувати заглушки на середнє відведення клапана.

DN15	1 **8525** 02	DN32	1 **8525** 74
DN20	P **1328** 03	DN40	1 **8525** 75
DN25	1 **8525** 64	DN50	1 **8525** 76

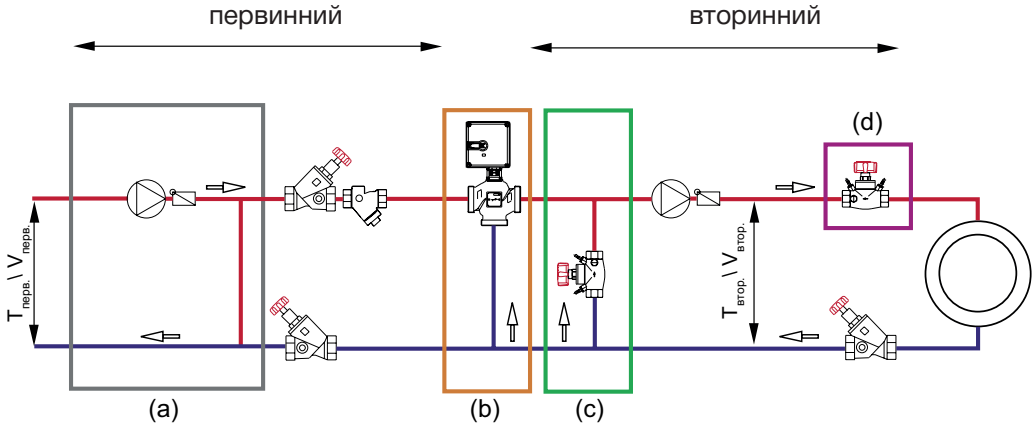
інші варіанти

1 **7761** xx	Триходовий термостатичний клапан Calis-RD, DN15 – DN32
1 **7762** xx	Триходовий термостатичний клапан DN10 – DN20
1 **7766** xx	Термозмішувальний клапан для підвищення температури, DN25 – DN зворотної лінії з вбудованим термостатом

Приклад застосування:



Принципи розрахунку:



(a) Насос первинного контуру (завжди з байпасом)
(c) Байпасний клапан при $\Delta T > 30$ K
(d) Δp Байпаса = Δp триходового клапана (фактично)
Δp Штремакс = 3 кПа
(b) Змішувальний триходовий клапан для зниження температури у вторинному контурі

Метод розрахунку:

1) Приймається $\Delta p_{теор.}$ = 3 кПа

$$kv_{теор.} = \frac{\Delta V_{перв.}}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{теор.}}}$$

2) Визначення теоретичного

3) Підбір клапана ($kv_{факт.} < kv_{теор.}$)

4) Перерахунок фактичного Δp:

$$\Delta p_{факт.} = \left(\frac{\Delta V_{перв.}}{100 \cdot kv_{факт.}} \right)^2$$

Взаємозв'язок потужність/витрата:

$V = \frac{3600 \cdot P}{c \cdot \Delta T}$ для підбору клапанів і устаткування на ділянках a), b), c), d).

Витрата	V	[кг/год]
Потужність	P	[кВт]
теплоємність	c	[кДж/кг·K]
Перепад температури	ΔT	[K]
kv-клапана	kv	[м³/год]
втрати тиску	Δp	[кПа]

Ця схема не прийнятна для теплових насосів.

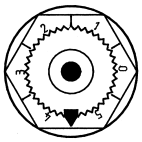
Усі відомості, що містяться в цьому документі, наведені відповідно до інформації, наявної на момент видання, і мають лише інформативний характер. Ми залишаємо за собою право на зміни, спрямовані на технічне удосконалення. Зображення є символічними і можуть зовні відрізнятися від реальних виробів. Можливе неправильне перенесення кольорів, зумовлене особливостями поліграфії. Можливі відмінності у виробах, призначених для різних країн. Можливі зміни технічної специфікації і порядку роботи. З будь-яких питань просимо звертатися до найближчого відділення фірми HERZ.

HERZ-TS-98-V

Термостатичні клапани з плавною, відкритою попередньою настройкою

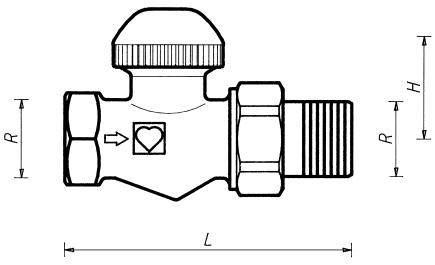
Нормаль для **TS-98-V**

HERZ-TS-98-V
Термостатична букса

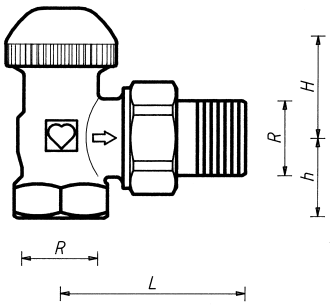


011
EN 215
проверен и зарегистрирован – перевірено та зареєстровано

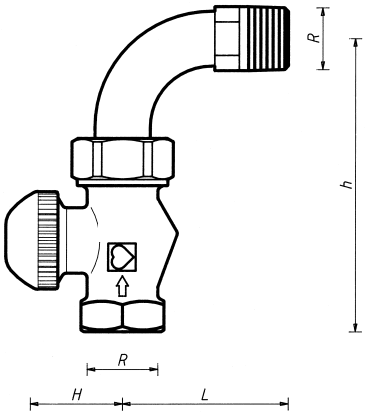
Сертифікована продукція відповідно до бази даних DIN CERTCO



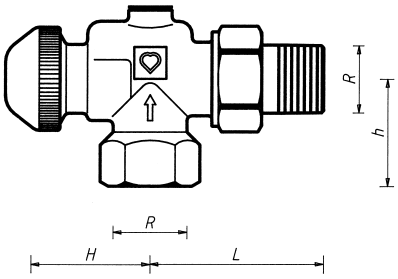
7623 V



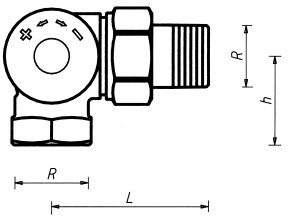
7624 V



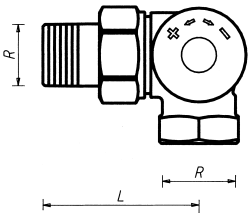
7623 V + 6249



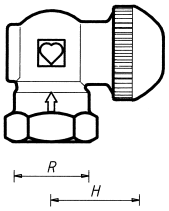
7628 V



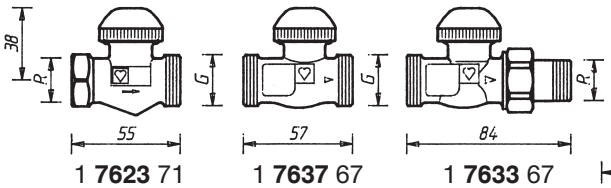
7658 V



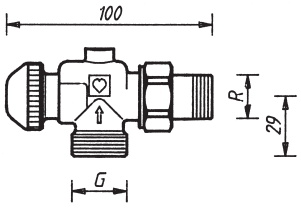
7659 V



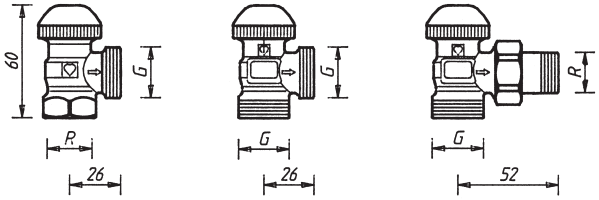
Особливі конструктивні виконання
R = R 1/2
G = G 3/4



1 **7623** 71 | 1 **7637** 67 | 1 **7633** 67



1 **7648** 67



1 **7624** 71 | 1 **7624** 42 | 1 **7638** 67

Габаритні розміри, мм, для стандартного модельного ряду EN 215 T 2 HD 1215

Арт. №	Позначення	DN	R	Ø	L	H	h	Номер замовлення
7623 V	Модельний ряд «F» прохідній клапан	10	3/8	12	75	27	–	1 **7623** 65
		15	1/2	1	83	27	–	1 **7623** 67
		20	3/4	18	98	27	–	1 **7623** 69
7624 V	Модельний ряд «F» кутовий клапан	10	3/8	12	49	27	20	1 **7624** 65
		15	1/2	15	54	23	23	1 **7624** 67
		20	3/4	18	63	23	23	1 **7624** 69
7623 VD + 6249	EN 215 F прохідній клапан з відводом	10	3/8	12	40	27	84	Клапан та відвід замовляються окремо
		15	1/2	15	54	27	94	
7628 V	Кутовий осьовий спеціальний	10	3/8	12	49	35	27	1 **7628** 65
		15	1/2	15	55	35	29	1 **7628** 67
7658 V	AB	15	1/2	15	53	26	31	1 **7658** 67
7659 V	CD	15	1/2	15	53	26	31	1 **7659** 67
7623 VD	Модельний ряд «D» прохідній клапанl	10	3/8	12	85	27	–	1 **7623** 66
		15	1/2	15	95	27	–	1 **7623** 68
7624 VD	Модельний ряд «D» кутовий клапан	10	3/8	12	52	27	22	1 **7624** 66
		15	1/2	15	58	23	26	1 **7624** 68
7623 VD + 6249	EN 215 D прохідній клапан з відводом	10	3/8	12	40	27	94	Клапан та відвід замовляються окремо
		15	1/2	15	54	27	107	
		20	3/4	122	60	37	122	

Виконання

Всі моделі постачаються у нікельованому виконанні з помаранчевим захисним ковпачком.
Універсальні моделі із спеціальною різьбовою муфтою для труб і фітингів:

HERZ-TS-98-V	**7623 V**	**3/8-1/2**	Модельний ряд «F», прохідній клапан
	7624 V	**3/8-1/2**	Модельний ряд «F», кутовий клапан
	7628 V	**3/8-1/2**	Кутовий осьовий спеціальний клапан
HERZ-3-D-V	**7658 V**	**1/2**	3-осьовий клапан «AB», радіатор праворуч від клапана на трубопроводі подачі
	7659 V	**1/2**	те саме «CD», радіатор ліворуч

HERZ-TS-98 Особливі варіанти виконання

HERZ-TS-98-V-клапан в особливому варіанті виконання 1/2

1 **7633** 67 Кутовий клапан, з'єднання для підключення радіатора з ущільненням «сфера-конус», фітинг для труб із зовнішньо різзю G 3/4

1 **7638** 67 Кутовий клапан, з'єднання для підключення радіатора з ущільненням «сфера-конус», фітинг для труб із зовнішньо різзю G 3/4

1 **7648** 67 Клапан кутовий спеціальний, з'єднання для підключення радіатора з ущільненням «сфера-конус», фітинг для труб із зовнішньо різзю G 3/4

Інші варіанти виконання

HERZ-TS-90 Термостатичні клапани без попередньої настройки

HERZ-TS-90-E Термостатичні клапани підвищеної пропускної здатності для однотрубної системи

HERZ-TS-90-V Термостатичні клапани з плавною, прихованою попередньою настройкою

HERZ-TS-90-kv Термостатичні клапани з фіксованим значенням kV для систем централізованого опалення

HERZ-TS-99-FV Термостатичні клапани з точною ступінчатою відкритою попередньою настройкою

Для цих виконань є окремі нормалі.

Робочі характеристики компресійних фітингів HERZ

Макс. робоча температура 110 °C

Макс. робочий тиск 10 бар

Якість води як теплоносія повинна відповідати вимогам стандарту ÖNORM H 5195 та рекомендацій VDI 2035. У разі застосування фітингів HERZ для мідних і сталевих труб слід враховувати максимально допустиму температуру і тиск (EN 1254-2:1998, табл. 5).

Сфера застосування

У системах водяного опалення, в яких гідравлічне балансування за допомогою клапанів для відключення радіаторів неможливе або небажане.

Підключення до радіатора

З'єднувач 6210 з ущільненням «сфера-конус» постачається з клапаном.
Рекомендується при монтажі використовувати монтажний ключ HERZ 6680.

Інші можливості підключення

Номери для замовлення розміщені в каталозі поставки HERZ.

Замість з'єднувачів для радіаторів з боку зовнішньої різі G 3/4 можна використовувати:

Можуть використовуватися в місцях підключення радіатора та на зовнішній різі G 3/4 наступні номери замовлення:

6210	1/2	З'єднувач для труб з різзю, можлива довжина – 26 або 35 мм.
6211	1/2	З'єднувач перехідний, 1/2 x 3/8.
6213	3/8	З'єднувач перехідний, 1/2 x 3/8.
6218	3/8-1/2	Різьбовий ніпель подовжений, без гайки, може бути укорочений на місці. Довжина 3/8 x 40; 3/4 x 70; 1/2 x 76 мм.
6218	1/2	Різьбовий ніпель, без гайки, довжина: 36, 39, 42, 48 або 76 мм.
6235	3/8-1/2	З'єднувач під пайку, 5/8 x 12; 3/4 x 12; 3/4 x 15; 3/4 x 18; 1 x 18 мм.
6249	3/8-1/2	Відвід для різьбових труб 90° з латуні, нікельований, ущільнення "сфера-конус", без гайки.
6274	G 3/4	Фітинг для мідних труб та труб з м'якої сталі. Зовнішній діаметр труб 8, 10, 12, 14, 15, 16 мм.
6276	G 3/4	Фітинг для мідних труб. Зовнішній діаметр труб 12, 14, 15, 16 та 18 мм.
6098	G 3/4	Фітинг для полімерних та металополімерних труб.

З боку муфти клапанів можна використовувати:

6219	1/2	Перехідна муфта, без покриття, для підключення труба/клапан, внутрішня різь (труба) x зовнішня різь (клапан). 1 x 1/2, 1¼ x 1/2, 1 x 3/4, 1¼ x 3/4.
6066	M 22 x 1,5	З'єднувач для полімерних труб PE-X, PB, а також металополімерних труб, застосовується з адаптером 1 **6272** 01 (G 1/2 x M 22 x 1,5).
6098	G 3/4	З'єднувач для полімерних труб PE-X-, PB, а також металополімерних труб застосовується з адаптером 1 **6266** 01 (G 1/2 x G 3/4).

Розміри для з'єднувачів пластикових труб див. у каталозі HERZ.

З'єднання із трубопроводами. Універсальні моделі

Універсальні моделі мають спеціальні муфти. До них можна приєднувати трубу з різзю або калібровану трубу з м'якої сталі або міді за допомогою фітингів. Фітинги замовляються окремо. Для клапанів R=1/2 для труб із зовнішнім діаметром 10, 12, 14, 16 і 18 мм між клапаном і фітингом слід застосовувати адаптер арт. № 6272.

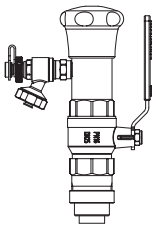
Труба Ø D, мм		12	10	12	14	15	16	18
Клапан	R =	3/8	1/2					
Адаптер	Арт. №	–	1 **6272** 01	1 **6272** 01	1 **6272** 01	–	1 **6272** 01	1 **6272** 11
Фітинг	Арт. №	1 **6292** 00	1 **6284** 00	1 **6284** 01	1 **6284** 03	1 **6292** 01	1 **6284** 05	1 **6289** 01

Під час монтажу мідних труб або труб з м'якої сталі рекомендується використовувати опорні гільзи. Для бездоганного монтажу рекомендується різь болта або гайки, а також саме затискне кільце змащувати силіконовим мастилом. Зверніть увагу на нашу інструкцію з монтажу.

Попередня настройка

Попередня настройка полягає в створенні додаткового гідравлічного опору, застосовуючи плавно регульований ззовні дросельний елемент – кільце, що охоплює золотник клапана. Дросельний шпиндель не перешкоджає руху шпинделя клапана.
Попередню настройку можна виконувати вручну за допомогою ручки попереднього налаштування. При цьому покажчик на ручці встановлюється на те значення шкали букси, яке визначається шляхом обчислень або за діаграмою.
Попередня настройка виконують за допомогою ключа попередньої настройки (1 **6819** 98), надівши на зубчастий вінець букси і встановивши покажчик зубчастого вінця букси на необхідне значення, отримане в результаті розрахунку або за HERZ діаграмою.
Регулювальний ключ HERZ-TS-98-V (1 **6819** 98) доступний як допоміжний засіб налаштування, який може бути прикріплений до зубчастого вінця попередньої настройки.

Сумісність HERZ-TS-90. Заміна букси термостатичного клапана

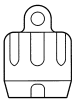


Розрізняють чотири види клапанів HERZ-TS-90, що відрізняються один від одного виконанням букси клапана.

- HERZ-TS-90 – звичайне виконання;
- HERZ-TS-90-k_V – термостатичні клапани зі ступінчастою настройкою k_V;
- HERZ-TS-90-V – термостатичні клапани з плавною прихованою попередньою настройкою;
- HERZ-TS-98-V – термостатичні клапани з плавною відкритою попередньою настройкою.

Якщо під час експлуатації системи виявиться, що необхідно зробити заміну букси, то за допомогою інструменту HERZ-Changefix можна замінити букс під тиском. Також можна здійснити очищення сідла клапана (видалення частинок бруду, залишків зварювання чи паяння). Перед використанням HERZ-Changefix ознайомтесь з інструкцією.

Процес налаштування HERZ-TS-98-V. Ключ для налаштування 1 6819 98



1. Зняти головку термостата, ручний привід або захисний ковпачок.
2. Встановити помаранчевий вінець букси (заводські налаштування 6 = 0 (відкрито на 360 °)) за допомогою регулювального ключа (1 **6819** 98) проти годинникової стрілки на бажаний рівень попередньої настройки 5-1.
3. Встановіть термостатичну головку або ручний привід.

Виконане налаштування є надійним і недоступне для сторонніх осіб.

Ущільнення штока букси HERZ-TS-98-V

Ущільненням штока слугує спеціальне ущільнювальне кільце O-Ring, яке знаходиться у спеціальній латунній буксі, яку можна замінити під час роботи. Завдяки кільцю ущільнювача відсутня необхідність в обслуговуванні і забезпечується тривала безперебійна робота клапана. При зносі ущільнення штока термостатична букса замінюється. Після заміни букси, необхідно знову встановити існуючий ступінь попередньої настройки.

1. Після заміни букси необхідно встановити попередньо налаштоване значення попередньої настройки. Демонтувати головку термостата HERZ або ручний привід HERZ-TS.
2. Викрутити буксу клапана та замінити на нову.
3. Встановити термостатичну головку HERZ або ручний привід HERZ-TS. У системі під тиском заміна букси може здійснюватися за допомогою інструменту Changefix HERZ; слід користуватися інструкцією з експлуатації Changefix HERZ.

Номер замовлення букси клапана HERZ-TS-98-V: 1 **6367** 98.

HERZ Номінальний хід термостатичного клапана

Захисний ковпачок слугує для захисту на час транспортування і промивання під час пуску.

Знявши захисний ковпачок і встановивши головку термостата, отримують термостатичний клапан, не зливаючи при цьому воду з системи. Налаштування номінального розрахункового ступеня відкриття за допомогою захисного ковпачка: По колу пластмасового ковпачка, в рифленій ділянці, нанесені дві риски, відповідно до маркування «+» і «-»

1. Закрити клапан за допомогою захисного ковпачка, повернувши ковпачок за годинниковою стрілкою.
2. Позначити положення, якому відповідає маркуванню «+».
3. Поверніть захисний ковпачок проти годинникової стрілки до суміщення маркування «-» із зазначеним раніше положенням маркування «+».

HERZ-TS Ручний привід

Для ручного керування клапаном за відсутності термоголовки можна використовувати ручний привід HERZ.

Перед монтажем ознайомтесь інструкцію, що додається.

Монтаж

Термостатичний клапан встановлюють на лінії подачі радіатора у напрямком потоку, вказаному стрілкою на корпусі клапана. HERZ-термостатична головка повинна по можливості перебувати в горизонтальному положенні, щоб забезпечити оптимальне регулювання температури в приміщенні з мінімальними перешкодами.

Вказівки з монтажу

HERZ-термостатична головка не повинна піддаватися впливу прямого сонячного проміння або тепла, яке випромінюється такими пристроями, як, наприклад, телевізор. Якщо радіатор закритий (завісою), утворюється теплова зона, в якій термостатична головка не відчуває кімнатної температури і, отже, не може регулювати. У цих випадках необхідно використовувати HERZ термостатичну головку з виносним датчиком або HERZ-термостатичну головку з дистанційним регулюванням.

Подробиці про HERZ-термостатичні головки знаходяться у відповідних нормалях.

Встановлення на літо

Після закінчення опалювального періоду необхідно повністю відкрити клапан, повернувши термостатичну головку або ручний привід проти годинникової стрілки, щоб уникнути скупчення сторонніх тіл на сідлі клапана.

Приладдя

1 **6680** 00	HERZ монтажний ключ для з'єднувачів
1 **6819** 98	HERZ-TS-98-V регулювальний ключ
1 **7780** 00	HERZ-Changefix, інструмент для заміни термостатичних букс на клапанах
1 **9102** 80	Ручний привід серія 9000 „Design“

Запчастини

1 **6367** 98	HERZ-TS-98 термостатична букса

Утилізація

Утилізація має відповідати місцевому та чинному законодавству.

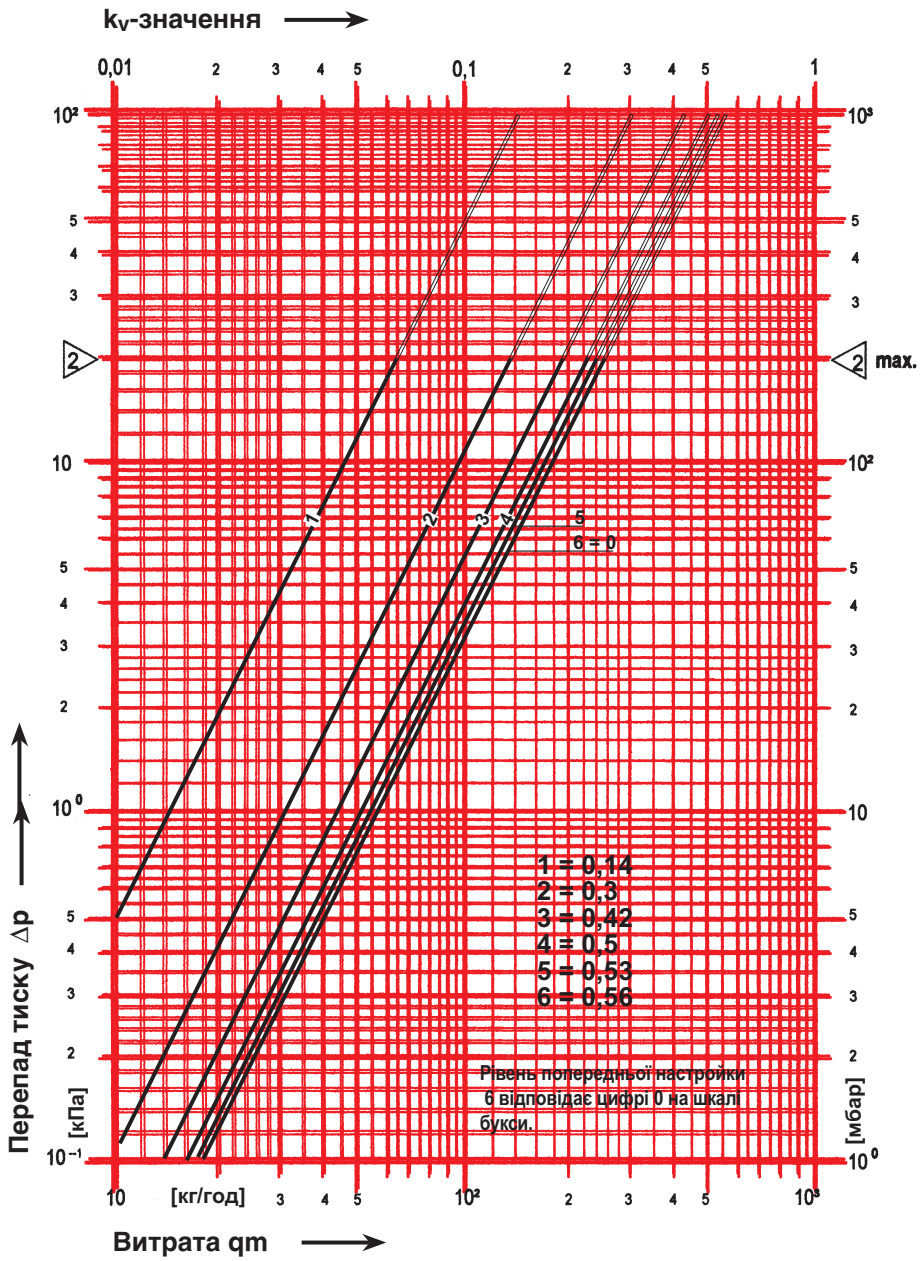
Матеріал

Відповідно до статті 33 Регламенту REACH (Registration; Evaluation; Authorisation; Restriction of Chemicals) (ЕС № 1907/2006) ми зобов'язані вказати, що свинець внесений до списку SVHC (Substances of Very High Concern – дуже небезпечні речовини) і ваговий відсоток свинцю у всіх латунних компонентах заводського виготовлення в наших виробах перевищує 0,1% (w/w) (CAS: 7439-92-1/EINECS: 231-100-4). Оскільки свинець є легуючим компонентом сплаву, прямий негативний вплив виключається, і тому додаткової інформації про безпечне використання не потрібно.

Примітка: всі зображення продуктів ГЕРЦ представлені символічно і тому можуть візуально відрізнятися від реального продукту. Кольори можуть відрізнятися в залежності від технології друку, яку ви використовуєте. У разі виникнення додаткових питань, звертайтеся до найближчого офісу HERZ.

HERZ діаграма	HERZ-TS-98-V
Арт. №. 76XX V	Розм. DN10 R = 3/8 • DN15 R = 1/2 • DN20 R = 3/4

Конструкція клапана [Δ p] відповідає «VDMA-пам'ятці по плануванню та гідравлічному балансуванню системи опалення з термостатичним клапаном радіатора».



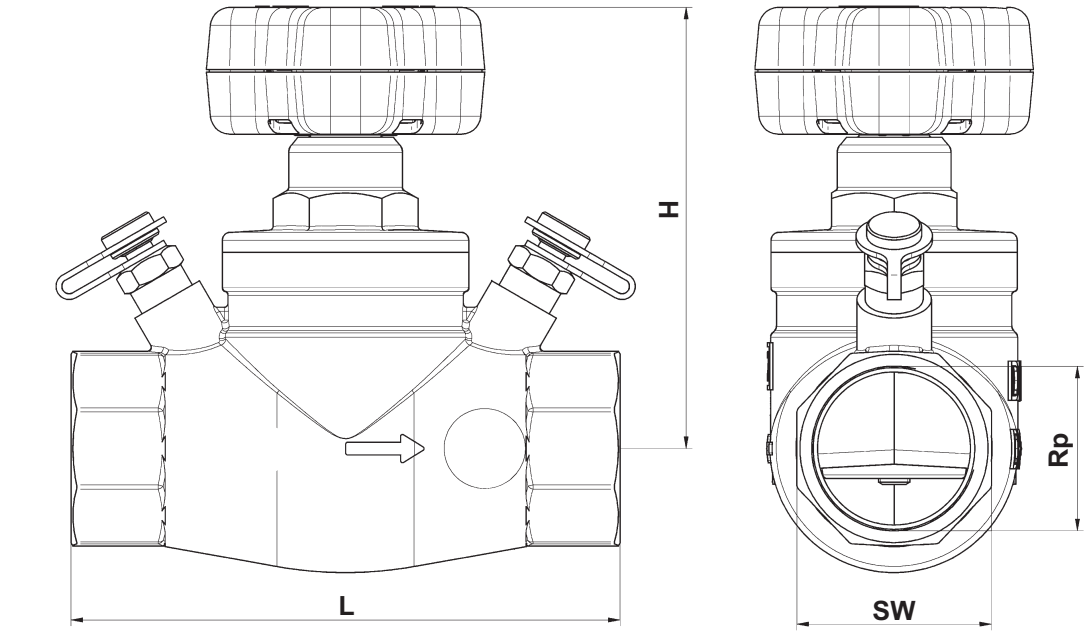
Характеристики відносяться до статичного тиску 2,5-10 бар

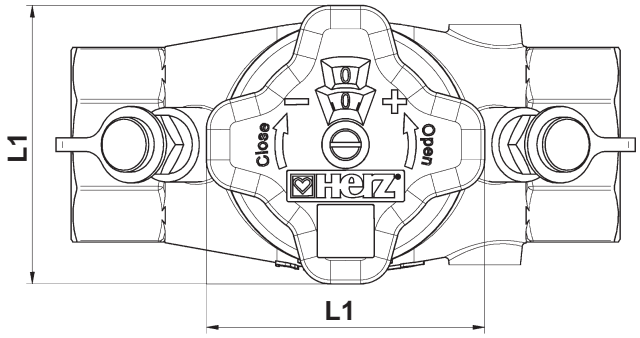
	kv-значення							
p-відхилення [K]	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
Попередня настройка								
1	0,05	0,11	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14
2	0,13	0,25	0,29	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
3	0,14	0,26	0,38	0,42	0,44	0,44	0,45	0,45
4	0,14	0,27	0,39	0,50	0,54	0,55	0,56	0,57
5	0,15	0,28	0,40	0,53	0,66	0,70	0,72	0,73
6	0,15	0,28	0,41	0,56	0,70	0,76	0,80	0,81

HERZ STRÖMAX GM/GML/GR

STRÖMAX-GM/GML клапан балансувальний з вимірювальними штуцерами
STRÖMAX-GR клапан балансувальний

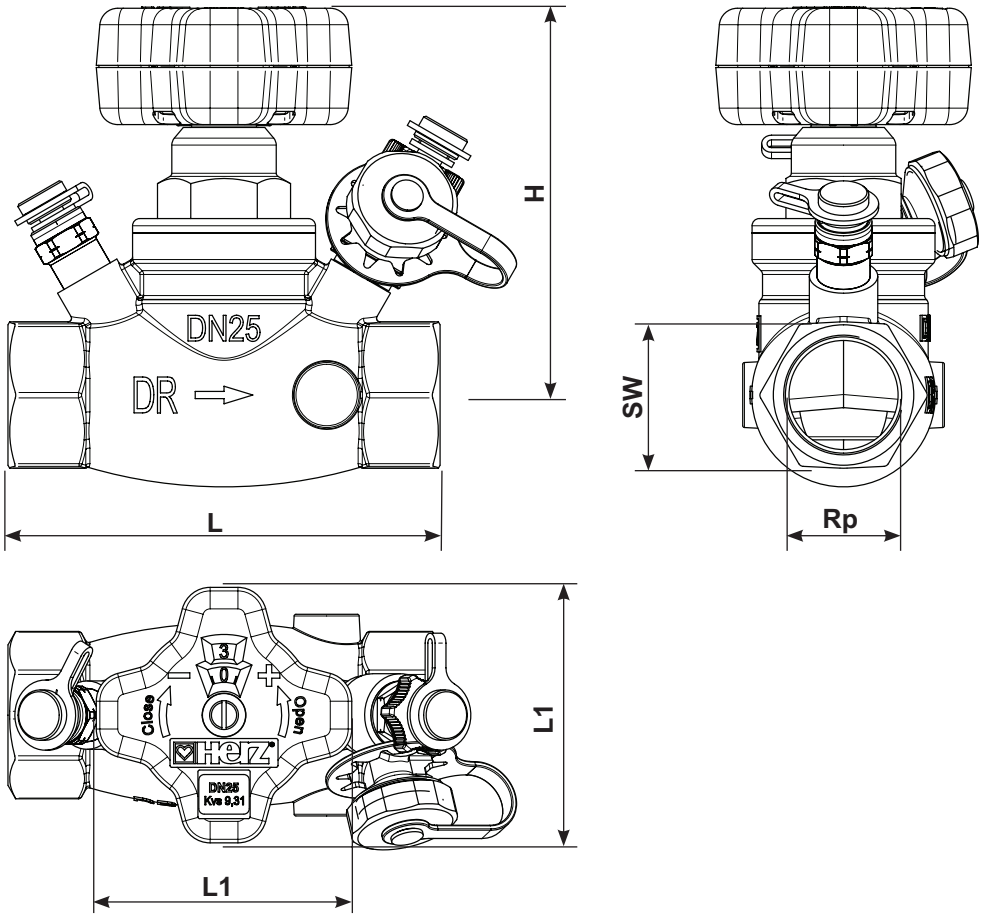
Нормаль для STRÖMAX GM/GML/GR





Розміри

Номер замовлення		DN	Rp	L	L1	H	SW 6-гран.	SW 8-гран.	Вага, кг		
4217 GM	4217 GR								4217 GM	4217 GR	kvs
1 **4217** 30		15 LF	1/2	100	71	97	27	-	0,86		0,93
1 **4217** 31		15 MF	1/2	100	71	97	27	-	0,89		3,49
1 **4217** 01	1 **4217** 61	15	1/2	100	71	97	27	-	0,85	0,82	6,05
1 **4217** 32	1 **4217** 62	20	3/4	100	71	97	32	-	1,22	0,83	6,11
1 **4217** 33	1 **4217** 63	25	1	120	71	107	41	-	1,55	1,3	9,22
1 **4217** 34	1 **4217** 64	32	1¼	140	71	112	-	50	1,88	1,84	18,83
1 **4217** 35	1 **4217** 65	40	1½	150	71	112	-	55	2,34	2,21	23,29
1 **4217** 36	1 **4217** 66	50	2	165	110	136	-	70	3,74	3,73	35,26
1 **4217** 07	1 **4217** 67	65	2½	190	110	141	-	85	5,23	5,22	52,11
1 **4217** 08	1 **4217** 68	80	3	210	110	142	-	100	6,97	7,03	76,10



Розміри

Номер замовлення 4217 GML	DN	Rp	L	L1	H	SW 6-гран.	SW 8-гран.	Вага, кг	kvs
1 **4217** 10	15 LF	1/2	100	71	97	27	-	0,98	0,93
1 **4217** 11	15 MF	1/2	100	71	97	27	-	0,97	3,49
1 **4217** 12	15	1/2	100	71	97	27	-	0,97	6,05
1 **4217** 13	20	3/4	100	71	97	32	-	1,00	6,11
1 **4217** 14	25	1	120	71	107	41	-	1,45	9,22
1 **4217** 15	32	1¼	140	71	112	-	50	1,98	18,83
1 **4217** 16	40	1½	150	71	112	-	55	2,34	23,29
1 **4217** 16	50	2	165	110	136	-	70	3,85	35,26
1 **4217** 17	65	2½	190	110	141	-	85	5,35	52,11
1 **4217** 18	80	3	210	110	142	-	100	7,20	76,10

Виконання

STRÖMAX-GM. Балансувальний клапан з вимірювальними штуцерами, 1/2″-3″.
Виконання з прямим невисувним шпинделем, муфта х муфта, латунний корпус без покриття, ущільнення шпинделя подвійним кільцевим ущільненням O-Ring, попередня настройка шляхом обмеження ходу внутрішнього шпинделя, цифрові показники ступеня налаштування відображаються у вікні маховика.
Два вимірювальні штуцери розміщені поряд з маховиком.

STRÖMAX-GML. Балансувальний клапан з вимірювальними штуцерами та підключенням імпульсної трубки, 1/2″-3″. Виконання з прямим невисувним шпинделем, муфта х муфта, латунний корпус без покриття, ущільнення шпинделя подвійним кільцевим ущільненням O-Ring, попередня настройка шляхом обмеження ходу внутрішнього шпинделя, цифрові показники ступеня налаштування відображаються у вікні маховика.
Один вимірювальний клапан розташований перед сідлом балансувального клапана, інший вимірювальний клапан з можливістю підключення імпульсної трубки – після сідла.

STRÖMAX-GR. Балансувальний клапан, 1/2″-3″.
Виконання з прямим невисувним шпинделем, муфта х муфта, латунний корпус без покриття, ущільнення шпинделя подвійним кільцевим ущільненням O-Ring, попередня настройка шляхом обмеження ходу внутрішнього шпинделя, цифрові показники ступеня налаштування відображаються у вікні маховика.

Інші виконання

4117 M	DN15 - 80	Strömax-M, балансувальний клапан з похилим шпинделем, з вимірювальними штуцерами
4117 R	DN15 - 80	Strömax-R, балансувальний клапан з похилим шпинделем
4117 MW	DN15 - 50	Strömax-MW, балансувальний клапан з похилим шпинделем для систем питного водопостачання, з вимірювальними штуцерами
4117 RW	DN15 - 50	Strömax-RW, балансувальний клапан з похилим шпинделем для систем питного водопостачання
4017 M	DN15 - 50	4017-M, балансувальний клапан з похилим шпинделем, з вимірювальною діафрагмою та вимірювальними штуцерами
4017 ML	DN15 - 50	4017-ML, балансувальний клапан з похилим шпинделем, з вимірювальною діафрагмою та вимірювальними штуцерами та можливістю підключення імпульсної трубки
4017 R		4017- R, балансувальний клапан з похилим шпинделем, з вимірювальною діафрагмою
4017 MW	DN15 - 50	Strömax-MW, балансувальний клапан з похилим шпинделем для систем питного водопостачання, з вимірювальною діафрагмою та вимірювальними штуцерами
4000	DN15 - 50	Herz - Вимірювальна діафрагма з двома вимірювальними штуцерами
4218 GMF	DN25 - 80	Strömax-GMF, балансувальний клапан, фланцеве виконання з вимірювальними штуцерами
4218 GF	DN50 - 300	Strömax-GF, балансувальний клапан, фланцеве виконання з вимірювальними штуцерами
4000+4117 R		Herz - Вимірювальна діафрагма + Strömax-R балансувальний клапан
4000+4217 GR		Herz - Вимірювальна діафрагма + Strömax-GR балансувальний клапан
4000 F+4218 GMF		Herz - Вимірювальна діафрагма із нержавіючої сталі + Strömax-GMF, балансувальний клапан, фланцеве виконання з вимірювальними штуцерами
4000 F+4218 GF		Herz - Вимірювальна діафрагма із нержавіючої сталі + Strömax-GF, балансувальний клапан, фланцеве виконання з вимірювальними штуцерами
4000 F	DN65 - 300	Herz - Вимірювальна діафрагма із нержавіючої сталі для фланцевого підключення, з двома вимірювальними штуцерами.

Вимірювальні штуцери
Два вимірювальні штуцерами встановлені поряд з маховиком в одному напрямку та із заводськими ущільненнями. Таке розташування гарантує найбільшу доступність і оптимальне підключення вимірювальних приладів при будь-якому монтажному положенні клапана.

Область застосування
Балансувальні клапани застосовуються для гідравлічного балансування систем опалення або охолодження, регулювання магістральних трубопроводів, стояків, теплообмінників, регістрів опалення та охолодження.

Технічні характеристики
Макс. робоча температура 130 °C (до DN32).
Макс. робоча температура 110 °C (від DN40).
Макс. робочий тиск 16 бар.

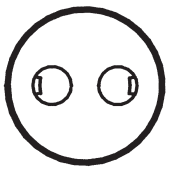
Якість теплоносія повинна відповідати вимогам стандарту ÖNORM H 5195 та рекомендацій VDI 2035.
Допускається використання етилен-і пропіленгліколю у співвідношенні 25-50% з водою.
При використанні фітингів HERZ для мідних та сталевих труб необхідно брати до уваги величини температур та тиску, наведені у таблиці 5 стандарту EN 1254-2:1998.
При використанні з'єднань для полімерних труб HERZ макс. робоча температура не повинна перевищувати 95 °C та макс. робочий тиск - 10 бар, необхідно витримувати стандартні параметри та робочі характеристики виробника труб.
Застосування льоноволокна для ущільнення, що містить аміак, викликає корозію різьбових з'єднань з латуні; мастильні матеріали, які містять мінеральну олію, негативно впливають на прокладки EPDM, що призводить до виходу з ладу прокладок EPDM. При використанні етиленгліколю та пропіленгліколю з метою захисту від замерзання зверніться, будь ласка, до документації виробника.

З'єднання пластикових труб
Балансувальні клапани з різзю R=1/2″ можуть використовуватися в системах з полімерними трубопроводами. До муфт кріпляться перехідники і фітинги HERZ для металополімерних трубопроводів. Моделі й розміри зазначені в програмі поставок HERZ.

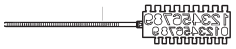
Направлення потоку
Під час монтажу дотримуватися напрямку потоку відповідно до стрілки на корпусі.

Положення клапану під час монтажу
Невисувний шпиндель, який розташований перпендикулярно осі клапана, забезпечує доступність і легкість в обслуговуванні у будь-якому монтажному положенні.

Попередня настройка
Положення конуса легко визначити за цифрами у вікні маховика. Бажаний ступінь попередньої настройки легко встановлюється і фіксується за допомогою вбудованого закритого шпинделя попередньої настройки. Налаштований клапан можна у будь-який час перекрити. Для налаштованого клапана може бути також виконано регулювання і встановлення у будь-якому положенні нижче позиції попередньої настройки. Шпиндель попередньої настройки закритий кріпильним гвинтом маховика і, таким чином, захищений від стороннього втручання.



Пломбування попередньої настройки
Пломба попередньої настройки (1 6517 04) вставляється в отвір по осі маховика для уникнення несанкціонованого доступу до попередньої настройки. При спробі видалення пломби вона руйнується і повторне її встановлення неможливе. Таким чином, можна легко помітити чи було стороннє втручання в налаштування клапана.



Покажчик попередньої настройки

Покажчик попередньої настройки (1 6715 05) – пластиковий ярличок, який кріпиться на клапан або трубопровід. Виконана попередня настройка маркується зрізанням або відламуванням зубців на цифрах повних і часткових (з точністю до 1/10) обертів. Це дозволяє контролювати та/або відновити попередньо налаштовані значення настройок при регулюванні системи без необхідності використання документації.

STRÖMAX-GR

Механіка клапанів STRÖMAX-GR аналогічна до механіки клапанів STRÖMAX-GM, тобто цифрові позначення попередньої настройки і спосіб попередньої настройки ідентичні. Проте клапани STRÖMAX-GR виготовлені без вимірювальних штуцерів.

Вимірювання перепаду тиску на STRÖMAX-GM/GML

Клапани STRÖMAX-GM/GML оснащені двома вимірювальними штуцерами: за допомогою вимірювального приладу можна виміряти перепад тиску і за ним визначити поточну витрату залежно від ступеня попередньої настройки. HERZ Вимірювальний комп'ютер (1 8900 05) дозволяє безпосередньо отримати значення витрати (див. інструкцію для вимірювальних приладів).

Попередня настройка, встановлення та фіксація

Клапани STRÖMAX-GM/GML/GR постачаються у відкритому положенні, попередня настройка допускає максимально можливий хід. Маховик встановлений таким чином, що при закритому клапані у вікні маховика видно значення 0,0.

Порядок виконання попередньої настройки:

1. Встановити бажаний ступінь настройки, визначений розрахунком шляхом (цифрові показання у вікні маховика).
2. Викрутити гвинт кріплення маховика, не знімаючи маховик з клапана.
3. Гвинт налаштування, який став доступним, закрутити до упору.
4. Закрутити назад кріпильний гвинт маховика.
5. Встановити пломбу попередньої настройки.
6. Позначити встановлене налаштування на покажчику попередньої настройки (1 6517 05) та закріпити його на клапані.

Пункти 5 і 6 не обов'язкові, але рекомендуються. При використанні диференційного манометра налаштування можна виконувати лише за HERZ-діаграмами. Встановлення певного значення витрати без зазначення ступеня настройки можливе лише для клапанів STRÖMAX-GM/GML при використанні вимірювального пристрою. Перед використанням вимірювального комп'ютера слід ознайомитися з інструкцією з експлуатації.

Заводське налаштування цифрових позначень

Заводське налаштування позначень при закритому клапані відповідає значенню 0,0 у вікні маховика. Якщо весь маховик (обертова ручка, цифрові колеса, основа) або одна з пошкоджених частин повинна бути замінена, то для забезпечення правильних цифрових позначень слід діяти наступним чином:

1. Встановити маховик у зборі так, щоб шестигранник корпусу і зубці шпинделя прийшли в зачеплення.
2. Закрити клапан поворотом маховика за годинниковою стрілкою.
3. Якщо в цій позиції цифрові позначення відповідають 0,0, то маховик встановлено правильно і його можна закріпити за допомогою гвинта. Якщо показання відмінні від 0,0, то маховик слід зняти.
4. Повертанням основи та ручки маховика встановити значення на 0,0 і знову надіти маховик, не обертаючи шпиндель.
5. Закрутити кріпильний гвинт маховика.

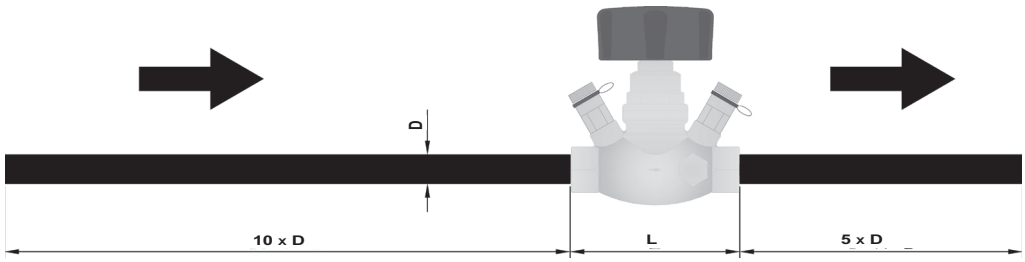
Тепер можна встановити клапан на бажану позицію.

Приладдя та запасні частини

1 **6517** 04	Пломба попередньої настройки
1 **6517** 05	Покажчик попередньої настройки
1 **8900** 05	HERZ вимірювальний комп'ютер
1 **6387** XX	Букси для STRÖMAX-GM/GML/GR - номер замовлення в HERZ програмі поставок
1 **6517** 06	Маховик для клапанів 1/2″ - 1 ½″
1 **6517** 08	Маховик для клапанів 2″ - 3″
1 **0284** 01	Вимірювальний клапан, латунний без покриття, ковпачок синій
1 **0284** 02	Вимірювальний клапан, латунний без покриття, ковпачок червоний
1 **0284** 03	Вимірювальний клапан з можливістю підключення імпульсної трубки, без покриття латунний, ковпачок червоний (відбір тиску до клапана)
1 **0284** 11	Вимірювальний клапан з можливістю підключення імпульсної трубки, без покриття латунний, ковпачок синій (відбір тиску після клапана), подовжена модель для ізольованих клапанів
1 **0284** 12	Вимірювальний клапан з можливістю підключення імпульсної трубки, без покриття латунний, ковпачок червоний (відбір тиску до клапана), подовжена модель для ізольованих клапанів
1 **0284** 21	Вимірювальний клапан з можливістю водозливу, латунний без покриття, ковпачок синій
1 **0284** 22	Вимірювальний клапан з можливістю водозливу, латунний без покриття, ковпачок червоний
1 **0284** 23	Вимірювальний клапан подовженої форми, з можливістю водозливу, ковпачок синій
1 **0284** 24	Вимірювальний клапан подовженої форми, з можливістю водозливу, ковпачок червоний

Вимірювання

Для отримання достовірних результатів вимірювання необхідно враховувати ділянки труби для «заспокоєння» потоку на вході й виході. На вході труби ділянка для «заспокоєння» має дорівнювати 10 діаметрам труби, а на виході 5.



Латунь

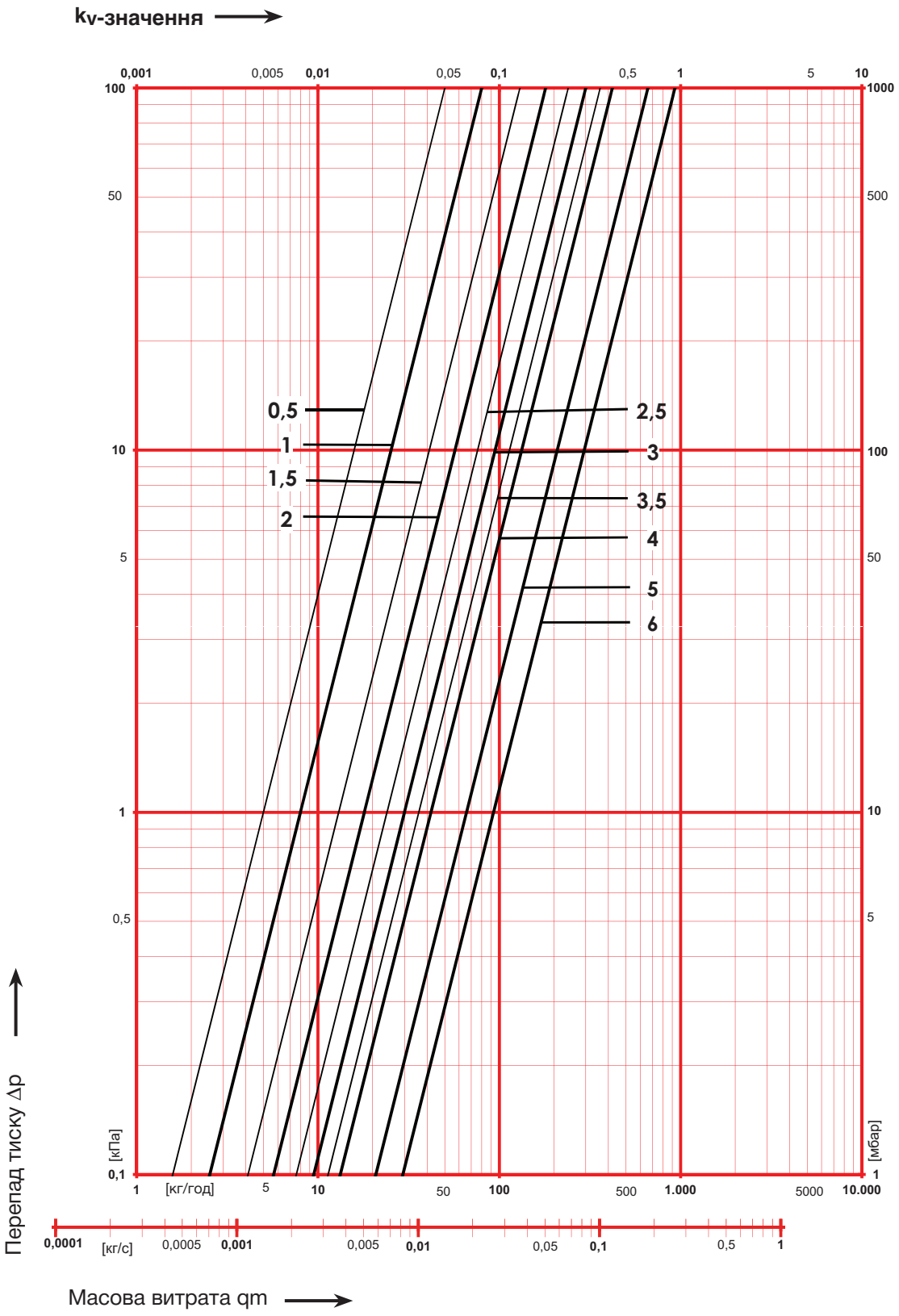
HERZ використовує високоякісну латунь, що відповідає європейським нормам DIN EN 12164 та DIN EN 12165 і має високу міцність і відмінну корозійну стійкість.
Відповідно до статті 33 Регламенту REACH (Registration; Evaluation; Authorisation; Restriction of Chemicals) (ЕС № 1907/2006) ми зобов'язані вказати, що свинець внесений до списку SVHC (Substances of Very High Concern – дуже небезпечні речовини) і ваговий відсоток свинцю у всіх латунних компонентах заводського виготовлення в наших виробах перевищує 0,1% (w/w) (CAS: 7439-92-1/EINECS: 231-100-4). Оскільки свинець є легуючим компонентом сплаву, прямий негативний вплив виключається, і тому додаткової інформації про безпечне використання не потрібно.

Інструкція з утилізації

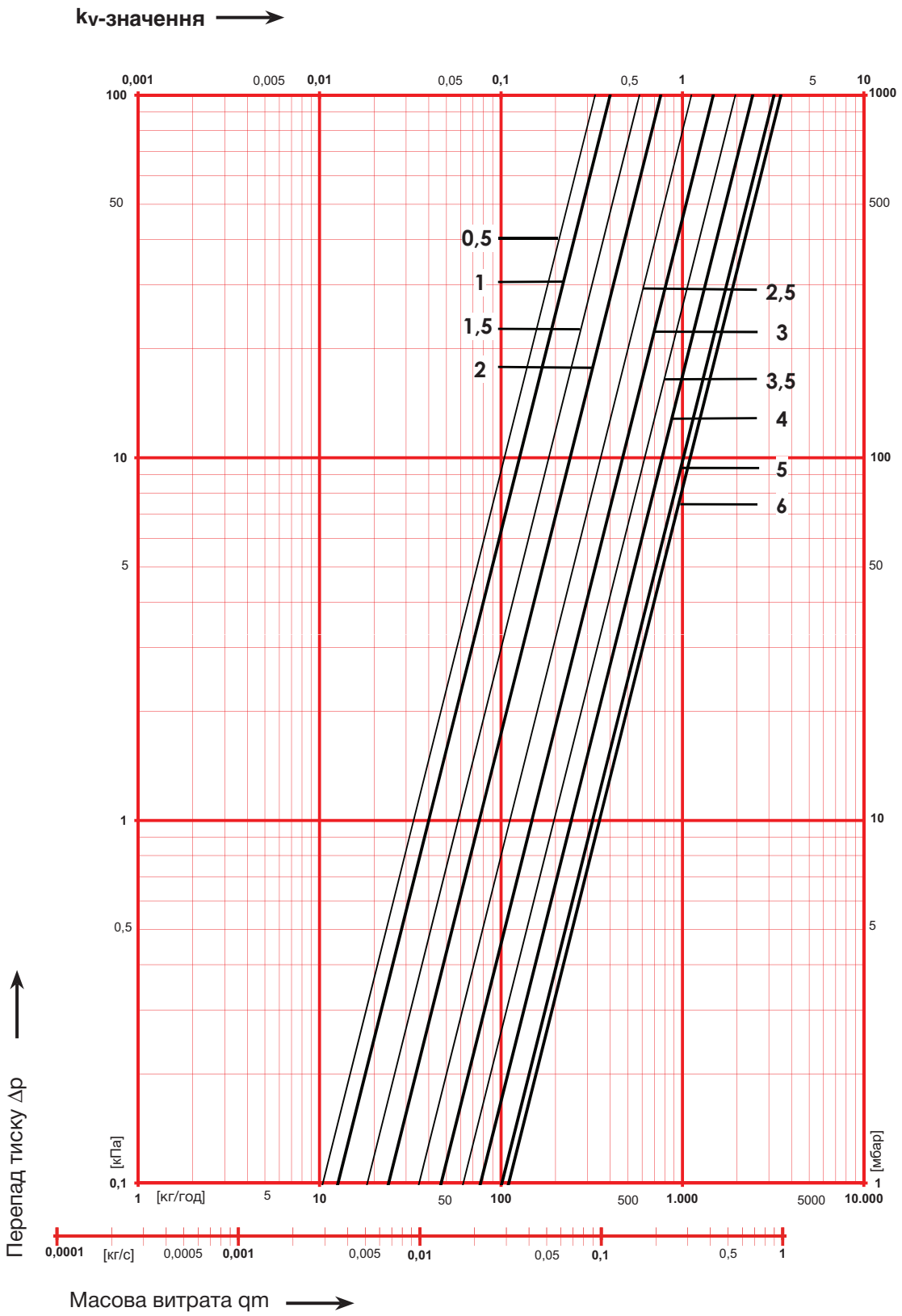
Утилізація клапанів HERZ STRÖMAX-GM/GML/GR не повинна становити небезпеку для здоров'я людини або навколишнього середовища. Необхідно дотримуватись національних правових норм при утилізації HERZ клапанів STRÖMAX-GM/GML/GR.

Примітка: всі зображення продуктів ГЕРЦ представлені символічно і тому можуть візуально відрізнятися від реального продукту. Кольори можуть відрізнятися в залежності від технології друку, яку ви використовуєте. У разі виникнення додаткових питань, звертайтеся до найближчого офісу HERZ.

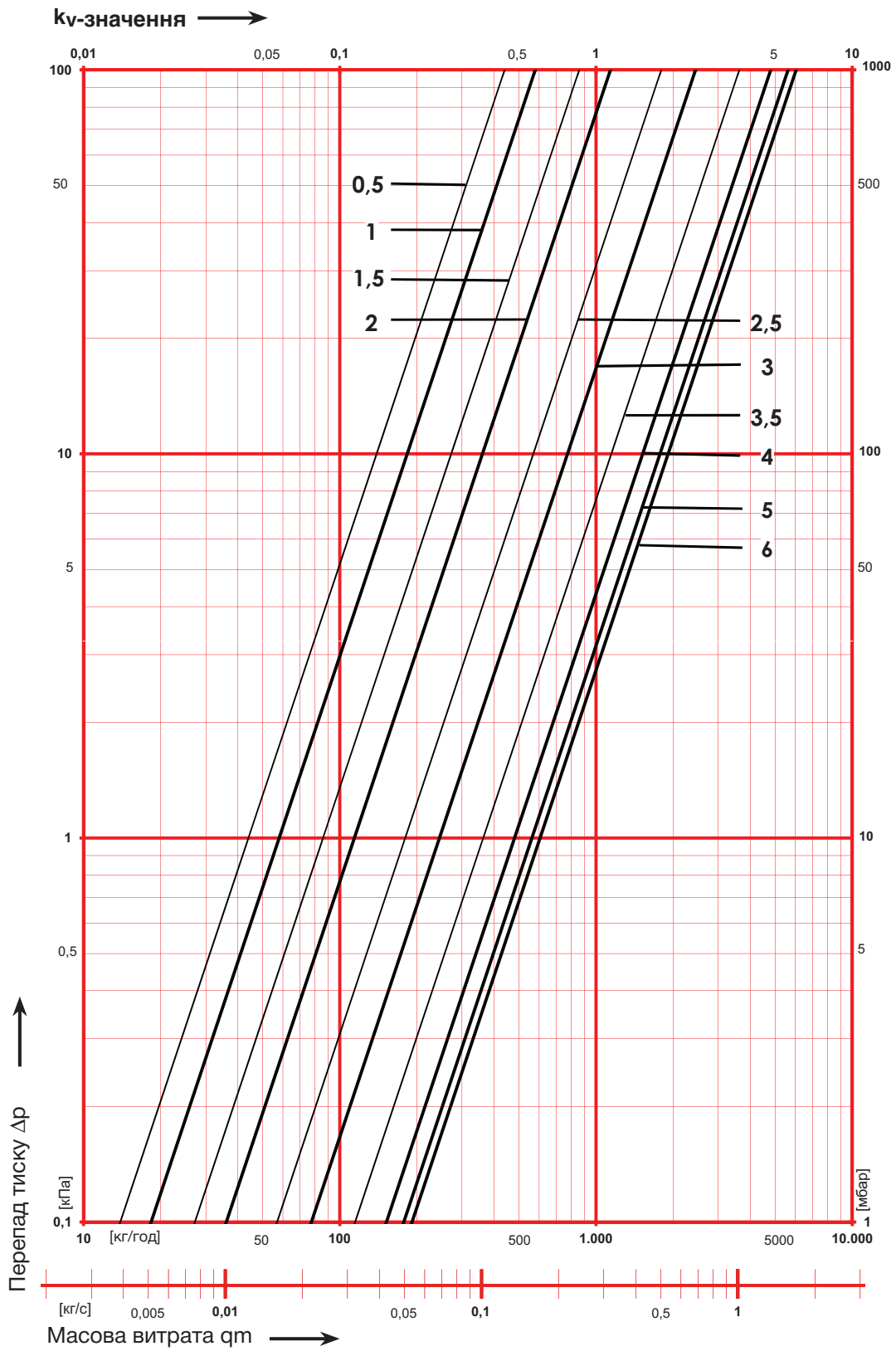
HERZ Діаграма	STRÖMAX-GM/GML
1 **4217** 30; 1 **4217** 10	DN15 LF



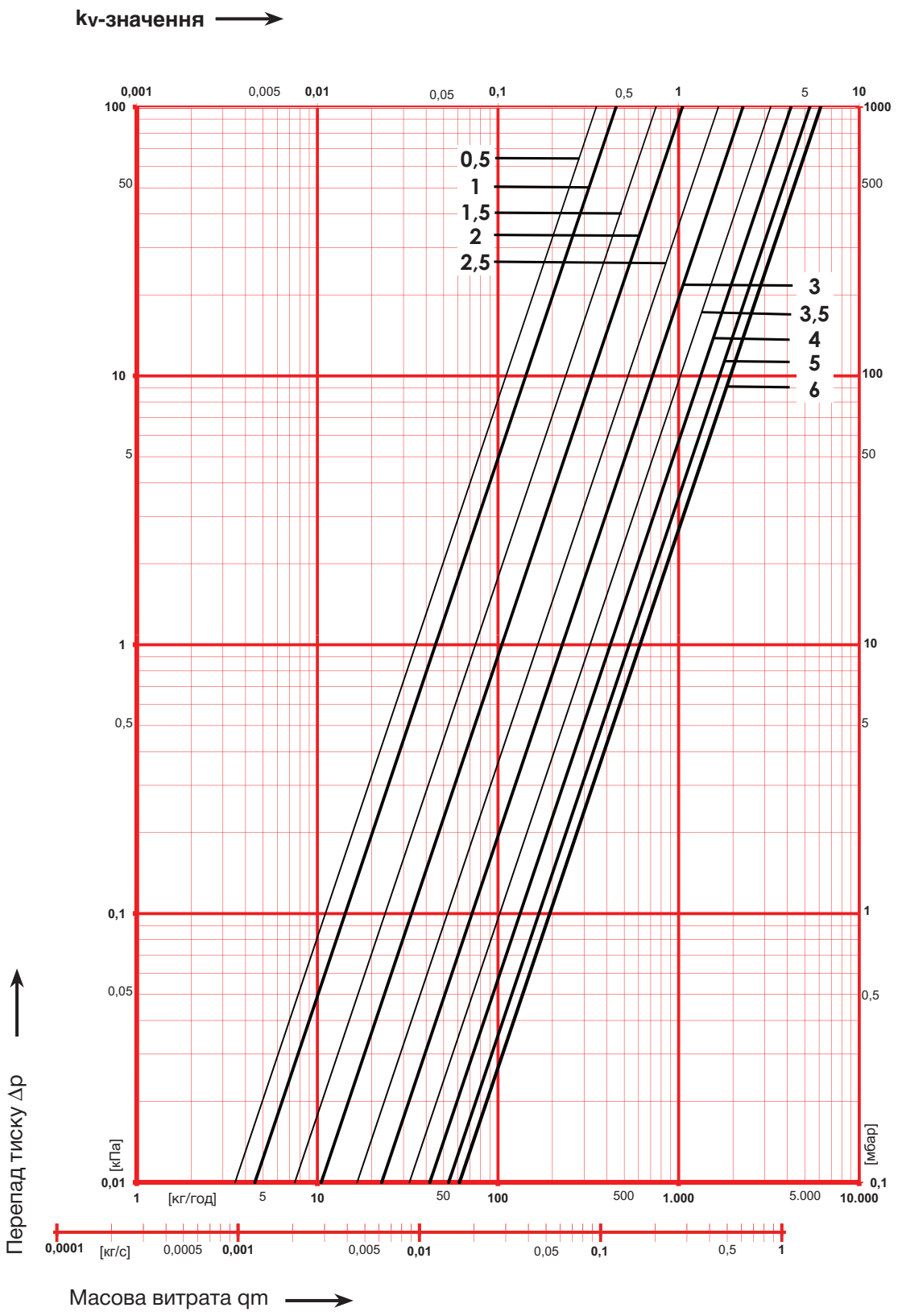
HERZ Діаграма	STRÖMAX-GM/GML
1 **4217** 31; 1 **4217** 19	DN15 MF



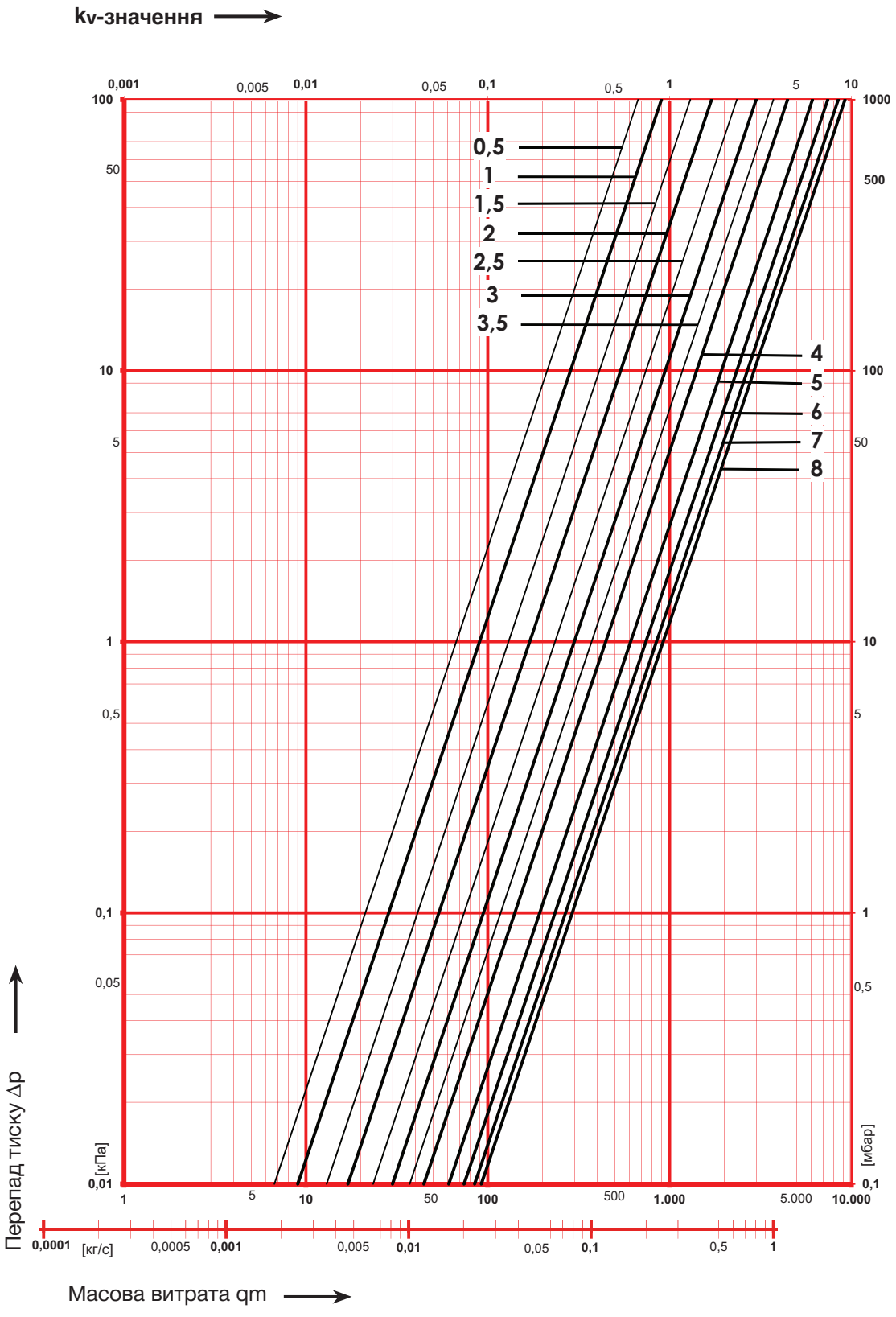
HERZ Діаграма	STRÖMAX-GM/GML/GR
1 **4217** 01; 1 **4217** 11; 1 **4217** 61	DN15



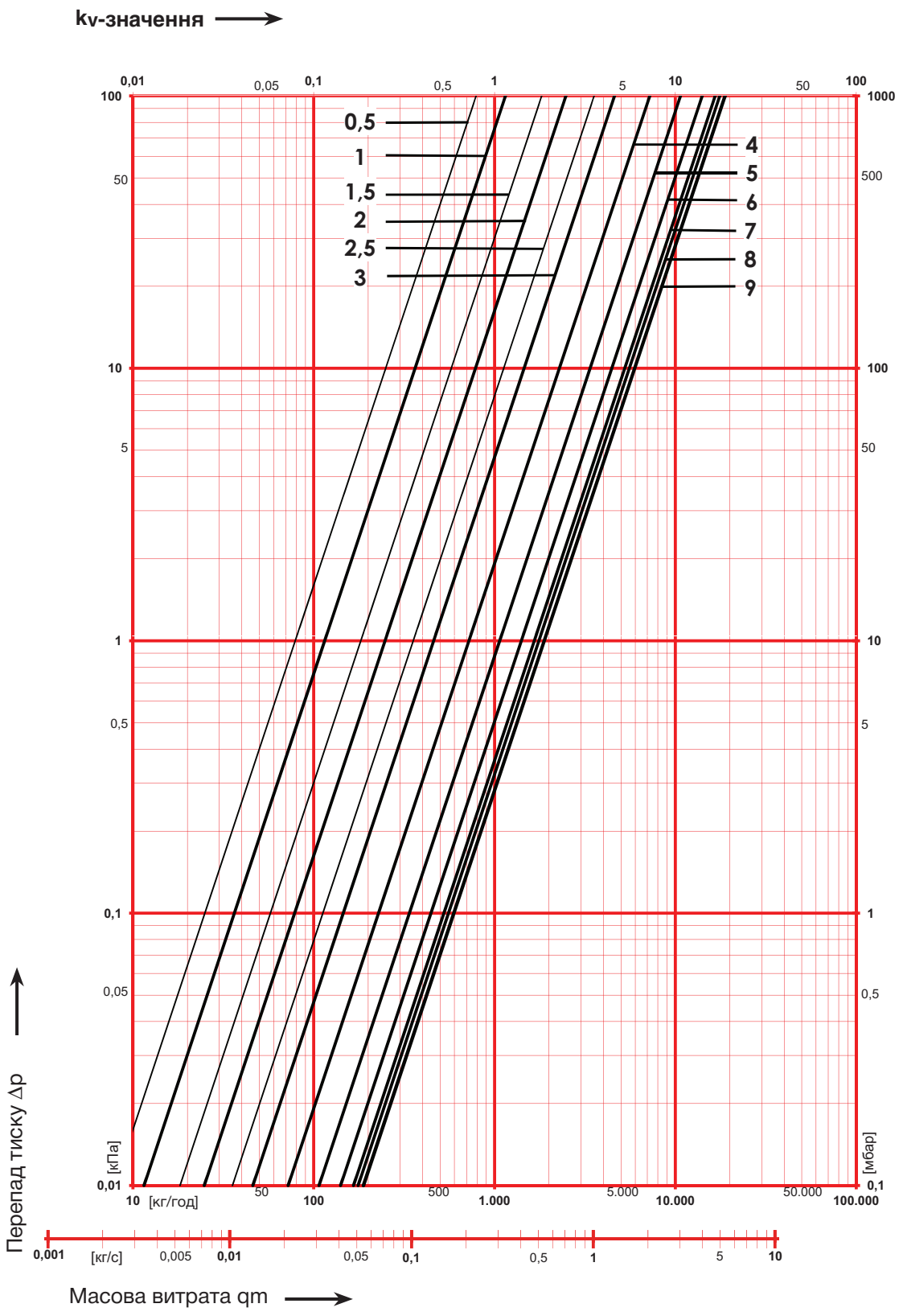
HERZ Діаграма	STRÖMAX-GM/GML/GR
1 **4217** 32; 1 **4217** 12; 1 **4217** 62	DN20



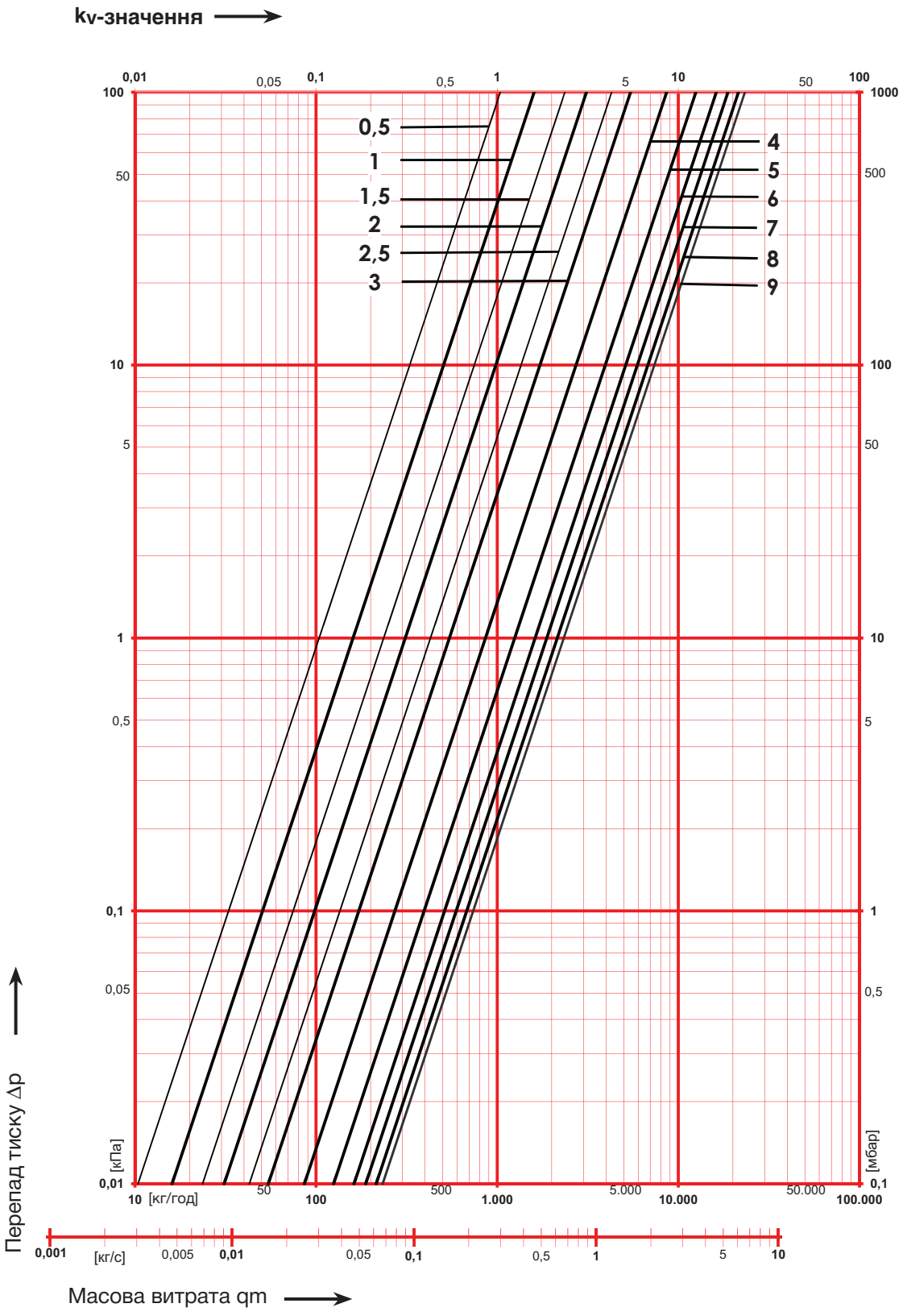
HERZ Діаграма	STRÖMAX-GM/GML/GR
1 **4217** 33; 1 **4217** 13; 1 **4217** 63	DN25



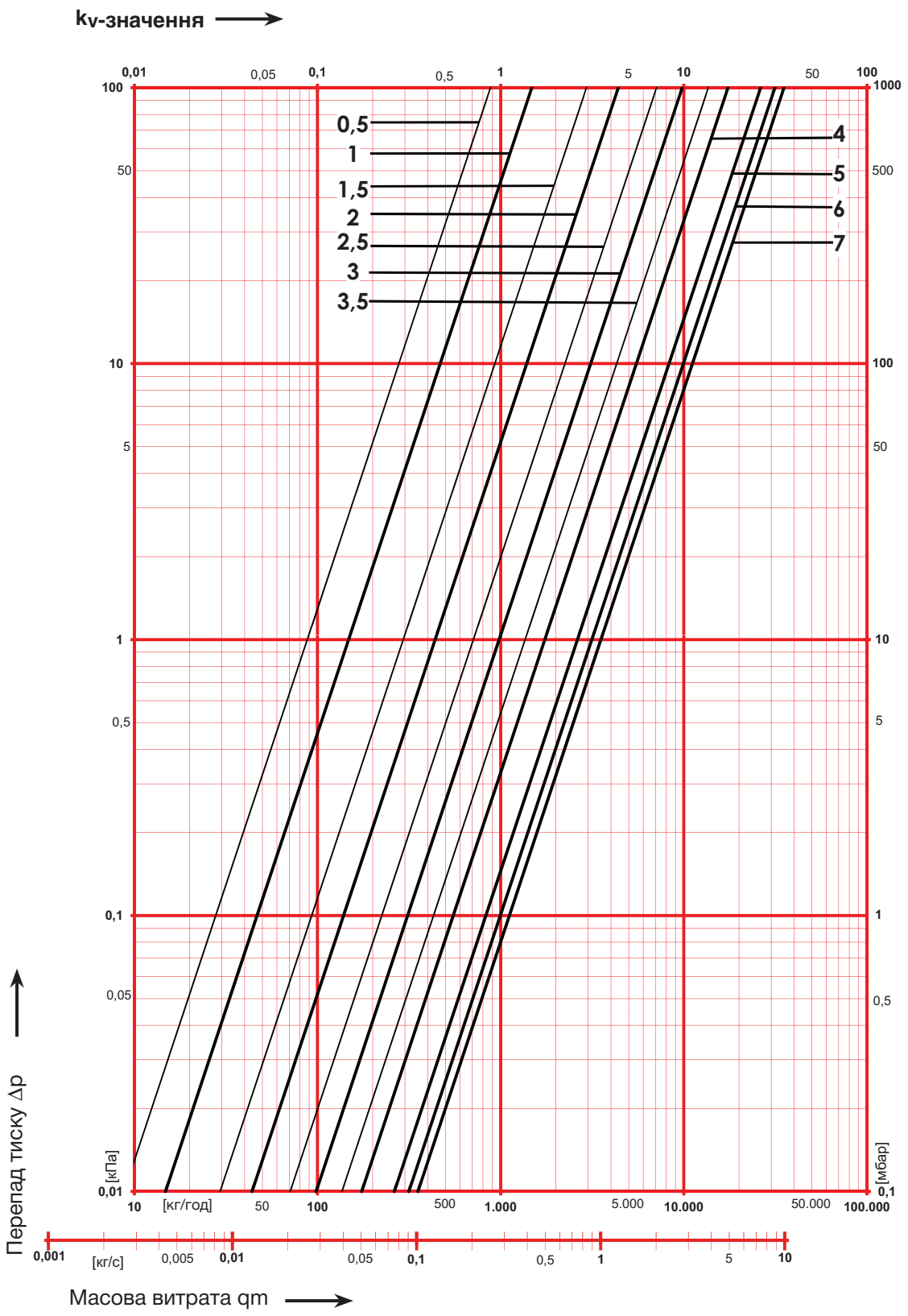
HERZ Діаграма	STRÖMAX-GM/GML/GR
1 **4217** 34; 1 **4217** 14; 1 **4217** 64	DN32



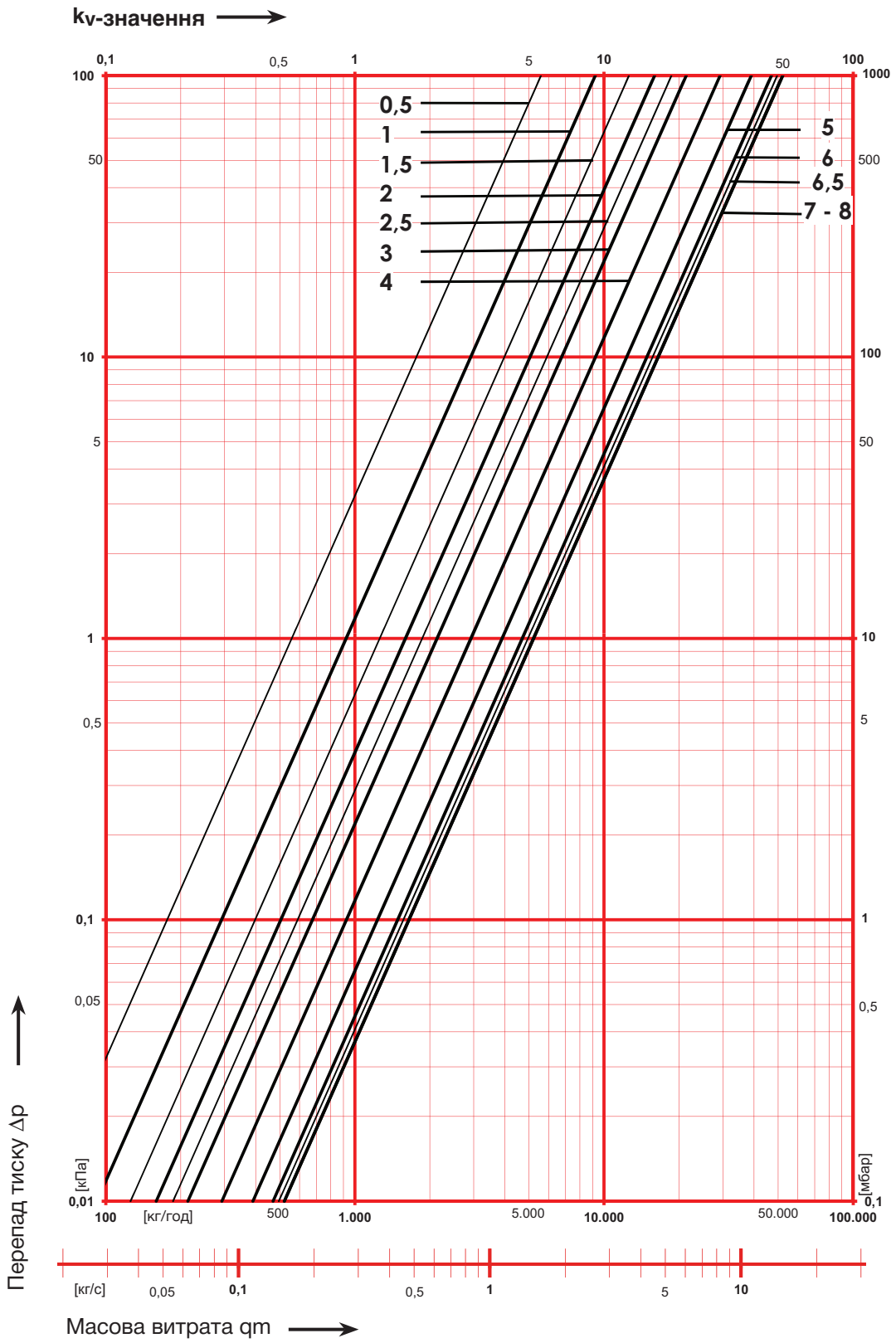
HERZ Діаграма	STRÖMAX-GM/GML/GR
1 **4217** 35; 1 **4217** 15; 1 **4217** 65	DN40



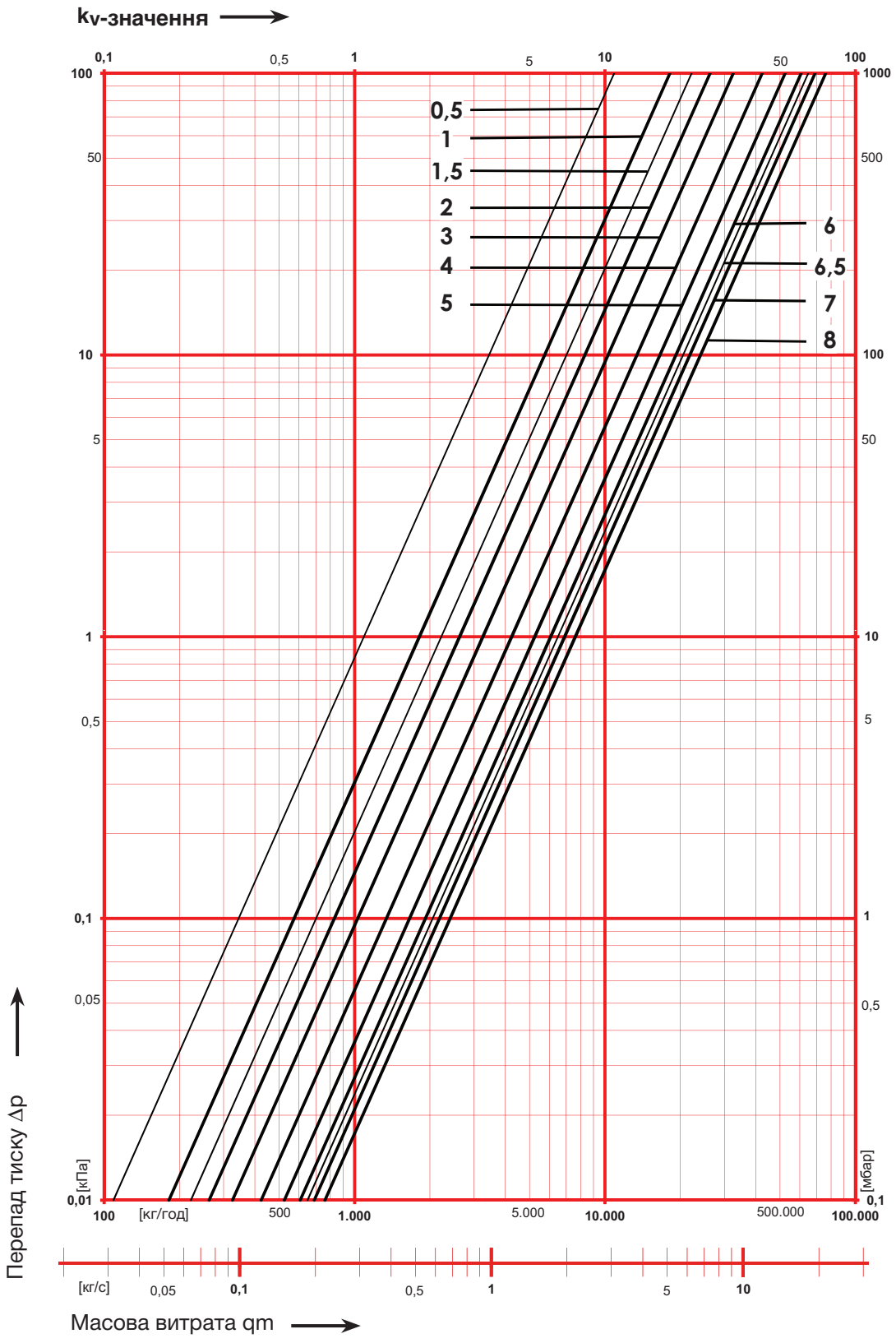
HERZ Діаграма	STRÖMAX-GM/GML/GR
1 **4217** 36; 1 **4217** 16; 1 **4217** 66	DN50



HERZ Діаграма	STRÖMAX-GM/GML/GR
1 **4217** 07; 1 **4217** 17; 1 **4217** 67	DN65



HERZ Діаграма	STRÖMAX-GM/GML/GR
1 **4217** 08; 1 **4217** 18; 1 **4217** 68	DN80

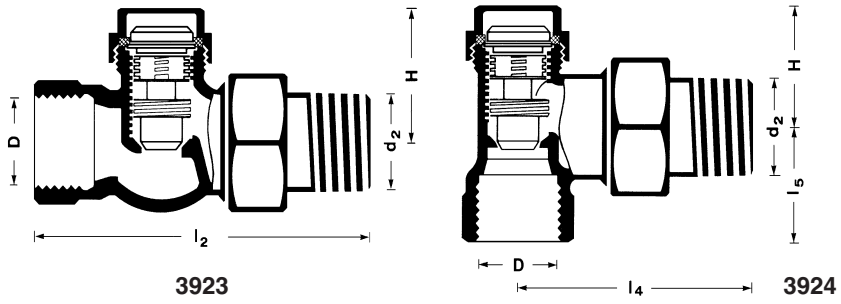


Настройка	DN15 LF	DN15 MF	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50	DN65	DN80
0,5	0,05	0,33	0,44	0,35	0,67	0,79	1,04	0,88	5,58	10,89
0,6	0,06	0,34	0,47	0,37	0,71	0,86	1,15	1,00	6,31	12,34
0,7	0,06	0,36	0,50	0,39	0,76	0,93	1,26	1,12	7,04	13,79
0,8	0,07	0,37	0,52	0,41	0,81	1,00	1,38	1,24	7,76	15,25
0,9	0,07	0,39	0,55	0,43	0,85	1,08	1,49	1,36	8,49	16,70
1,0	0,08	0,40	0,58	0,45	0,90	1,15	1,60	1,48	9,22	18,15
1,1	0,09	0,44	0,64	0,51	0,98	1,28	1,76	1,77	9,89	18,96
1,2	0,10	0,47	0,69	0,57	1,06	1,41	1,91	2,06	10,57	19,78
1,3	0,11	0,51	0,75	0,63	1,14	1,55	2,06	2,35	11,24	20,59
1,4	0,12	0,54	0,80	0,69	1,22	1,68	2,21	2,65	11,91	21,40
1,5	0,13	0,58	0,86	0,75	1,30	1,82	2,36	2,94	1,58	22,21
1,6	0,14	0,61	0,92	0,81	1,38	1,95	2,51	3,23	13,25	23,02
1,7	0,15	0,65	0,97	0,87	1,46	2,08	2,66	3,52	13,92	
1,8	0,16	0,69	1,03	0,93	1,54	2,22	2,81	3,81	14,60	24,65
1,9	0,17	0,72	1,09	0,99	1,62	2,35	2,96	4,10	15,27	25,46
2,0	0,18	0,76	1,14	1,05	1,70	2,48	3,11	4,39	15,94	26,27
2,1	0,19	0,83	1,28	1,17	1,83	2,70	3,35	4,93	16,48	26,90
2,2	0,20	0,90	1,41	1,30	1,96	2,91	3,58	5,47	17,0	27,53
2,3	0,21	0,97	1,54	1,42	2,08	3,12	3,81	6,02	17,56	28,16
2,4	0,23	1,05	1,67	1,54	2,21	3,33	4,05	6,56	18,10	28,79
2,5	0,24	1,12	1,80	1,66	2,34	3,55	4,28	7,10	18,64	29,42
2,6	0,25	1,19	1,93	1,78	2,47	3,76	4,51	7,64	19,18	30,05
2,7	0,26	1,26	2,06	1,90	2,60	3,97	4,75	8,18	19,72	30,68
2,8	0,27	1,34	2,19	2,03	2,73	4,19	4,98	8,72	20,26	31,30
2,9	0,28	1,41	2,32	2,15	2,86	4,40	5,21	9,27	20,81	31,93
3,0	0,30	1,48	2,45	2,27	2,99	4,61	5,45	9,81	21,35	32,56
3,1	0,31	1,58	2,69	2,46	3,13	4,87	5,76	10,57	22,14	33,55
3,2	0,32	1,67	2,92	2,65	3,28	5,13	6,08	11,33	22,92	34,53
3,3	0,33	1,77	3,16	2,85	3,42	5,39	6,40	12,09	23,71	35,52
3,4	0,35	1,86	3,40	3,04	3,57	5,66	6,72	12,85	24,50	36,50
3,5	0,36	1,96	3,63	3,23	3,72	5,92	7,03	13,61	25,29	37,49
3,6	0,37	2,05	3,87	3,42	3,86	6,18	7,35	14,37	26,08	38,47
3,7	0,39	2,15	4,11	3,61	4,01	6,44	7,67	15,13	26,87	39,46
3,8	0,40	2,25	4,34	3,80	4,16	6,70	7,99	15,89	27,66	40,44
3,9	0,41	2,34	4,58	3,99	4,30	6,96	8,30	16,65	28,44	41,43
4,0	0,42	2,44	4,81	4,19	4,45	7,22	8,62	17,41	29,23	42,41
4,1	0,45	2,51	4,89	4,30	4,61	7,57	9,01	18,29	30,21	43,41
4,2	0,47	2,59	4,98	4,41	4,78	7,91	9,39	19,17	31,18	44,42
4,3	0,49	2,67	5,06	4,53	4,94	8,26	9,78	20,06	32,16	45,42
4,4	0,52	2,74	5,14	4,64	5,11	8,60	10,17	20,94	33,13	46,43
4,5	0,54	2,82	5,22	4,76	5,27	8,95	10,55	21,82	34,11	47,43
4,6	0,56	2,89	5,30	4,87	5,44	9,29	10,94	22,71	35,08	48,44
4,7	0,59	2,97	5,38	4,98	5,60	9,64	11,33	23,59	36,06	49,44

Настройка	DN15 LF	DN15 MF	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50	DN65	DN80
4,8	0,61	3,04	5,46	5,10	5,77	9,99	11,71	24,47	37,03	50,44
4,9	0,61	3,04	5,46	5,10	5,77	9,99	11,71	24,47	37,03	50,44
5,0	0,66	3,20	5,62	5,32	6,10	10,68	12,49	26,24	38,98	52,45
5,1	0,68	3,23	5,67	5,40	6,23	11,02	12,86	26,76	39,78	53,28
5,2	0,71	3,26	5,71	5,48	6,36	11,36	13,23	27,29	40,57	54,10
5,3	0,74	3,29	5,75	5,56	6,49	11,70	13,60	27,81	41,37	54,93
5,4	0,77	3,32	5,79	5,64	6,62	12,04	13,97	28,33	42,16	55,75
5,5	0,79	3,35	5,84	5,72	6,75	12,38	14,34	28,85	42,95	56,58
5,6	0,82	3,37	5,88	5,80	6,88	12,72	14,71	29,37	43,75	57,40
5,7	0,85	3,40	5,92	5,88	7,01	13,06	15,09	29,90	44,54	58,23
5,8	0,88	3,43	5,97	5,96	7,14	13,40	15,46	30,42	45,34	59,05
5,9	0,91	3,46	6,01	6,03	7,28	13,74	15,83	30,94	46,13	59,88
6,0	0,93	3,49	6,05	6,11	7,41	14,08	16,20	31,46	46,93	60,70
6,1					7,51	14,33	16,46	31,84	47,44	61,54
6,2					7,62	14,58	16,72	32,22	47,96	62,37
6,3					7,72	14,83	16,98	32,60	48,48	63,21
6,4					7,82	15,09	17,24	32,98	48,99	64,05
6,5					7,93	15,34	17,49	33,36	49,51	64,88
6,6					8,03	15,59	17,75	33,74	50,03	65,72
6,7					8,14	15,85	18,01	34,12	50,55	66,55
6,8					8,24	16,10	18,27	34,50	51,06	67,39
6,9					8,35	16,35	18,53	34,88	51,58	68,22
7,0					8,45	16,61	18,79	35,26	52,10	69,06
7,1					8,61	16,81	19,33		52,10	69,76
7,2					8,61	16,81	19,33		52,10	70,47
7,3					8,68	16,91	19,59		52,10	71,17
7,4					8,76	17,01	19,86		52,10	71,87
7,5					8,84	17,11	20,13		52,10	72,58
7,6					8,91	17,21	20,40		52,10	73,28
7,7					8,99	17,30	20,67		52,10	73,99
7,8					9,07	17,40	20,94		52,11	74,69
7,9					9,14	17,50	21,20		52,11	75,40
8,0					9,22	17,60	21,47		52,11	76,10
8,1					17,73	21,65				
8,2					17,85	21,84				
8,3					17,97	22,02				
8,4					18,09	22,20				
8,5					18,21	22,38				
8,6					18,34	22,56				
8,7					18,46	22,74				
8,8					18,58	22,92				
8,9					18,70	23,10				
9,0					18,83	23,29				

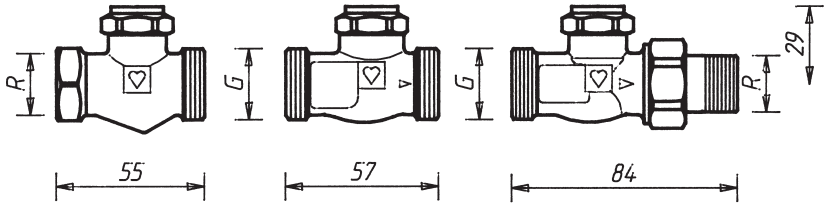
ГЕРЦ-RL-5
Клапан для вимкнення радіатора з функціями попередньої настройки, відключення і водозливу

Нормаль
3923 / 3924



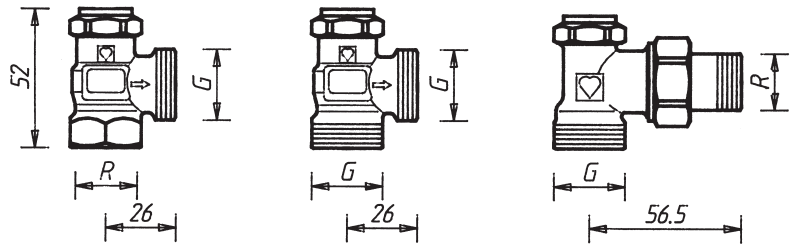
3923 3924

DIN



1 **3923** 11 1 **3937** 01 1 **3937** 11

Особливі виконання



1 **3924** 11 1 **3948** 01 1 **3948** 11

R=R1/2″
G=G3/4

Приєднання D, d2	l2	l4	H	l5	Номер замовлення
3/8"	75	–	30	–	1 **3923** 00
1/2"	81	–	30	–	1 **3923** 01
3/4"	92	–	30	–	1 **3923** 02
3/8"	–	51	29	23	1 **3924** 00
1/2"	–	57	29	25	1 **3924** 01
3/4"	–	67	29	28	1 **3924** 02

Габаритні розміри в мм за нормами DIN 3824 серія 1

Номери замовлень

Усі моделі нікельовані і є універсальними моделями зі спеціальною муфтою для труб з різзю і компресійними фітингами.

Моделі

Особливі виконання клапанів ГЕРЦ-RL-5, розмір 1/2″

ГЕРЦ-RL-5 Особливі виконання

1 **3923** 11	Прохідній, універсальна муфта x зовнішня різь G 3/4, з ущільненням «сфера-конус».
1 **3937** 01	Прохідній, 2 x зовнішня різь G 3/4, з ущільненням «сфера-конус».
1 **3937** 11	Прохідній, з'єднувач для підключення до радіатора з ущільненням «сфера-конус», фітинги для труб із зовнішньою різзю G 3/4.
1 **3924** 11	Кутовий, універсальна муфта x зовнішня різь G 3/4, з ущільненням «сфера-конус».
1 **3948** 01	Кутовий, 2 x зовнішня різь G 3/4, з ущільненням «сфера-конус».
1 **3948** 11	Кутовий, з'єднувач для підключення до радіатора з ущільненням «сфера-конус», фітинги для труб із зовнішньою різзю G 3/4.

Зміни вносяться після технічного вдосконалення.

Технічні дані

Фітинги

Максимальна робоча температура 110 °C
Максимальний робочий тиск 10 бар

Якість гарячої води повинна відповідати вимогам стандарту ÖNORM H 5195 та рекомендацій VDI 2035.

Сфера застосування

Клапан ГЕРЦ-RL-5 застосовується в системах водяного опалення. Його встановлення особливо рекомендується там, де необхідно забезпечити гідравлічну ув'язку приладів опалення між собою, демонтаж приладу або водозливу з системи. Якщо на прямому підведенні встановлений клапан без функції попередньої настройки, наприклад ГЕРЦ-TS-90, то встановлення ГЕРЦ-RL-5 дозволить відбалансувати прилади між собою, що сприятиме економній витраті води і підтриманню стійкої роботи системи.

Підключення до радіатора

З'єднувач для труб 6210 з ущільненням «сфера-конус», у зібраному вигляді. Рекомендується використання монтажного ключа 6680.

Інші з'єднувачі

Замість радіаторного з'єднувача за наявності зовнішньої різі G 3/4 можна використовувати:

6210	1/2"	З'єднувач для труб з різзю, довжина – 26 або 35 мм.
6211	1/2"	З'єднувач перехідний, 1/2" x 3/8".
6213	3/8"	З'єднувач перехідний, 3/8" x 1/2".
6218	3/8"…3/4"	Довга втулка з різзю, без гайки, можна укоротити для компенсації різниці монтажних розмірів. Розміри: 3/8" x 40; 1/2" x 39, 42 або 76 мм, 3/4" x70 мм.
6218	1/2"	Втулка з різзю, без гайки, довжини: 36, 48 або 76 мм.
6235	3/8"…3/4"	З'єднувач для паяння. 3/8" x 12; 1/2" x 12, 15, або 18 мм, 3/4" x 18 мм.
6249	3/8"…3/4"	Відведення без гайки, з ущільненням «сфера-конус».
6274	G 3/4	Фітинг компресійний для мідних і тонкостінних сталевих труб. Зовнішній діаметр труб 8, 10, 12, 14, 15, 16, 18 мм.
6275	G 3/4	Фітинг компресійний з ущільненням еластичним кільцем для мідних і тонкостінних сталевих труб, рекомендується для труб з твердої легованої сталі і труб з гальванічним покриттям. Зовнішній діаметр труб 12, 14, 15 мм.
6098	G 3/4	Фітинг компресійний для пластикових труб PE-X-, PB.

З боку муфти клапанів можна використовувати:

6219	1/2"…3/4"	Перехідна муфта, колір – жовтий, для з'єднання труба/клапан, внутрішня різь (труба) x зовнішня різь (клапан) 1" x 1/2", 11/4" x 1/2", 1" x 3/4", 11/4" x 3/4".
6066	M 22 x 1,5	Фітинг компресійний для пластикових труб PE-X-, PB, застосовується з адаптером 1 6272 01 (R 1/2 x M 22 x 1,5).
6098	G 3/4	фітинг компресійний для пластикових труб PE-X-, PB, застосовується з адаптером 1 6266 01 (R 1/2 x G 3/4).

Розміри для з'єднувачів пластикових труб див. у каталозі ГЕРЦ.

Номери замовлень див. каталог ГЕРЦ.

З'єднувачі для труб Універсальні моделі

Універсальні моделі мають спеціальні муфти. За вибором можна приєднувати трубу з різзю або калібровану з м'якої сталі або міді за допомогою фітингів. Фітинги замовляються окремо. З клапанами R=1/2" для труб із зовнішнім діаметром 10, 12, 14, 16 і 18 мм між клапаном і фітингом слід застосовувати адаптер арт.№ 6272.

Труба Ø, мм		12	10	12	14	15	16	18	18
Клапан	R=	3/8"	1/2"						3/4"
Адаптер	№ замовлення		1 **6272** 01	1 **6272** 01	1 **6272** 01		1 **6272** 01	1 **6272** 11	
Фітинг	№ замовлення	1 **6292** 00	1 **6284** 00	1 **6284** 01	1 **6284** 03	1 **6292** 01	1 **6284** 05	1 **6289** 01	1 **6292** 02

У разі монтажу мідних труб або труб з м'якої сталі рекомендується використовувати опорні гільзи. Для бездоганного монтажу рекомендується різь болта або гайки, а також саме затискне кільце змащувати силіконовим мастилом. Зверніть увагу на нашу інструкцію з монтажу.

Конструктивні особливості

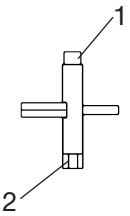
Перекриття здійснюється за допомогою запірного шпинделя багатофункціональним ключем 1 6625 00 або шестигранним ключем SW 8. Гідравлічне налаштування клапана здійснюється шляхом викручування спеціальною викруткою (1 6639 01) гвинта-обмежувача підйому шпинделя попередньої настройки і може обмежуватися внутрішнім шпинделем попереднього налаштування (див. порядок операцій). Попередня настройка встановлюється згідно з розрахунком за діаграмою. Відкриття і закриття запірного шпинделя не впливає на встановлене значення попередньої настройки.

Попередня настройка

Порядок операцій

1. Відверніть ковпачок.
2. За допомогою багатофункціонального ключа 1 **6625** 00, поз. 1, перекрійте клапан поворотом праворуч (момент обертання 6 Нм) до упору.
3. За допомогою ключа 1 **6639** 01 або викрутки (3 мм) поверніть гайку попередньої настройки праворуч до упору. З цього положення, повертаючи ліворуч, встановити потрібне значення відповідно до діаграми. 1 оборот ключа – 1 ступінь попередньої настройки.
4. Повертаючи багатофункціональний ключ 1 6625 00, поз. 1 ліворуч, відкрийте клапан до упору.
5. Закрутіть ковпачок з прокладкою (момент обертання 5...10 Нм).

Увага! У стані постачання обидва шпинделі клапана відкриті до упору. Тому не слід намагатися відкурчувати шпинделі проти годинникової стрілки. Головка гвинта не повинна виступати над шпинделем.



Багатофункціональний ключ
1 **6625** 00

Злив

Після видалення ковпачка, перекриття клапана ГЕРЦ-RL-5 за допомогою багатофункціонального ключа поз. 1 (момент обертання 5…8 Нм) і перекриття клапана на прямому потоці (термостатична головка в положенні «0») можна спорожняти опалювальний прилад під час роботи системи.

1. Накрутіть насадку для підключення шланга 1 **0256** 01 на клапан ГЕРЦ-RL-5.
2. Підключіть шланг R=1/2". Кінець шланга повинен знаходитися нижче рівня опалювального приладу. Штуцер насадки для шланга обертається після послаблення чотиригранної гайки. Гайку затягнути знову із зусиллям 5…10 Нм.
3. Надіньте багатофункціональний ключ 1 **6625** 00 поз. 2 на шпиндель. Відкрийте клапан, повертаючи ліворуч до упору. Вода почне зливатися. Під час спорожнення відкрийте повітровідведення опалювального приладу.
4. Після спорожнення закрийте верхню частину зусиллям 8…10 Нм і демонтуйте насадку для підключення шланга. Закрутіть ковпачок з прокладкою зусиллям 5…10 Нм.
5. Опалювальний прилад можна знімати. В цілях безпеки вихідні патрубки після зняття радіатора заглушити.

Насадка для підключення шланга
1 **0256** 01

Наповнення

Наповнення опалювального приладу виконується в зворотному порядку, робочий тиск при цьому не повинен перевищувати норми. Наповнення опалювального приладу через систему опалення можливе шляхом відкриття запірного шпинделя клапана.

Ущільнення шпинделя

Шпинделі клапана ущільнюються гумовими еластичними кільцями. Це забезпечує легкість експлуатації в межах вказаної робочої температури.

Ущільнення сідла

Ущільнення сідла металеве, що оберігає його від зношення.

Приладдя

1 **0256** 01 Насадка для підключення шланга.
1 **6206** 01 Штуцер для шланга.
1 **6625** 00 Ключ багатофункціональний.
1 **6639** 01 Ключ для попередньої настройки (викрутка з індикатором).
1 **6680** 00 Ключ монтажний.

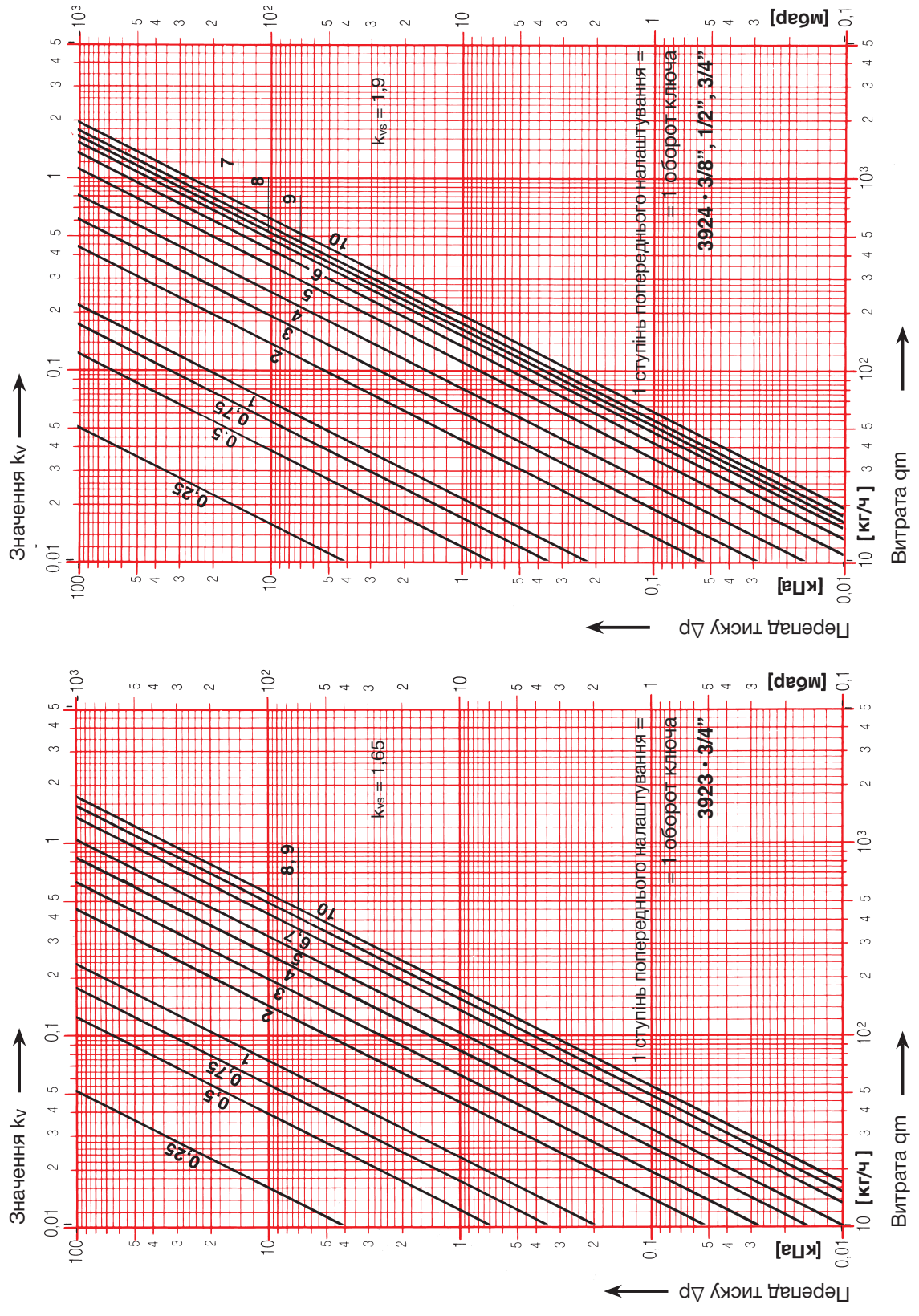
Запчастини

1 **6304** 00 Запасна букса з ущільненням шпинделя.

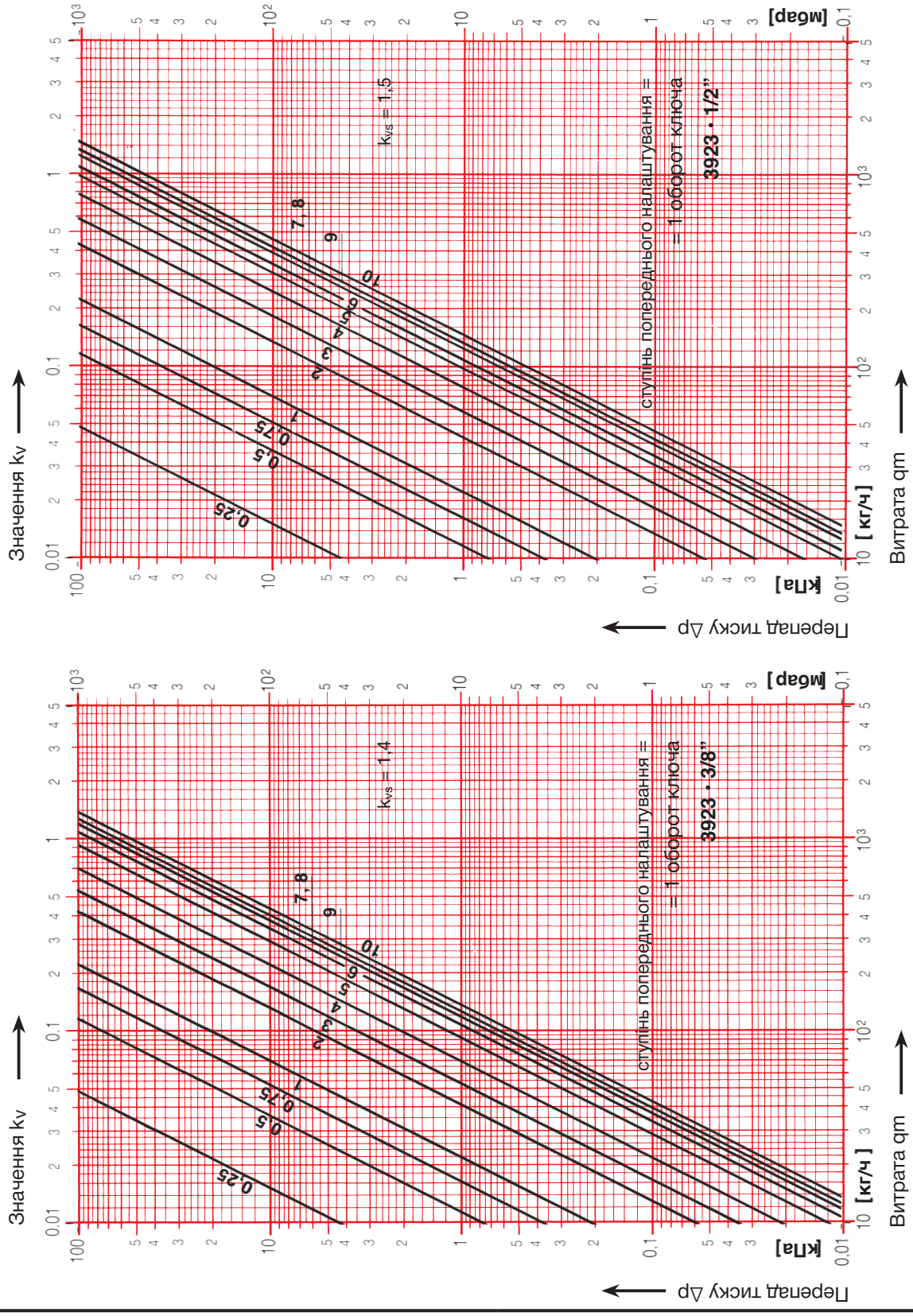
Таблиця значень попередньої настройки, kv і ξ для ГЕРЦ-RL-5

Клапан	3923 - 3/8"	DARE DN10	3923 - 1/2"	DARE DN15	3923 - 3/4"	DARE DN20
V	kv	ξ	kv	ξ	kv	ξ
0,25	0,05	14 817	0,05	40 489	0,05	134 168
0,5	0,12	2 572	0,12	7 029	0,12	23 293
0,75	0,17	1 282	0,17	3 503	0,17	11 606
1	0,23	700	0,23	1 914	0,23	6 341
2	0,44	191	0,44	523	0,44	1 733
3	0,55	123	0,6	281	0,6	932
4	0,72	72	0,8	158	0,8	524
5	0,95	41	1,0	101	1,0	335
6	1,12	30	1,16	75	1,3	199
7	1,19	26	1,26	65	1,34	187
8	1,21	25	1,32	58	1,47	155
9	1,27	23	1,38	53	1,55	140
10	1,4	19	1,5	45	1,65	123
Клапан	3924 - 3/8"	EARE DN10	3924 - 1/2"	EARE DN15	3924 - 3/4"	EARE DN20
V	kv	ξ	kv	ξ	kv	ξ
0,25	0,05	14 817	0,05	40 489	0,05	134 168
0,5	0,12	2 572	0,12	7 029	0,12	23 293
0,75	0,17	1 282	0,17	3 503	0,17	11 606
1	0,23	700	0,23	1 914	0,23	6 341
2	0,44	191	0,44	523	0,44	1 733
3	0,6	103	0,6	281	0,6	932
4	0,8	58	0,8	158	0,8	524
5	1,1	31	1,1	84	1,1	277
6	1,3	22	1,3	60	1,3	199
7	1,45	18	1,45	48	1,45	160
8	1,6	15	1,6	40	1,6	131
9	1,75	12	1,75	33	1,75	110
10	1,9	10	1,9	28	1,9	93

Діаграма ГЕРЦ	ГЕРЦ-RL-5
Ар. № 3923 • 3924	Розм. DN10 R = 3/8" • DN15 R = 1/2" • DN20 R = 3/4"



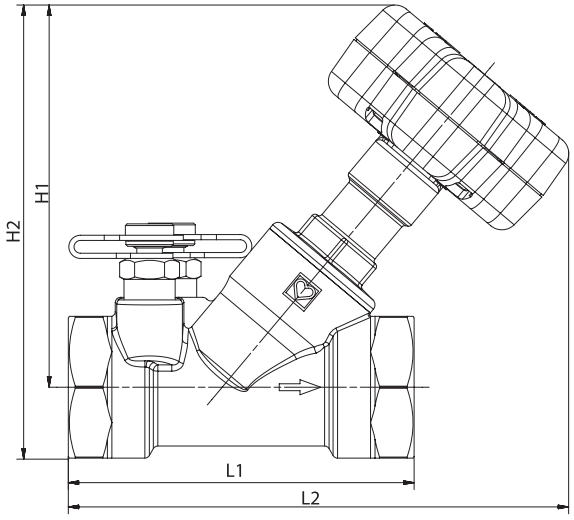
Діаграма ГЕРЦ	ГЕРЦ-RL-5
Ар. № 3923	Розм. DN10 R = 3/8" • DN15 R = 1/2"

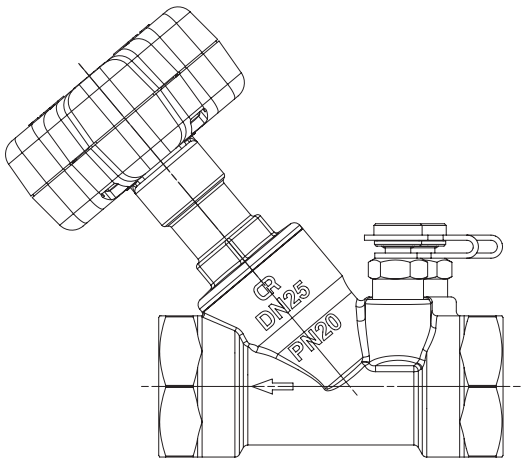


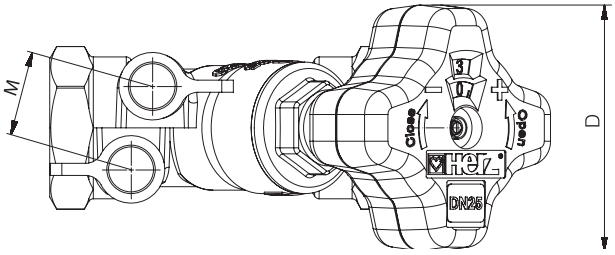
HERZ STRÖMAX 4017

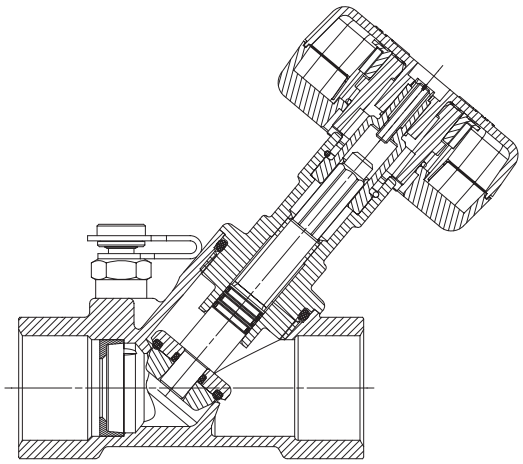
Балансувальний клапан ГЕРЦ з вимірювальною діафрагмою

Нормаль для **4017**









Номер замовлення			DN	L1	L2	H1	H2	M	D	Kvs клапана	Kv діафрагми
1 **4017** 11	1 **4017** 30		15 LF	83	129	96	109	25	70	0,46	0,48
1 **4017** 21	1 **4017** 39		15 MF	83	129	96	109	25	70	0,88	0,97
1 **4017** 01	1 **4017** 31	1 4017 41	15	83	129	96	109	25	70	2,00	1,95
1 **4017** 02	1 **4017** 32	1 4017 42	20	91	135	99	115	25	70	3,60	3,95
1 **4017** 03	1 **4017** 33	1 4017 43	25	110	146	109	130	25	70	6,50	7,90
1 **4017** 04	1 **4017** 34	1 4017 44	32	122	159	117	142	25	70	13,30	15,75
1 **4017** 05	1 **4017** 35	1 4017 45	40	135	178	136	163	25	70	18,50	21,50
1 **4017** 06	1 **4017** 36	1 4017 46	50	164	197	140	175	25	70	33,00	46,70

Номер замовлення	DN	L1	L2	H1	H2	M	D	Kvs клапана
1 **4017** 61	15	83	129	96	109	25	70	2,00
1 **4017** 62	20	91	135	99	115	25	70	3,60
1 **4017** 63	25	110	146	109	130	25	70	6,50
1 **4017** 64	32	122	159	117	142	25	70	13,30
1 **4017** 65	40	135	178	136	163	25	70	18,50
1 **4017** 66	50	164	197	140	175	25	70	33,00

Доступні виконання

Балансувальний клапан ГЕРЦ 4017 виконаний із латуні, стійкої до селективної цинкової корозії, виконує функції регулювання і вимірювання. Має вбудовану вимірювальну діафрагму. Доступний в розмірах від DN15 до DN50 (1/2 до 2 дюймів). Внутрішня різь відповідно до британського стандарту BS21. Клапани виготовлені відповідно до британського стандарту BS7350. Діапазон доступних виконань включає клапани DN15 з низькими (LF) і середніми (MF) значеннями пропускної здатності. Балансувальні клапани мають функцію прихованого блокування попередньої настройки на маховику, а також високу точність і хорошу ремонтопридатність. Також є покажчик попередньої настройки – пластиковий ярличок для позначення величини попередньої настройки. Монтується на клапані або трубопроводі. Замовляється окремо.

4017 M
1 **4017** 0x, 11, 21

Балансувальний клапан ГЕРЦ 4017M з вимірювальною діафрагмою і двома вимірювальними штуцерами для вимірювання перепадів тиску, непідйомний похилий шпиндель, муфта х муфта, без покриття, фіксована відтворювана попередня настройка, показання попередньої настройки зчитуються у віконці маховика, з обох боків муфти з різзю, ущільнення шпинделя за допомогою потрійних ущільнювальних кілець O-Ring.

4017 ML
1 **4017** 3x

Балансувальний клапан ГЕРЦ 4017ML з вимірювальною діафрагмою і можливістю підключення імпульсної трубки і двома вимірювальними штуцерами для вимірювання перепадів тиску, непідйомний похилий шпиндель, муфта х муфта, без покриття, фіксована відтворювана попередня настройка, показання попередньої настройки зчитуються у віконці маховика, з обох боків муфти з різзю, ущільнення шпинделя за допомогою потрійних ущільнювальних кілець O-Ring.

4017 R
1 **4017** 6x

Балансувальний клапан ГЕРЦ 4017R без вимірювальної діафрагми і вимірювальних штуцерів. Усе інше як 4017M.

4017 H
1 **4017** 4x

Балансувальний клапан ГЕРЦ 4017H з двома заглушками на вимірювальній діафрагмі. Усе інше як 4017M.

Сфера застосування

Балансувальні клапани застосовуються для гідравлічного балансування систем опалення і охолодження, регулювання магістральних трубопроводів, стояків, теплообмінників, регістрів опалення і охолодження.

Робочі параметри

Клапан закривається обертанням за годинниковою стрілкою

Макс. робоча температура:	130 °C при 10 бар
Макс. робочий тиск:	20 бар при 20 °C
Макс. перепад тиску при закритому клапані:	10 бар

Якість теплоносія повинна відповідати вимогам ÖNORM H 5195, VDI 2035
Допускається використання суміші етилен- пропіленгліколю в процентному співвідношенні 25-50% з водою.

Фітинги для металевих труб

У разі застосування фітингів для сталевих і мідних труб слід враховувати значення допустимих температур і тиску (EN 1254-2:1998 табл. 5).

Для монтажу мідних труб або труб з маловуглецевої сталі рекомендується використовувати опорні гільзи (1 **0674** XX). Для бездоганного монтажу рекомендується різь обтискної втулки і поверхні обтискного кільця змащувати силіконовим мастилом. Зверніть увагу на нашу інструкцію з монтажу відповідних фітингів.

Для монтажу мідних труб або труб з маловуглецевої сталі можна використовувати компресійні фітинги **6274**, **6276** (G 3/4") і **6273** (G 1").

Фітинги і прес-з'єднання для полімерних трубопроводів

Фітинги для полімерних труб призначені для класів 4 і 5 груп застосування відповідно до ISO 10508 (панельне і радіаторне опалення) і труб PE-RT (DIN 4721), PE-MDX (DIN 4724), PB і PE-X (DIN 4726), а також металополімерних (ÖNORM B 5157). Звідси виливає, що максимальна температура експлуатації 95 °C при тиску 10 бар. Користувач систем зобов'язаний дотримуватися робочих параметрів температури і тиску, щоб не перевищити максимально допустимі виробником труб значення. Відхилення від цих даних зазначені в технічній документації.

Для монтажу пластикових труб можна використовувати фітинги **6098** (G 3/4 ") і **6198** (G 1").

Конструктивні особливості

Напрямок потоку

Під час монтажу дотримуватися напрямку потоку відповідно до стрілки на корпусі. Спеціальний інструмент не потрібний.

Положення монтажу

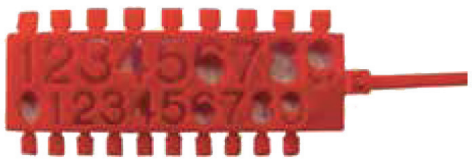
Для будь-якого положення монтажу.

Попередня настройка

Положення конуса затвора клапана відображається у вигляді відповідного цифрового значення на лімбі маховика. Необхідний ступінь налаштування зручно встановлюється і фіксується за допомогою прихованого в поглибленні маховика шпинделя попереднього налаштування. Балансувальний клапан у будь-який момент може бути встановлений на менше значення пропускної здатності відносно налаштованого значення або перекритий. Шпиндель попереднього налаштування прихований під гвинтом кріплення маховика, що захищає його від несанкціонованого доступу.

Покажчик попереднього налаштування

Покажчик попереднього налаштування (1 6517 05) у вигляді пластикової мітки кріпиться на клапан або трубопровід. Значення налаштування клапана відображається на мітці у вигляді цілих і десятих значень шляхом виламування зубчиків над відповідними цифрами. Тим самим можна контролювати спочатку виконане при регулюванні системи налаштування, а також знову встановлювати його, не ведучи записів.



Попередня настройка
Налаштування і фіксація
Процес попереднього налаштування

1. Виставити необхідний ступінь настройки на цифровому лімбі відповідно до даних розрахунку обертанням маховика.
2. Викрутити гвинт кріплення маховика, маховик не знімати.
3. Закрутити до упору вивільнений гвинт попередньої настройки (фіксація попередньої настройки), що вже став доступним.
4. Встановити на штатне місце гвинт кріплення маховика і закрутити.
5. Значення попередньої настройки промаркірувати на мітці і закріпити її на клапані (ця операція не є обов'язковою).

Визначення параметрів

Значення попередньої настройки має бути не менше ніж 1/4 загальної висоти підйому конуса..

Запасні частини

1 **0284** 01	1/4	Вимірювальний клапан для балансувальних клапанів (ковп. синій)
1 **0284** 02	1/4	Вимірювальний клапан для балансувальних клапанів (ковп. черв.)
1 **0284** 11	1/4	Подовжена модель 1 **0284** 01
1 **0284** 12	1/4	Подовжена модель 1 **0284** 02
1 **0284** 22	1/4	Вимірювальний клапан ГЕРЦ з можливістю водозливу (ковп. черв.)
1 **0284** 21	1/4	Вимірювальний клапан ГЕРЦ з можливістю водозливу (ковп. синій)

Запобіжні заходи

Для підтримання працездатності арматури під час експлуатації необхідно не допускати забруднення внутрішніх порожнин. Потрапляння забруднень виключається шляхом встановлення перед арматурою фільтра. Під час виконання монтажних робіт зусилля інструменту повинне додаватися безпосередньо до шестигранника муфти, щоб уникнути пошкодження корпусу клапана. Клапанні муфти виконані з конічною різзю під застосування ущільнювальних матеріалів, роботу повинні виконувати сертифіковані спеціалісти. За обмежених умов під час монтажу кран-букса може бути демонтована. Під час повторного встановлення завдяки наявності ущільнювального кільця O-Ring на кран-буксі немає необхідності в додаткових ущільнювальних матеріалах і надмірному зусиллі під час закручування

Вимірювальні штуцери

Два вимірювальні штуцери встановлені поряд з маховиком і спрямовані в одному напрямку, із заводським ущільненням. Таке розташування на корпусі клапана забезпечує максимальну доступність і зручність підключення вимірювального комп'ютера.

Інші моделі

4117 M	DN15 - 80	Балансувальний клапан STRÖMAX-M, для вимірювання перепаду тиску і регулювання витрати, з похилим шпинделем, з вимірювальними штуцерами
4117 R	DN15 - 80	Балансувальний клапан STRÖMAX-R, для регулювання витрати, з похилим шпинделем.
4117 MW	DN15 - 50	Балансувальний клапан STRÖMAX-MW, для регулювання витрати, з похилим шпинделем для питної води.
4217 GM	DN15 - 80	Балансувальний клапан STRÖMAX-GM, для вимірювання перепаду тиску і регулювання витрати, шпиндель прямий, з лінійною характеристикою, з вимірювальними штуцерами
4000	DN15 - 50	Вимірювальна діафрагма
4218 GMF	DN25 - 150	Балансувальні клапани для регулювання і вимірювання витрати, фланцеве виконання, шпиндель прямий, з вимірювальними штуцерами
4218 GF	DN50 - 300	Балансувальні клапани для регулювання і вимірювання витрати, фланцеве виконання, шпиндель прямий, з вимірювальними штуцерами
4000 F	DN65 - 300	Вимірювальна діафрагма

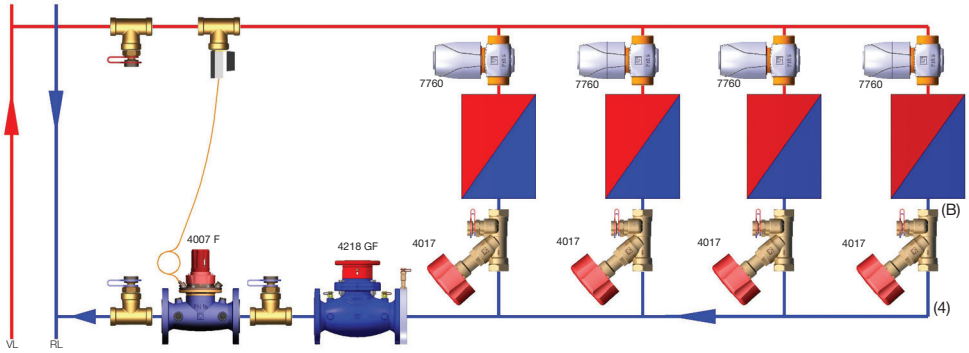
Схема гідравлічного балансування

Перед введенням в експлуатацію треба врахувати такі пункти:

1. Вимірювання витрат на всіх підключеннях у головному контурі виконується при повному відкритті балансувальних клапанів і при відкритих інших двоходових клапанах.
2. Для кожного підключення показник витрати λ необхідно розраховувати за формулою:

$$\lambda = \frac{\text{виміряна витрата}}{\text{проєктна витрата}}$$

3. Після визначення клапана з найменшим показником витрати λ min, цей клапан приймається як зразковий. Якщо всі підключення мають один і той самий перепад тиску, то зазвичай останнє підключення має мінімальний показник витрати λ, оскільки перепад тиску безпосередньо на ньому найнижчий. У разі, якщо підключення мають різні перепади тиску, то за зразковий можна прийняти будь-який клапан.
4. Балансувальний клапан (B), на схемі в останньому підключенні, використовується тут як зразковий.
5. Балансувальний клапан налаштований відповідно до загальних параметрів системи так, що $\lambda 4 = \lambda$ min. Для вимірювання витрати у вимірювальний комп'ютер вноситься постійне значення витрати.
6. Балансувальний клапан налаштовується таким чином: $\lambda 3 = \lambda 4 +$ (5...10 %). Попроцентне підвищення сприяє тому, що система не буде перерегульована. Цей етап зумовлює також деяку зміну $\lambda 4$.
7. У разі, якщо налаштування клапана (3B) приведе до зміни витрати на зразковому клапані (4B) більш ніж на 5 %, то зразковий клапан слід підігнати до приблизного порівняння з клапаном (3B).
8. Пункти 6 і 7 необхідно повторювати, поки всі підключення не будуть налаштовані.
9. Увага: Налаштування клапана 1B впливає на $\lambda 4$, $\lambda 2$, і $\lambda 3$, які залишаються незмінними. Це означає, що клапани B2, B3 і B4 налаштовуються спільно. Це також є причиною використання зразкового клапана як початкового.



Латунь

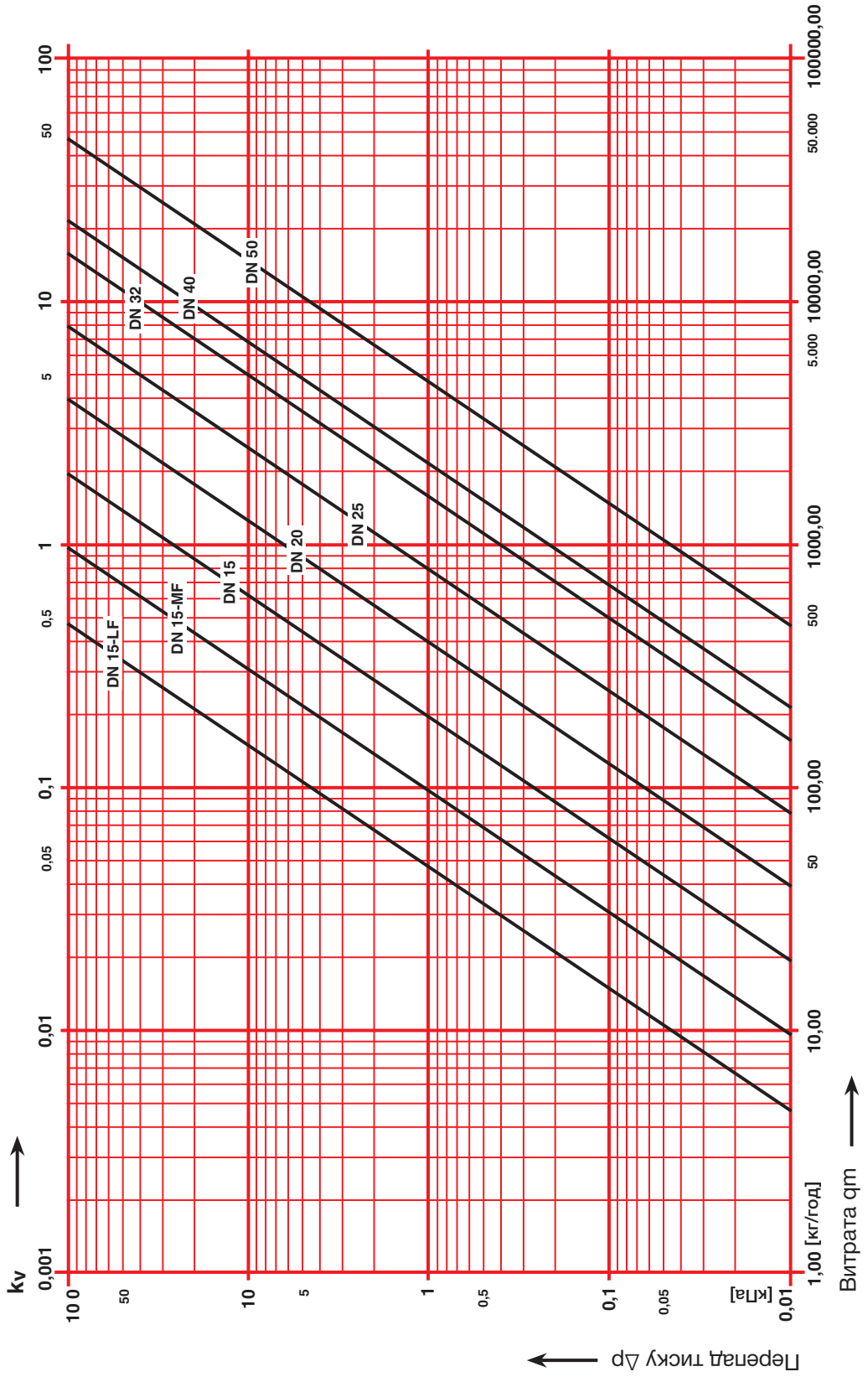
HERZ використовує високоякісну латунь, що відповідає європейським нормам DIN EN 12164 та DIN EN 12165 та володіє високою міцністю і відміною корозійною стійкістю.
У відповідності зі статтею 33 Регламенту REACH (Registration; Evaluation; Authorisation; Restriction of Chemicals) (ЕС № 1907/2006) ми зобов'язані вказати, що свинець внесено до списку SVHC (Substances of Very High Concern – речовина дуже високої важливості) і ваговий відсоток свинцю у всіх латунних компонентах заводського виробництва в наших виробах, перевищує 0,1% (w/w) (CAS: 7439-92-1 / EINECS: 231-100-4). Оскільки свинець є легуючим компонентом сплаву, прямий негативний вплив виключено, і тому додаткової інформації про безпечне використання не потребує.

Інструкція по утилізації

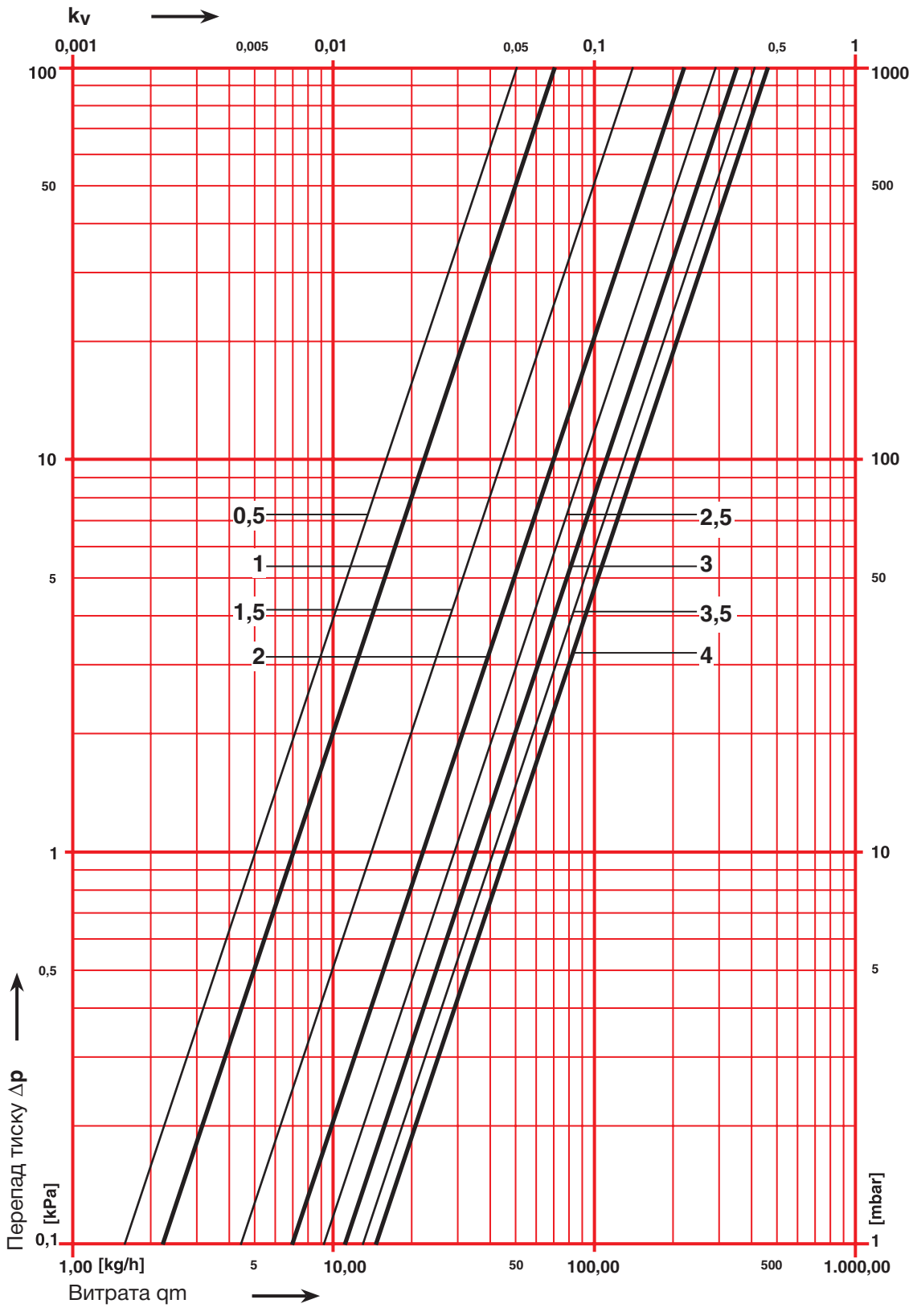
Утилізація HERZ клапанів STRÖMAX не повинна задавати шкоди здоров'ю людини або для оточуючого середовища. Необхідно дотримуватися національних правових норм при утилізації HERZ клапанів STRÖMAX.

Усі без винятку відомості, що наведені в цьому документі, відповідають наявній інформації на момент передачі до друку і мають лише інформативний характер. Зміни вносяться після технічного вдосконалення. Під наведеними ілюстраціями передбачене символічне зображення, у зв'язку з чим зображення може відрізнятися від реальних виробів. Можливі колірні відхилення, зумовлені поліграфічним виконанням. Можлива відмінність у продукції, що спеціально виготовляється для різних країн. Фірма «ГЕРЦ» залишає за собою право на зміну технічних специфікацій функцій. З усіх питань звертайтеся до найближчого представництва фірми «ГЕРЦ».

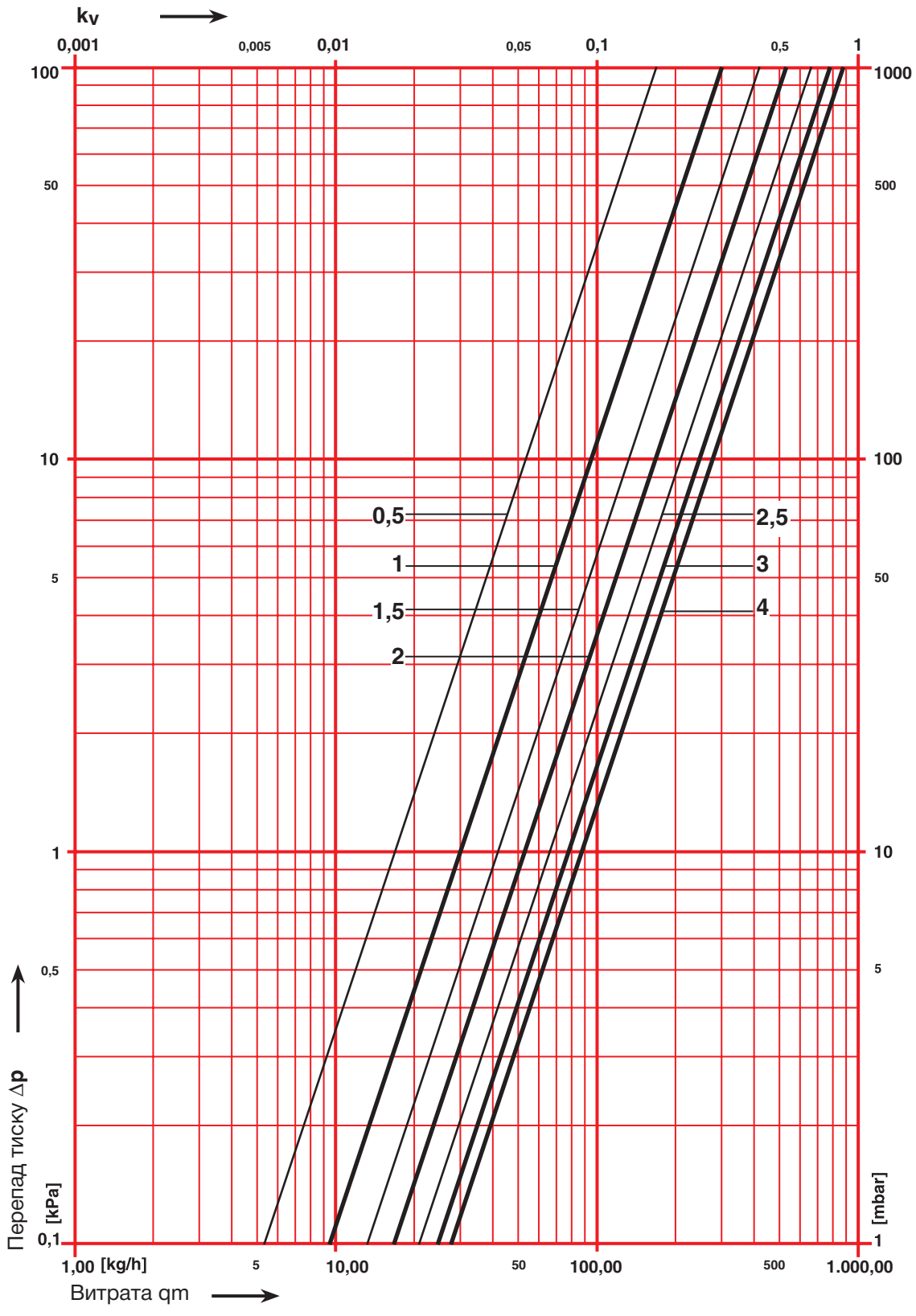
HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
Арт. номер 4017	



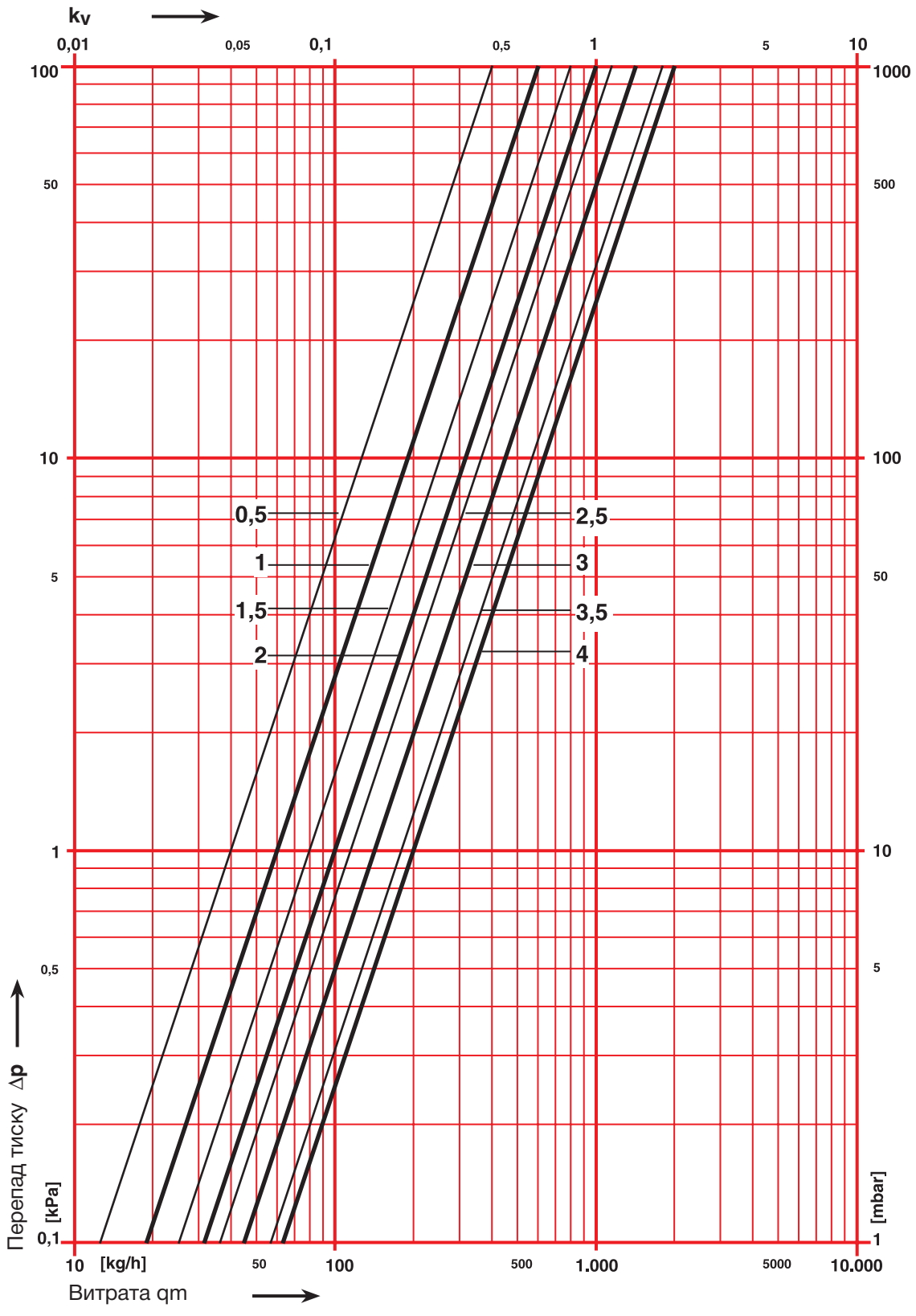
HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN15 LF



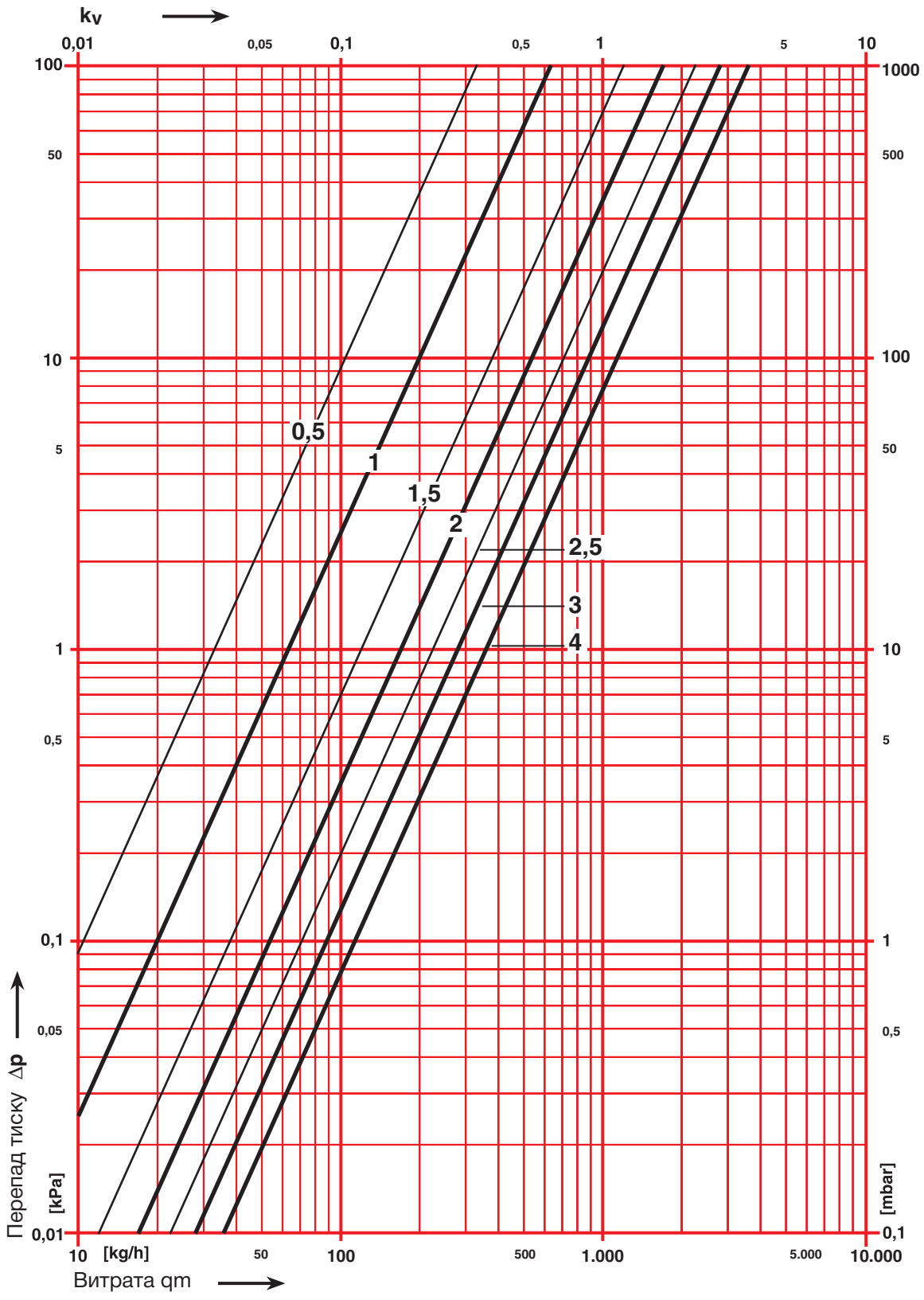
HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN15 MF



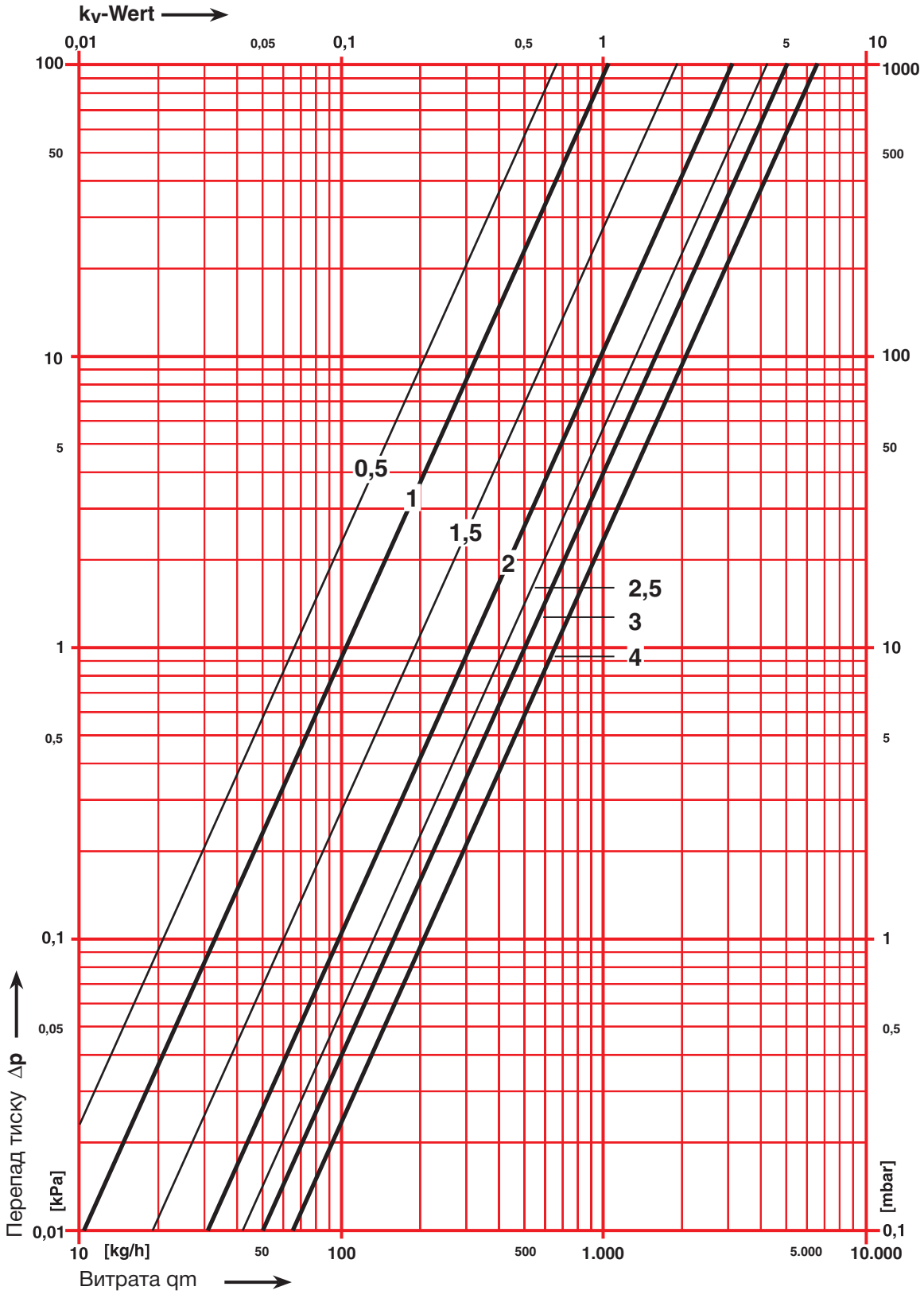
HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017 M
	Розм. DN15



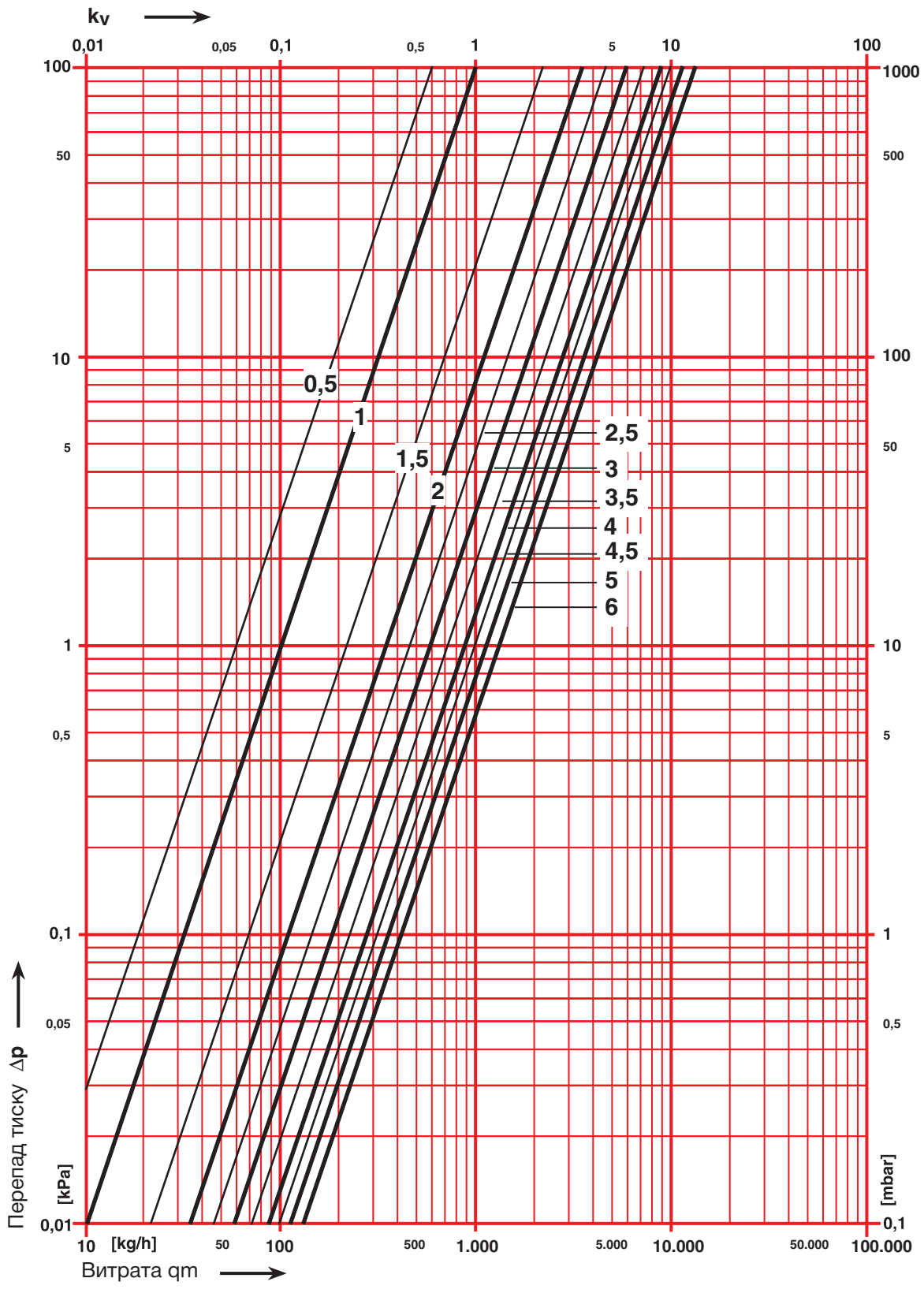
HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN20



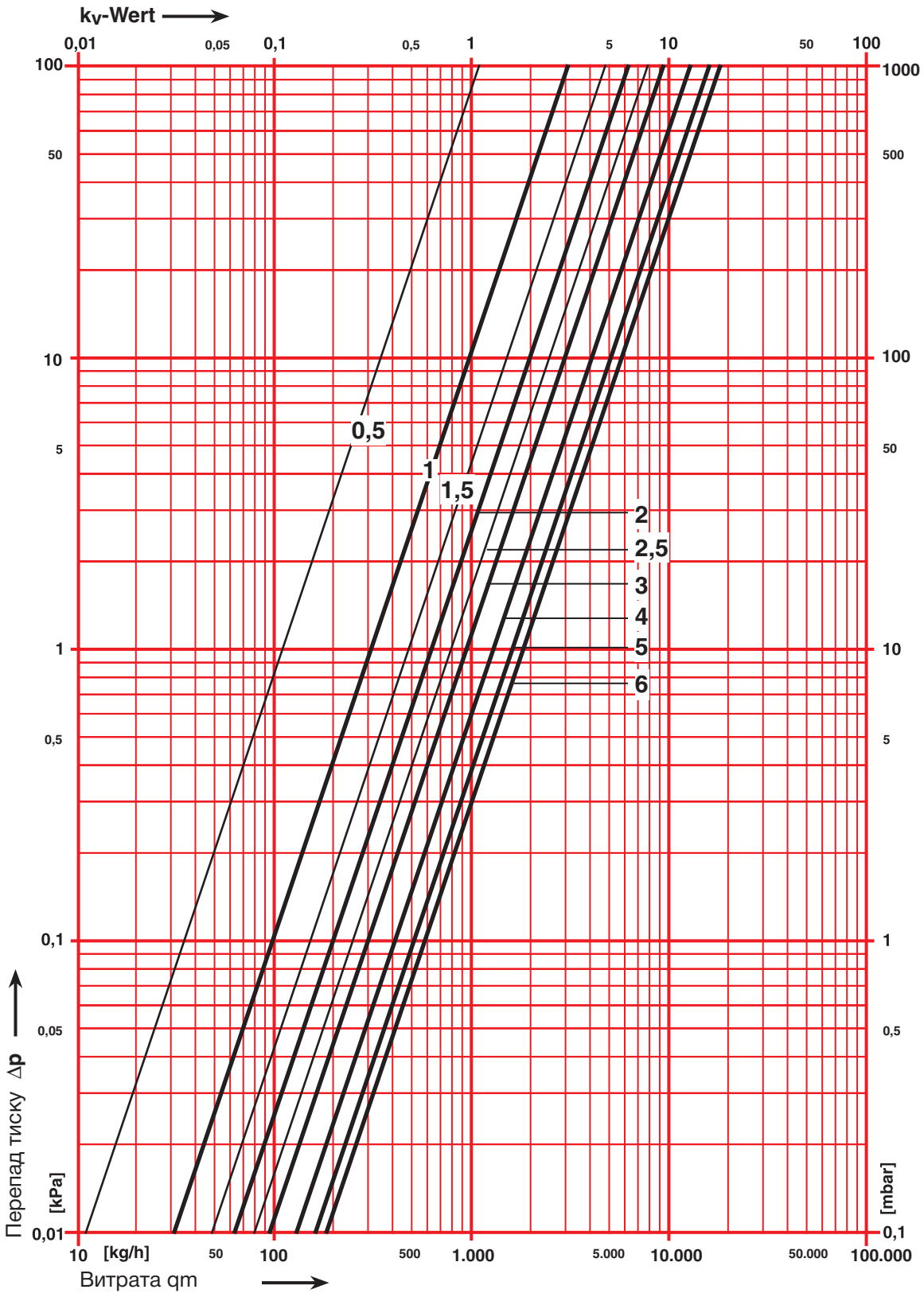
HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN25



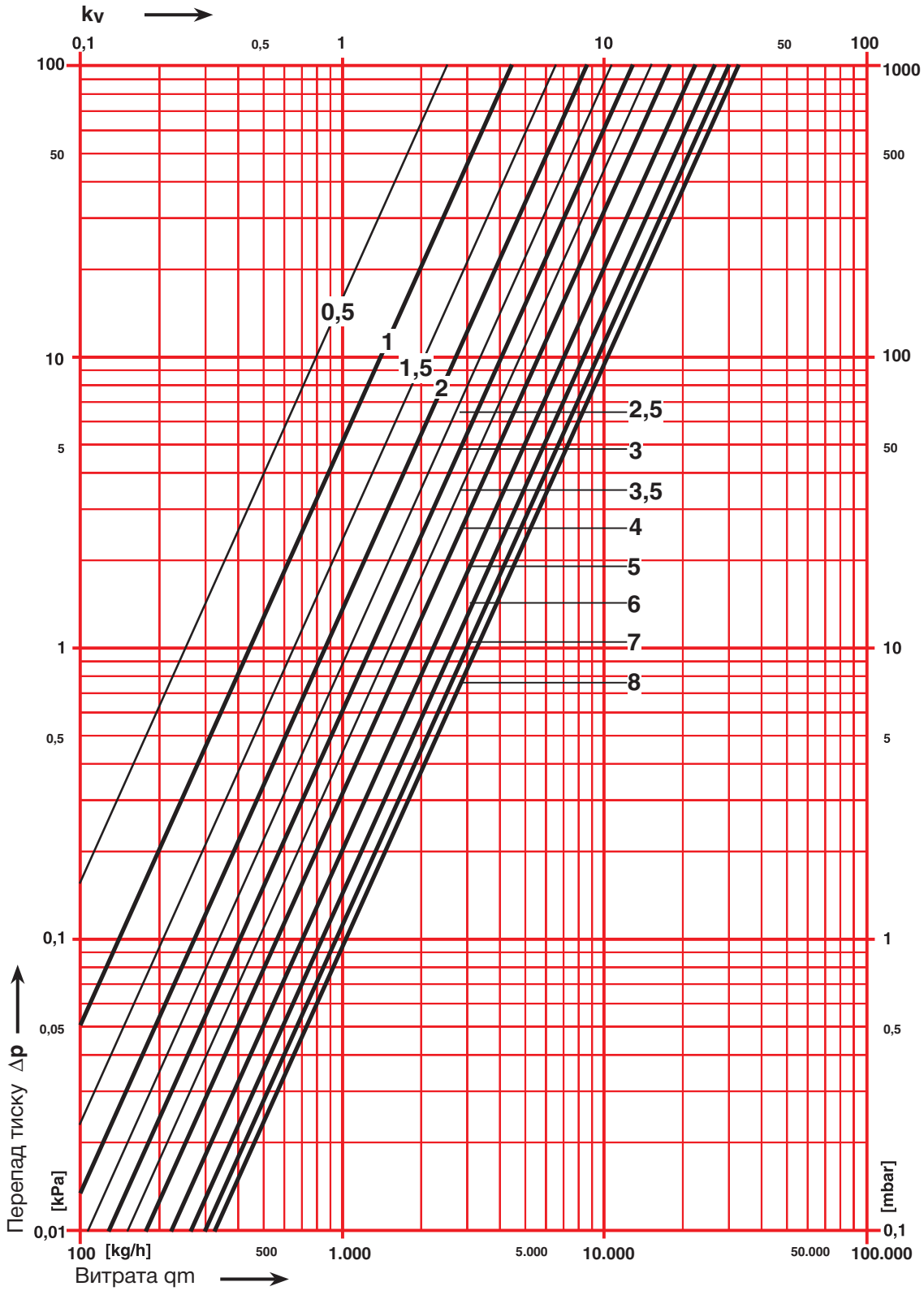
HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN32



HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN40



HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN50

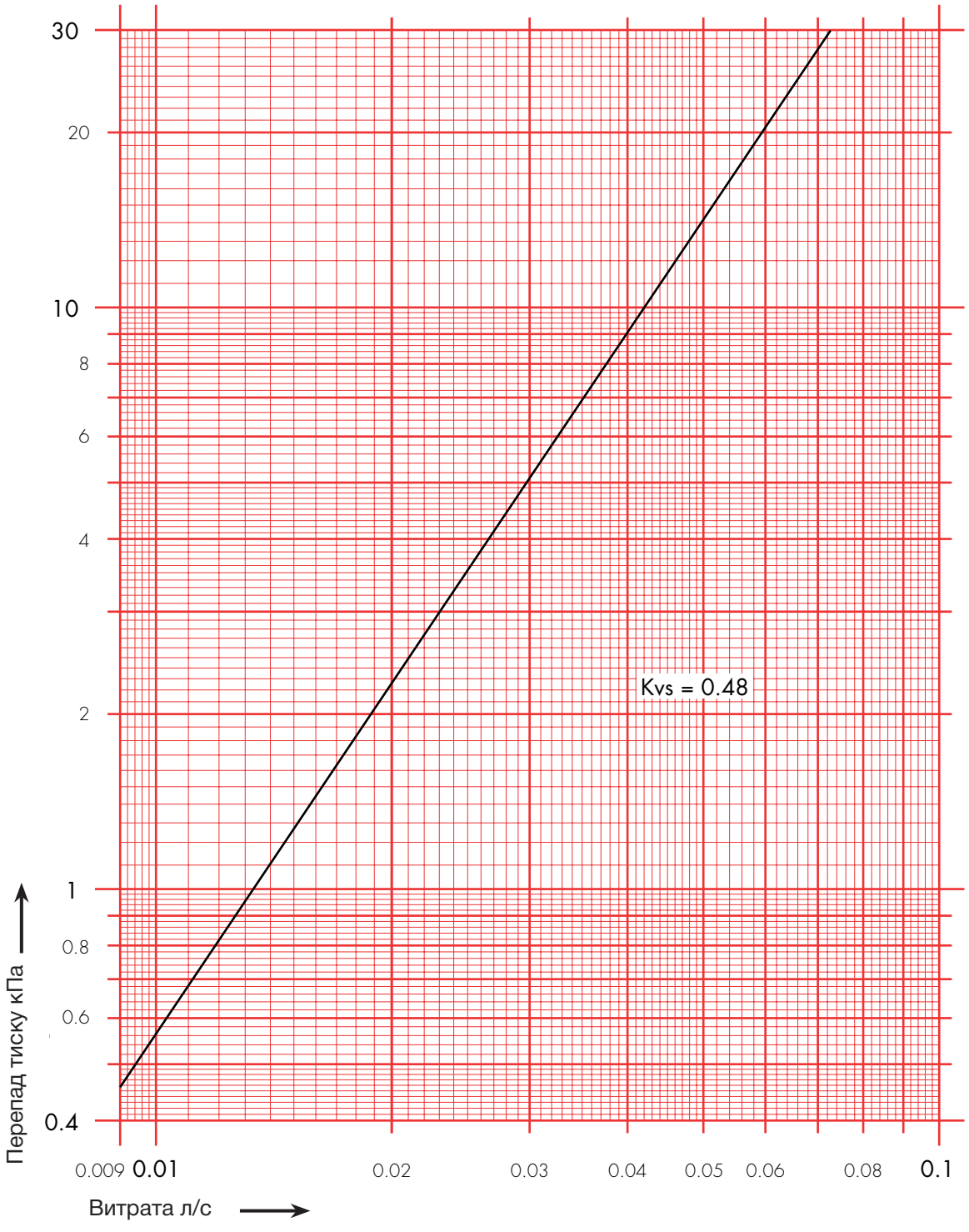


HERZ STRÖMAX 4017

DN	15	15-LF	15-MF	20	25	32	40	50
$k_{v_{max}}$ клапана	2	0,46	0,88	3,6	6,5	13,3	18,5	33
k_{vs} діафрагми	1,95	0,48	0,97	3,95	7,9	15,75	21,5	46,7
Позиція	kv	kv	kv	kv	kv	kv	kv	kv
0,5	0,40	0,05	0,17	0,33	0,66	0,60	1,10	2,55
0,6	0,43	0,05	0,19	0,38	0,70	0,66	1,45	2,85
0,7	0,46	0,06	0,21	0,43	0,74	0,72	1,80	3,15
0,8	0,49	0,06	0,23	0,48	0,78	0,78	2,15	3,45
0,8	0,52	0,06	0,25	0,53	0,82	0,84	2,50	3,75
0,9	0,56	0,07	0,27	0,58	0,86	0,90	2,85	4,05
1,0	0,60	0,07	0,30	0,63	1,04	1,00	3,10	4,50
1,1	0,64	0,08	0,32	0,73	1,20	1,20	3,37	4,80
1,2	0,67	0,09	0,34	0,83	1,36	1,40	3,64	5,10
1,3	0,71	0,10	0,36	0,93	1,52	1,60	3,91	5,40
1,3	0,74	0,11	0,38	1,03	1,68	1,80	4,18	5,70
1,4	0,78	0,12	0,40	1,13	1,84	2,00	4,45	6,00
1,5	0,81	0,14	0,42	1,20	1,90	2,20	4,80	6,60
1,6	0,85	0,16	0,44	1,28	2,10	2,40	5,04	6,95
1,7	0,88	0,17	0,45	1,36	2,30	2,60	5,28	7,30
1,8	0,92	0,19	0,47	1,44	2,50	2,80	5,52	7,65
1,8	0,95	0,20	0,48	1,52	2,70	3,00	5,76	8,00
1,9	0,97	0,22	0,50	1,60	2,90	3,20	6,00	8,35
2,0	1,00	0,22	0,53	1,70	3,10	3,50	6,30	8,70
2,1	1,04	0,23	0,55	1,80	3,25	3,70	6,58	9,05
2,2	1,07	0,24	0,57	1,90	3,40	3,90	6,86	9,40
2,3	1,11	0,25	0,59	2,00	3,55	4,10	7,14	9,75
2,3	1,14	0,26	0,61	2,10	3,70	4,30	7,42	10,10
2,4	1,18	0,27	0,63	2,20	3,85	4,50	7,70	10,45
2,5	1,20	0,29	0,66	2,25	4,20	4,65	7,90	10,80
2,6	1,22	0,30	0,68	2,35	4,32	4,85	8,18	11,10
2,7	1,24	0,30	0,70	2,45	4,44	5,05	8,46	11,40
2,8	1,26	0,31	0,72	2,55	4,56	5,25	8,74	11,70
2,8	1,28	0,32	0,74	2,65	4,68	5,45	9,02	12,00
2,9	1,30	0,33	0,76	2,75	4,80	5,65	9,30	12,30
3,0	1,42	0,35	0,78	2,80	5,00	5,90	9,50	13,00
3,1	1,49	0,358	0,79	2,86	5,07	6,13	9,78	13,4
3,2	1,56	0,366	0,8	2,92	5,14	6,36	10,06	13,8
3,3	1,7	0,382	0,82	3,04	5,28	6,82	10,62	14,6
3,4	1,77	0,39	0,83	3,1	5,35	7,05	10,9	15
3,5	1,8	0,41	0,86	3,25	5,8	7,25	11,2	15,3
3,6	1,825	0,415	0,863	3,32	5,93	7,5	11,5	15,7
3,7	1,85	0,42	0,866	3,39	6,06	7,75	11,8	15,9
3,8	1,9	0,43	0,872	3,53	6,32	8,25	12,4	16,5
3,9	1,925	0,435	0,875	3,6	6,45	8,5	12,7	16,8
4,0	2,00	0,46	0,88	3,60	6,50	8,85	13,00	18,00
4,1						8,96	13,30	18,35

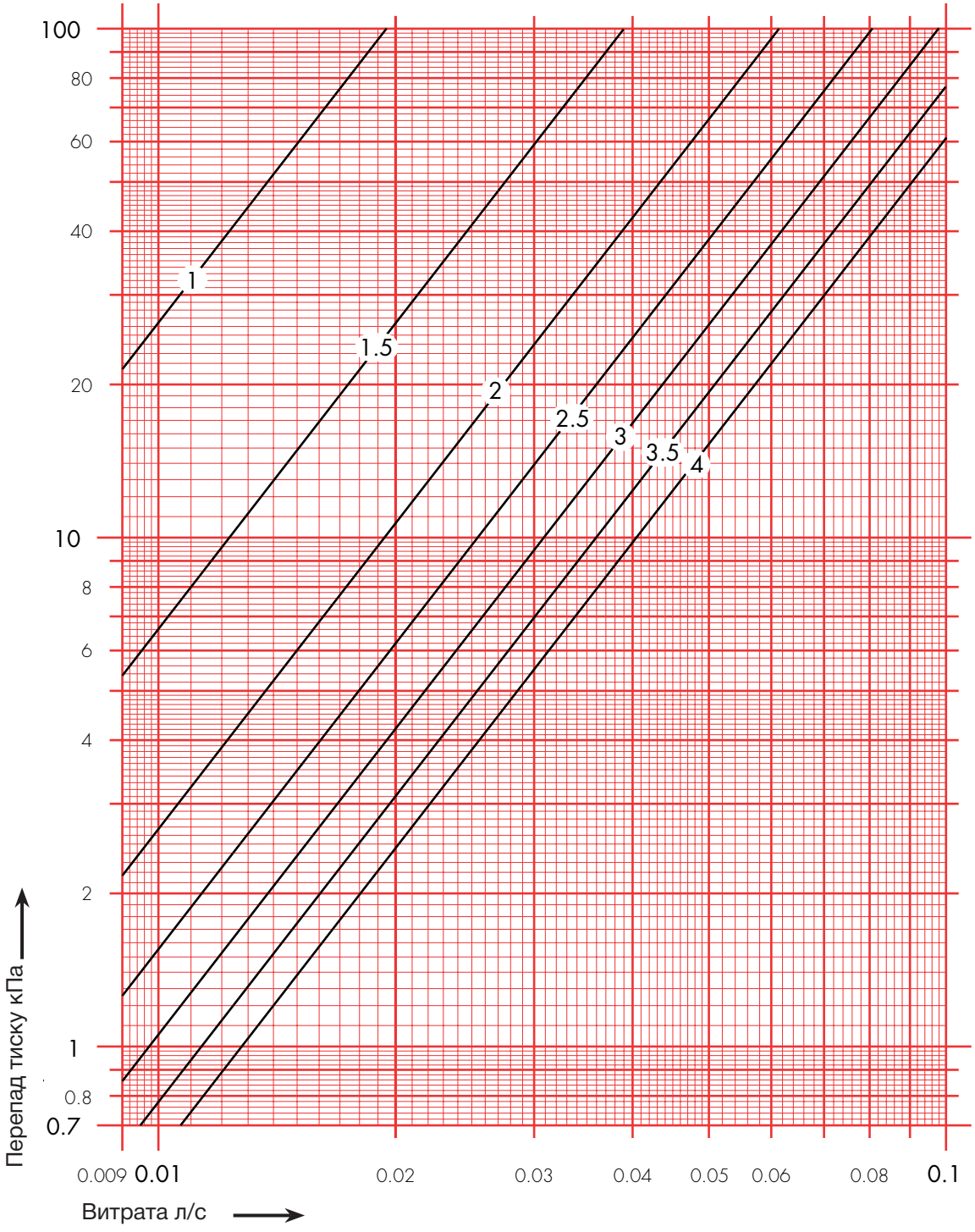
DN	15	15-LF	15-MF	20	25	32	40	50
$k_{v_{max}}$ клапана	2	0,46	0,88	3,6	6,5	13,3	18,5	33
k_{vs} діафрагми	1,95	0,48	0,97	3,95	7,9	15,75	21,5	46,7
Позиція	k_V	k_V	k_V	k_V	k_V	k_V	k_V	k_V
4,2						9,07	13,60	18,70
4,3						9,18	13,90	19,05
4,3						9,29	14,20	19,40
4,4						9,40	14,50	19,75
4,5						9,90	14,70	20,20
4,6						10,15	14,95	20,55
4,7						10,40	15,20	20,90
4,8						10,65	15,45	21,25
4,8						10,90	15,70	21,60
4,9						11,15	15,95	21,95
5,0						11,40	16,25	22,50
5,1						11,60	16,40	22,90
5,2						11,80	16,55	23,30
5,3						12,00	16,70	23,70
5,3						12,20	16,85	24,10
5,4						12,40	17,00	24,50
5,5						12,50	17,40	25,00
5,6						12,63	17,60	25,30
5,7						12,76	17,80	25,60
5,8						12,89	18,00	25,90
5,8						13,02	18,20	26,20
5,9						13,15	18,40	26,50
6,0						13,30	18,50	26,70
6,1								26,98
6,2								27,26
6,3								27,54
6,3								27,82
6,4								28,10
6,5								28,60
6,6								28,93
6,7								29,26
6,8								29,59
6,8								29,92
6,9								30,25
7,0								30,30
7,1								30,55
7,2								30,80
7,3								31,05
7,3								31,30
7,4								31,55
7,5								31,90
7,6								32,10
7,7								32,30
7,8								32,50
7,8								32,70
7,9								32,90
8,0								33,00

HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN15 LF

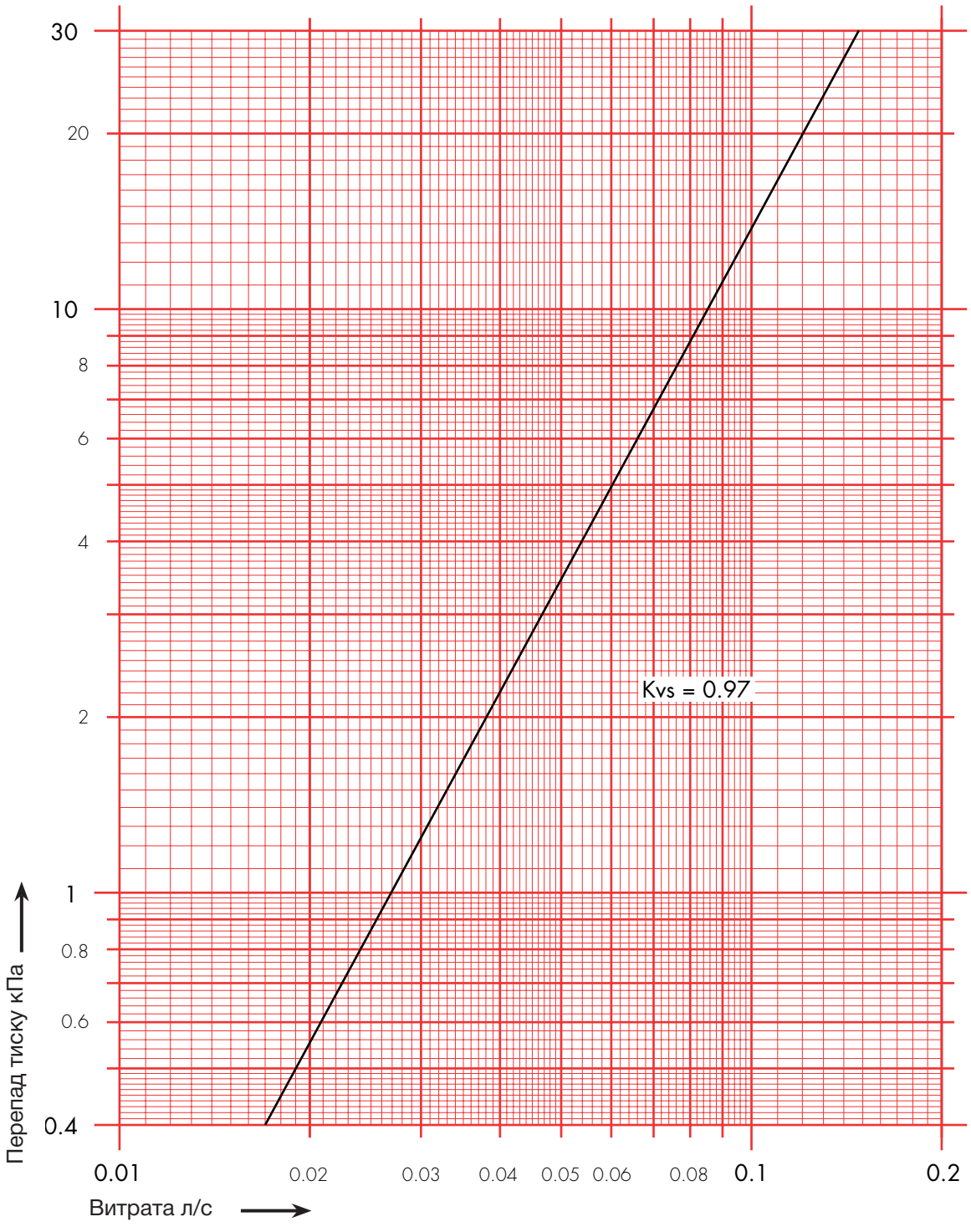


HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN15 LF

Позиція	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4
Kv	0.07	0.14	0.22	0.29	0.35	0.41	0.46

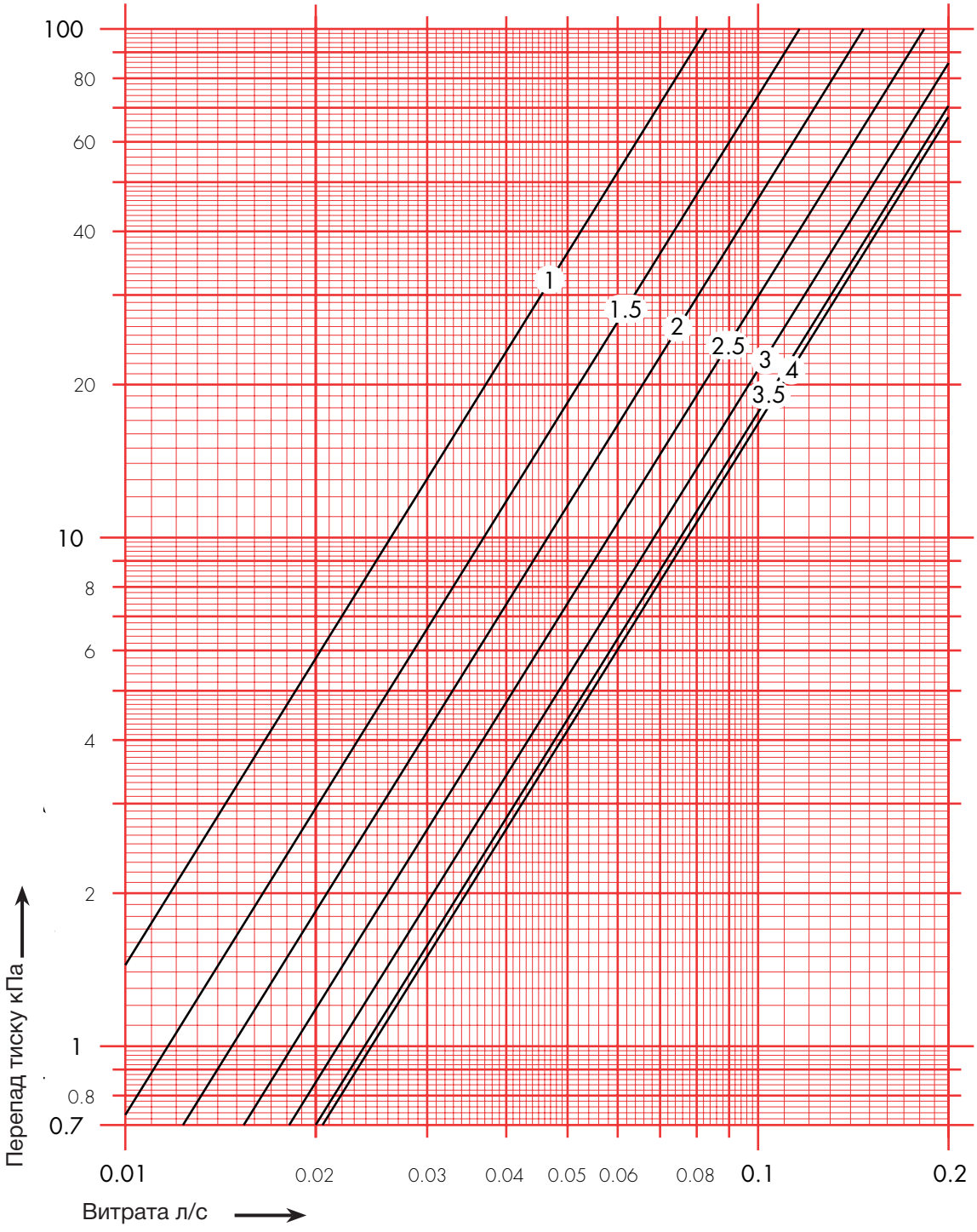


HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN15 MF

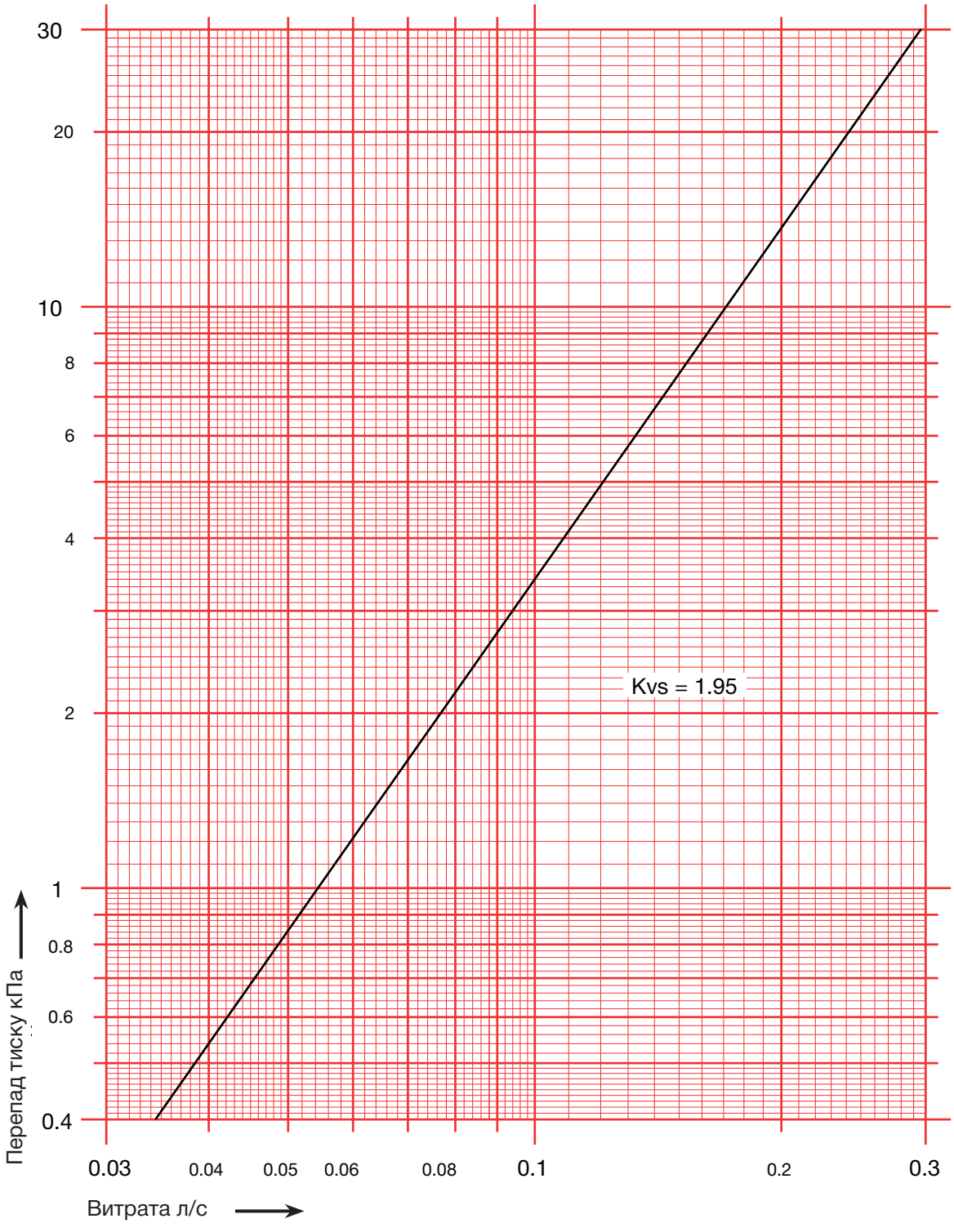


HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN15 MF

Позиція	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4
Kv	0.30	0.42	0.53	0.66	0.78	0.86	0.88

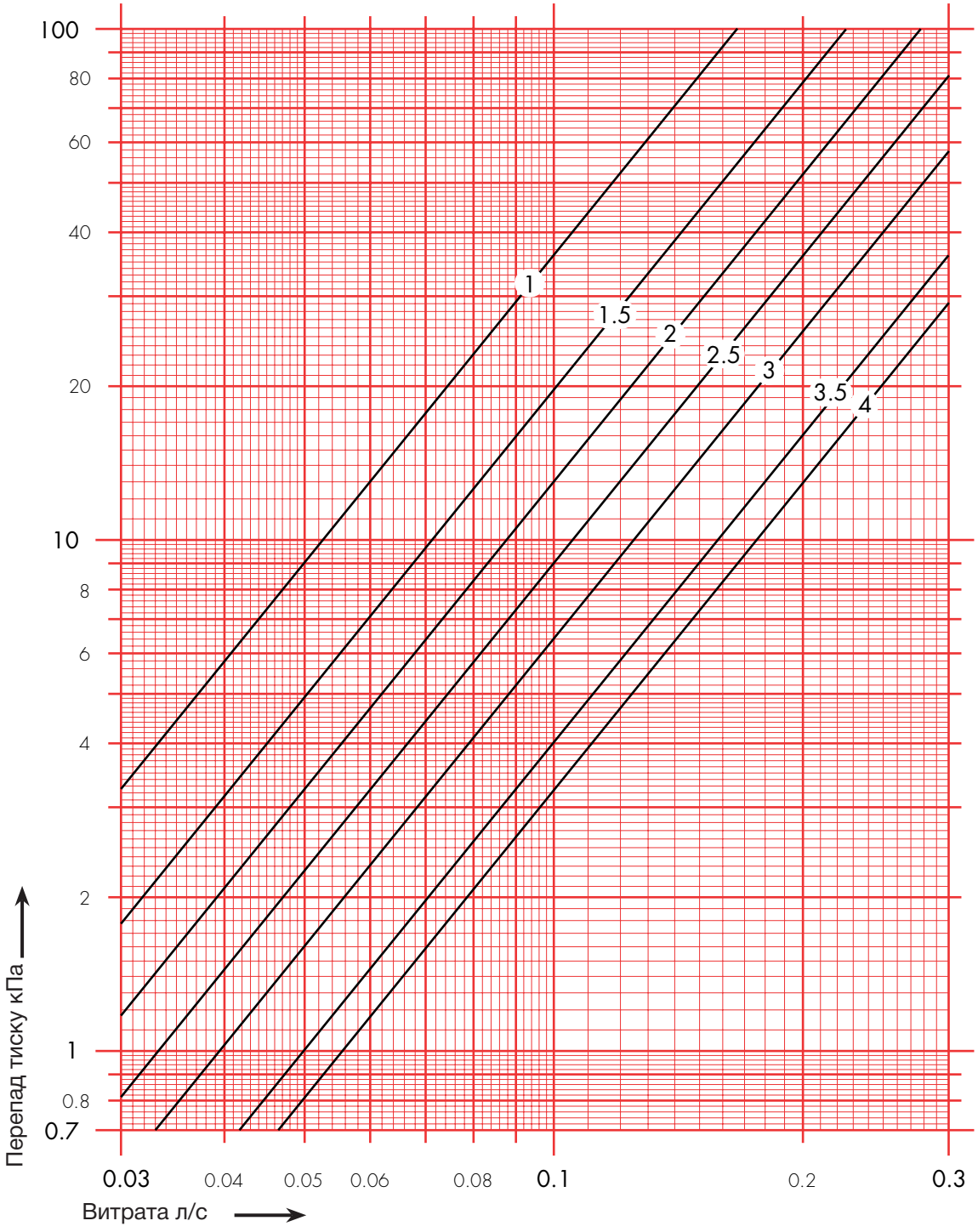


HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN15

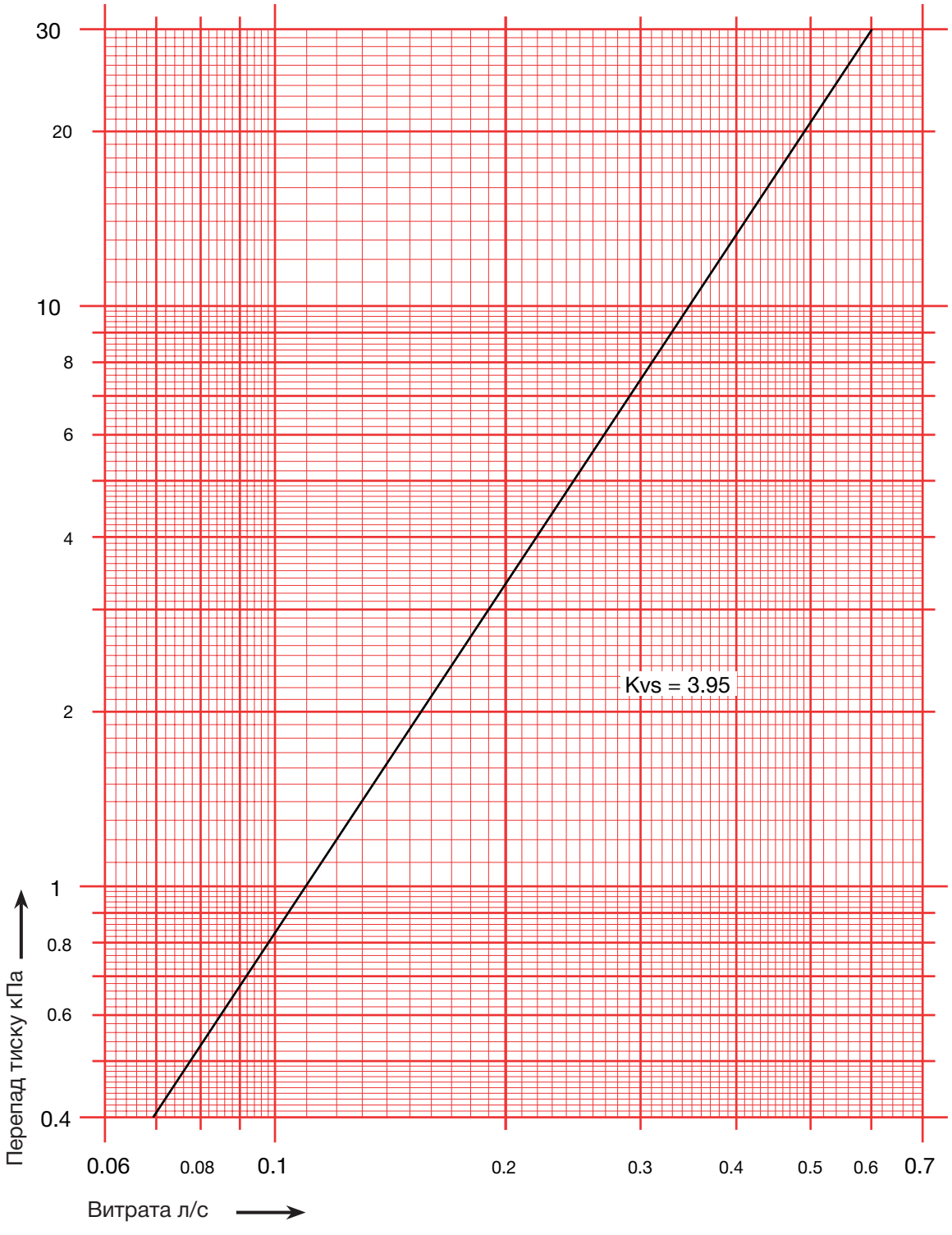


HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN15

Позиція	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4
Kv	0.60	0.81	1.0	1.2	1.42	1.8	2.0

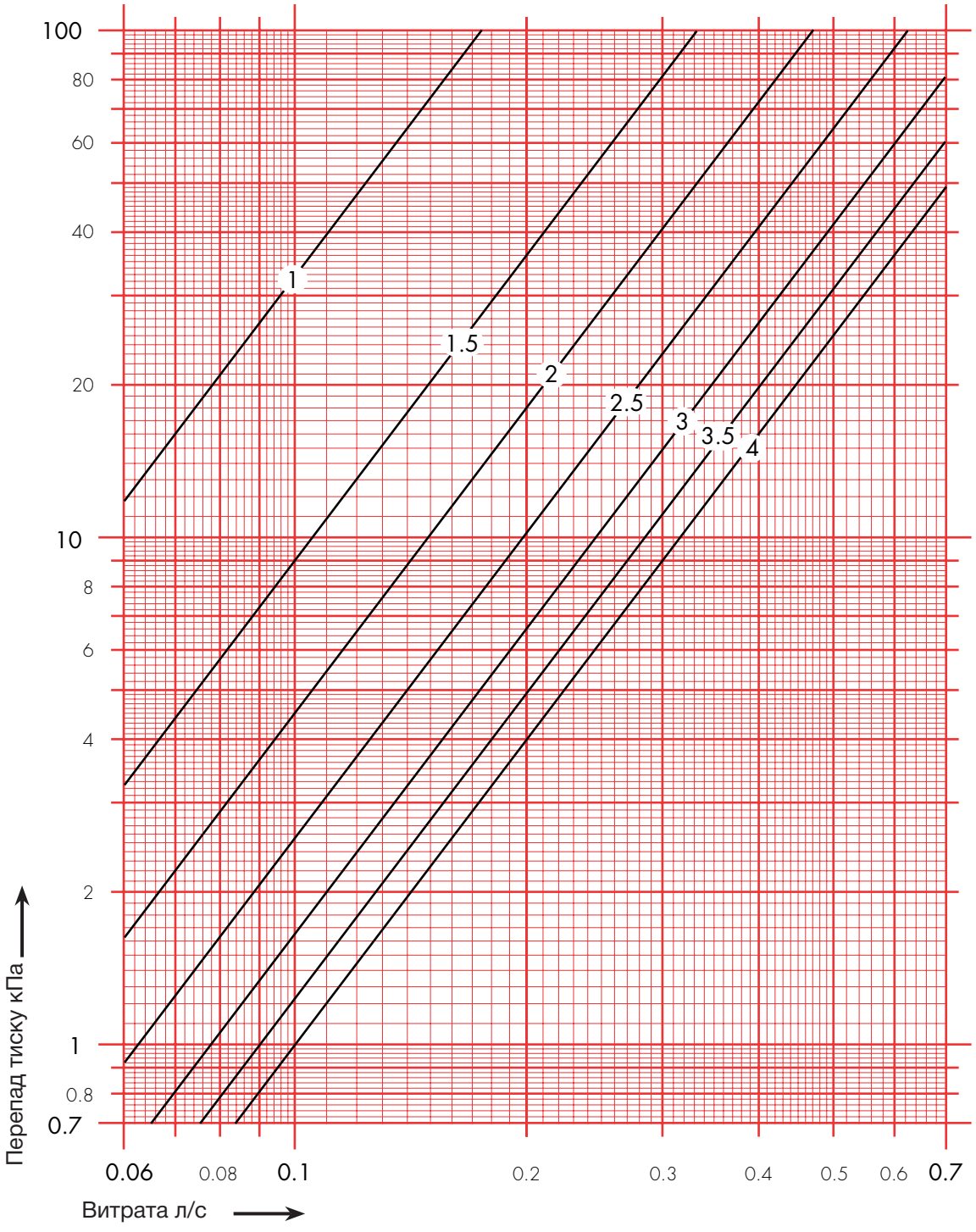


HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN20

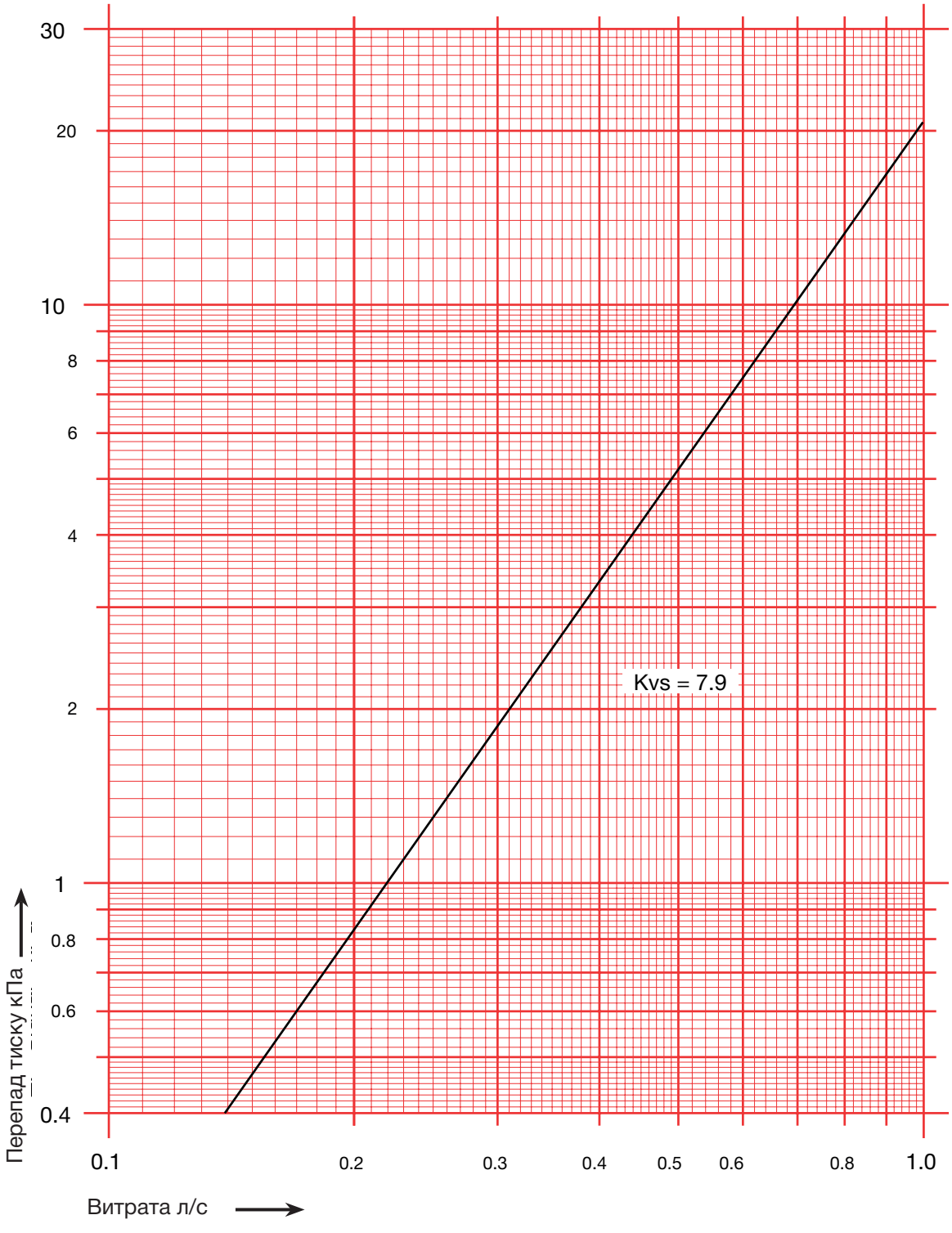


HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN20

Позиція	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4
Kv	0.63	1.2	1.7	2.25	2.8	3.25	3.6

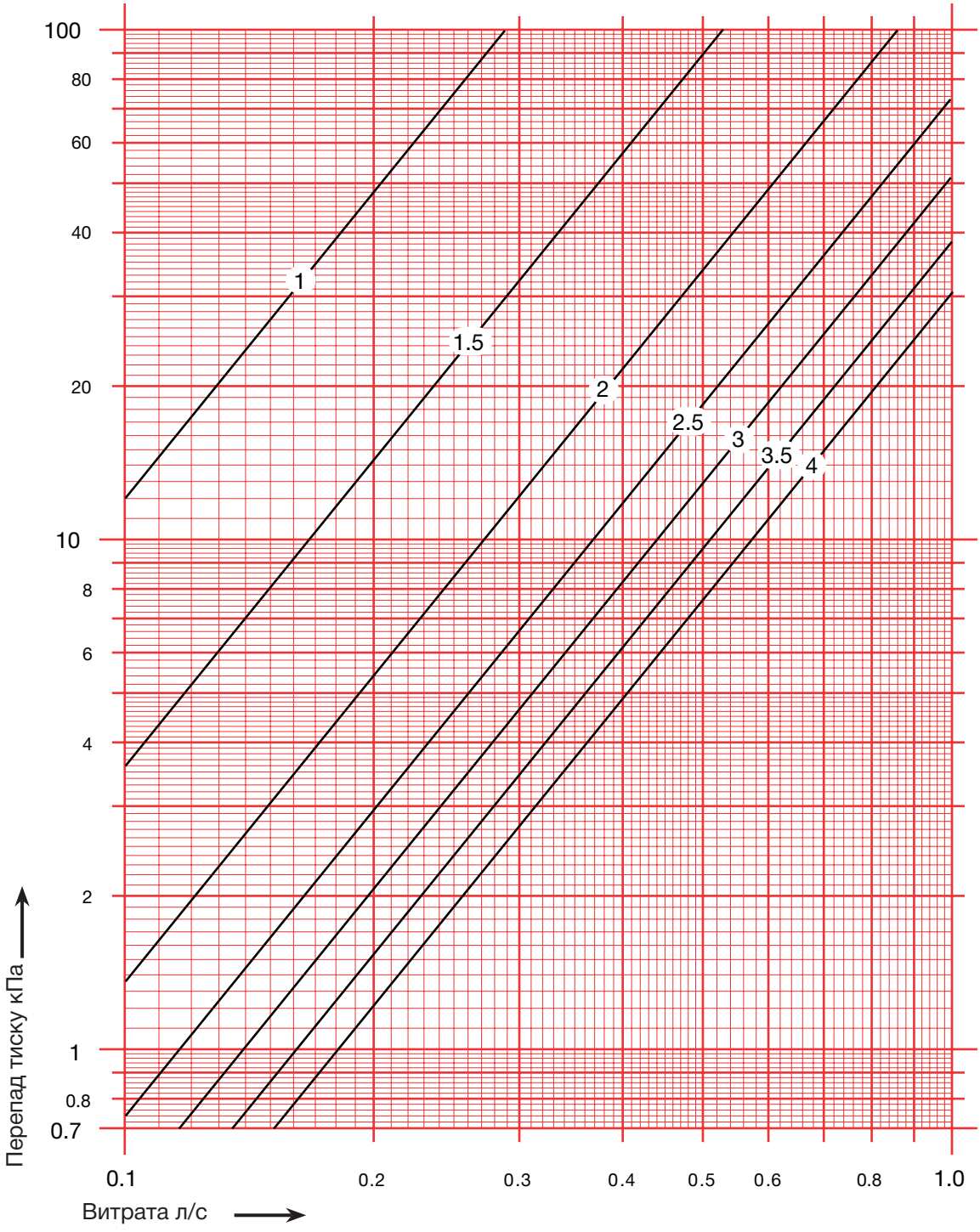


HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN25

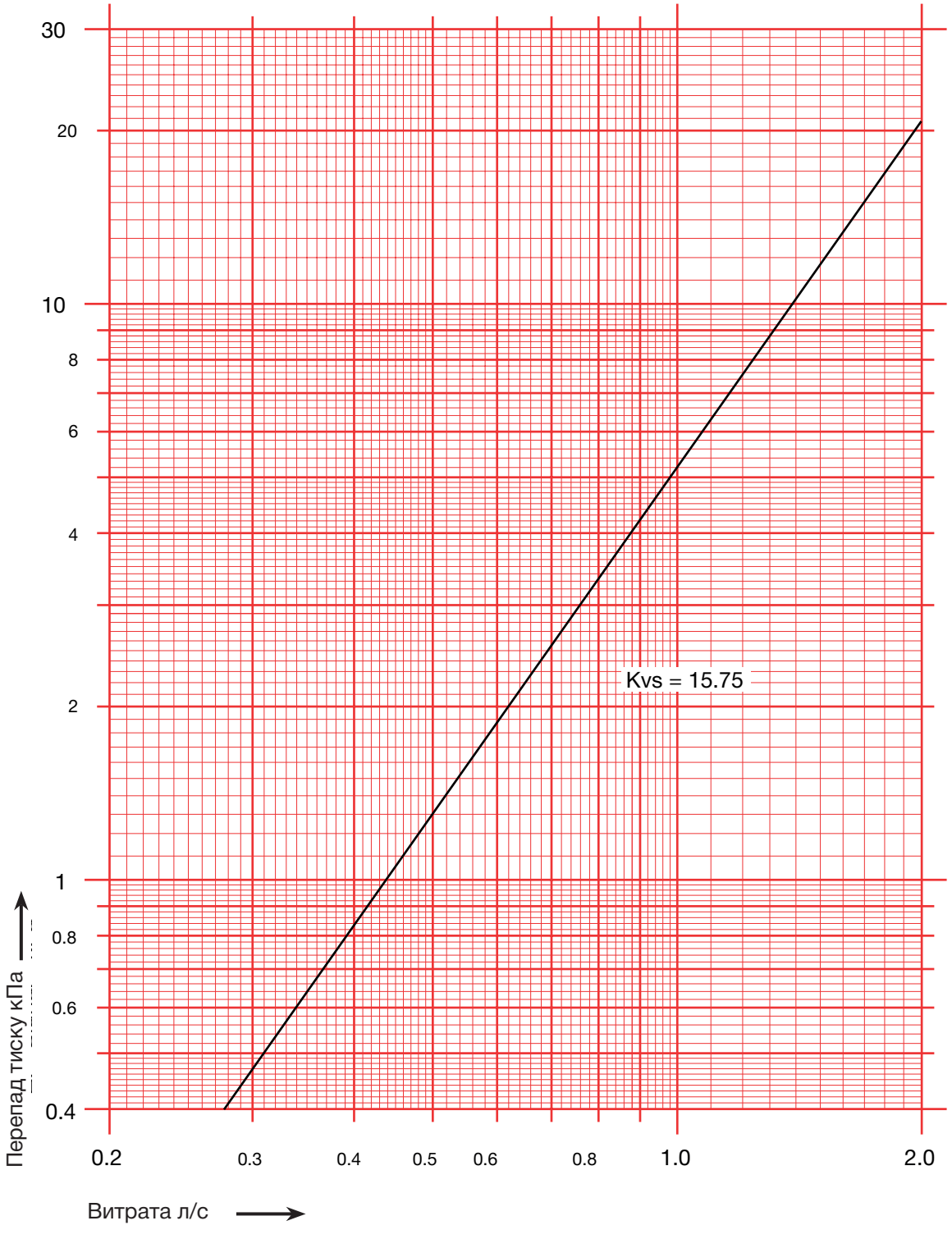


HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN25

Позиція	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4
Kv	1.04	1.9	3.1	4.2	5.0	5.8	6.5

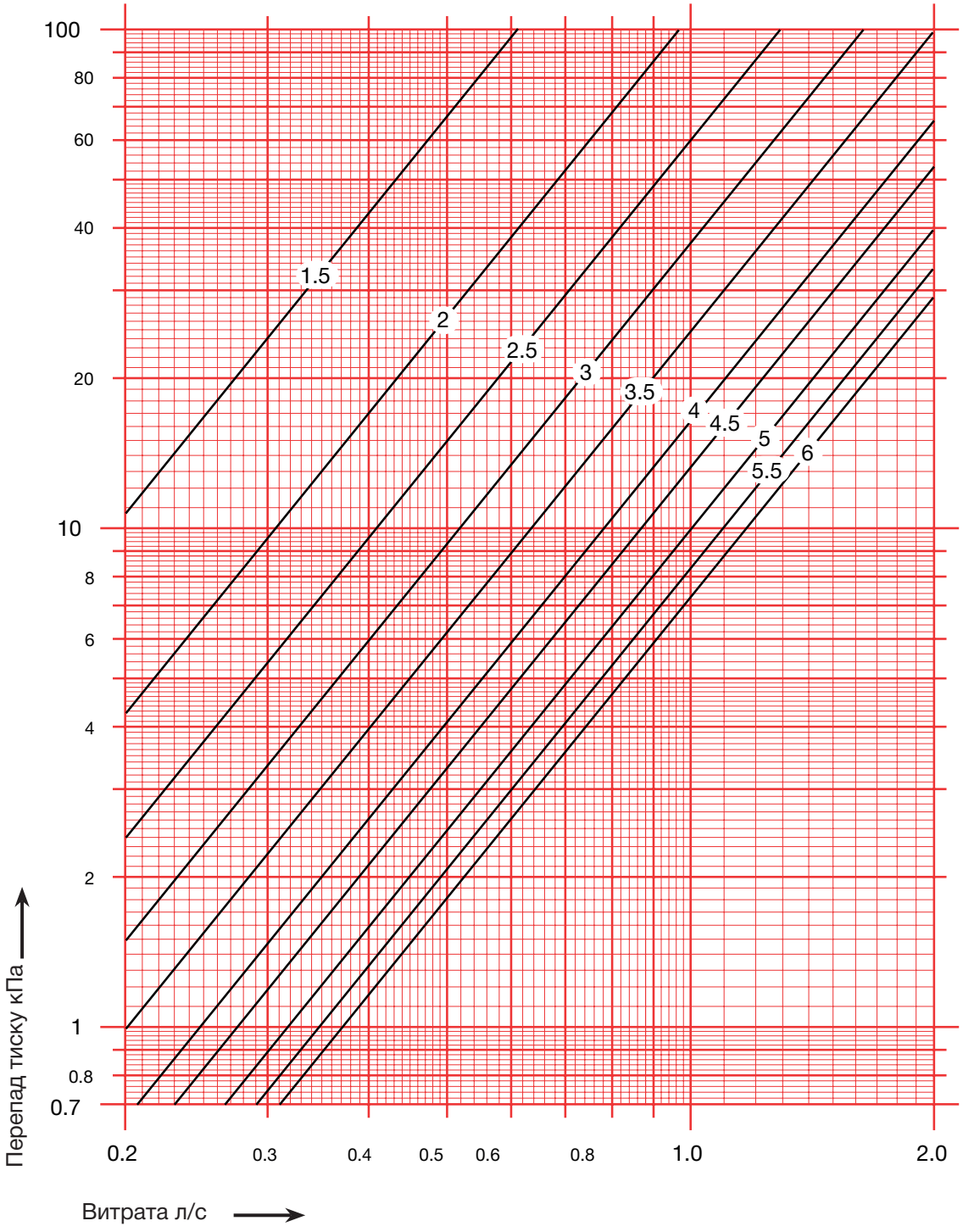


HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN32

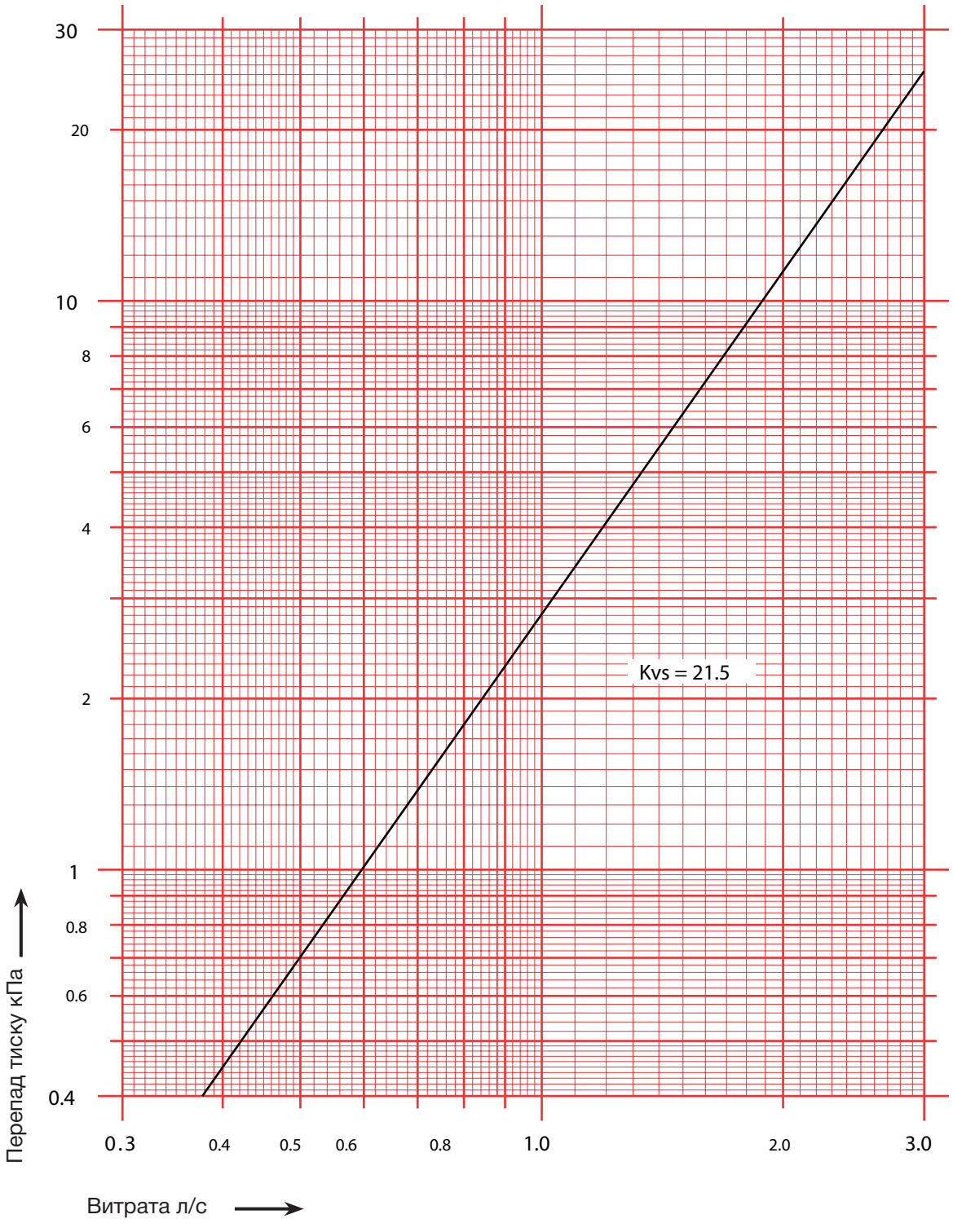


HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN32

Позиція	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6
Kv	2.2	3.5	4.65	5.9	7.25	8.85	9.9	11.4	12.5	13.3

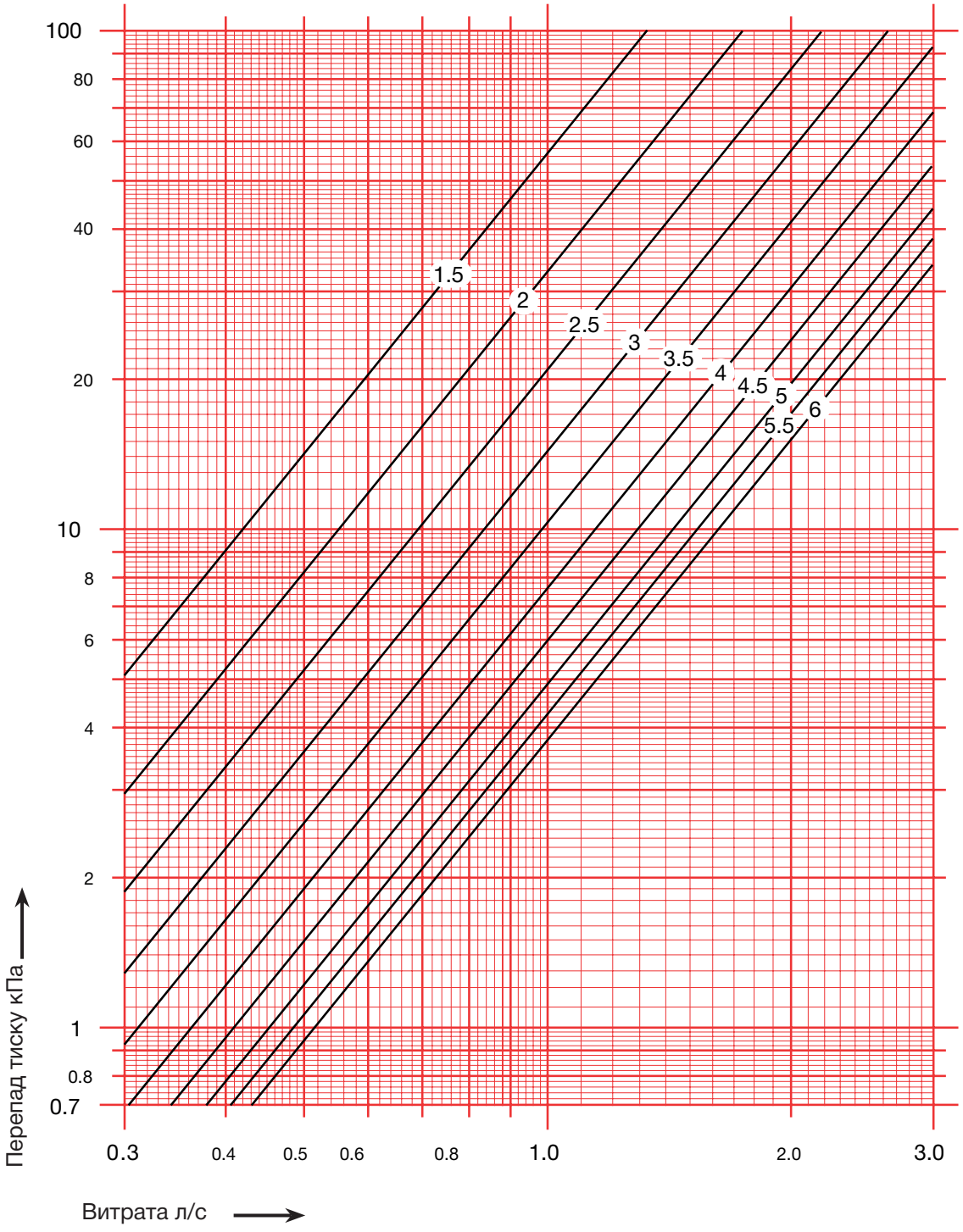


HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN40

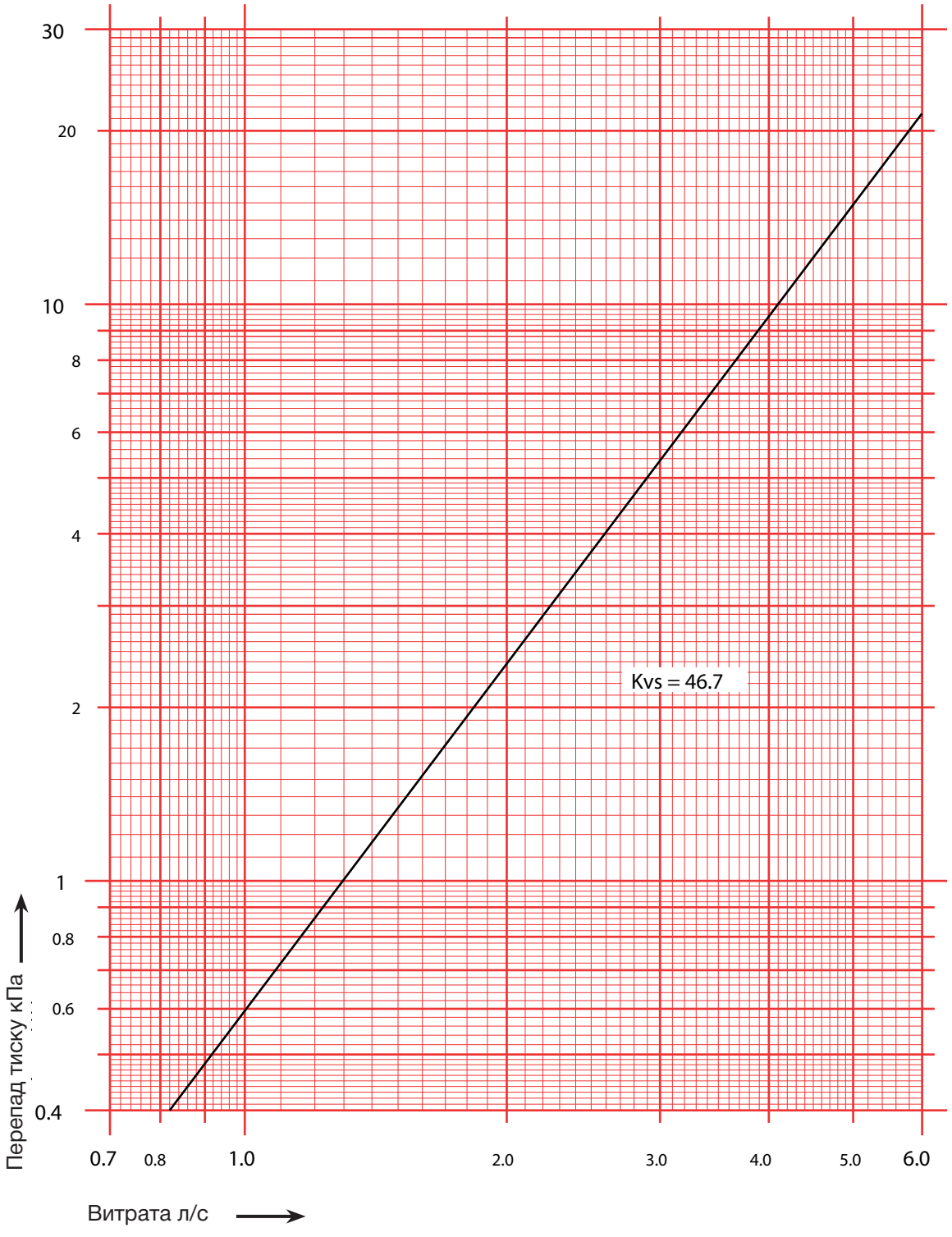


HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN40

Позиція	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6
Kv	4.8	6.3	7.9	9.5	11.2	13.0	14.7	16.3	17.4	18.5

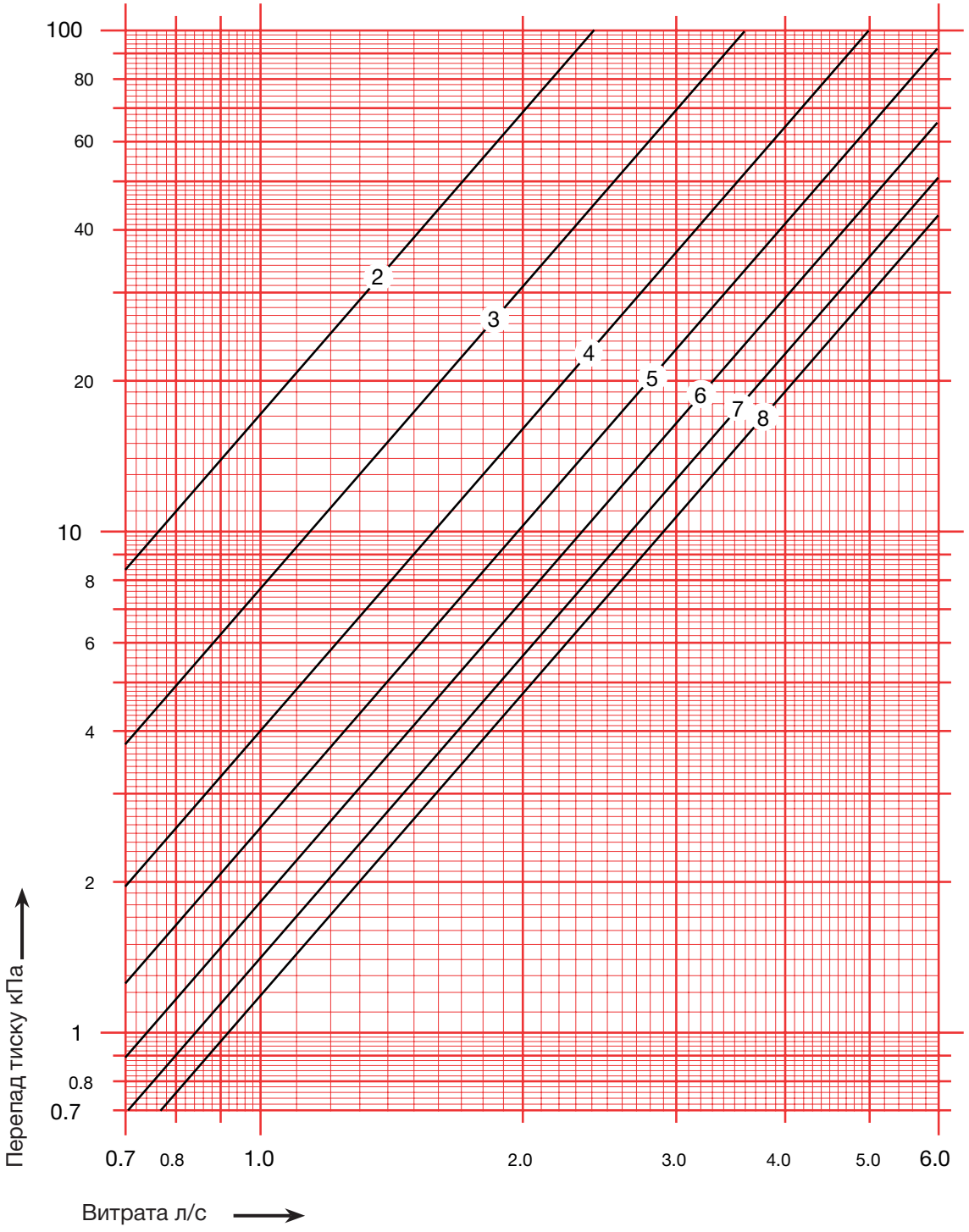


HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN50



HERZ Діаграма	STRÖMAX 4017
	Розм. DN50

Позиція	2	3	4	5	6	7	8
Kv	8.7	13.0	18.0	22.5	26.7	30.3	33.0

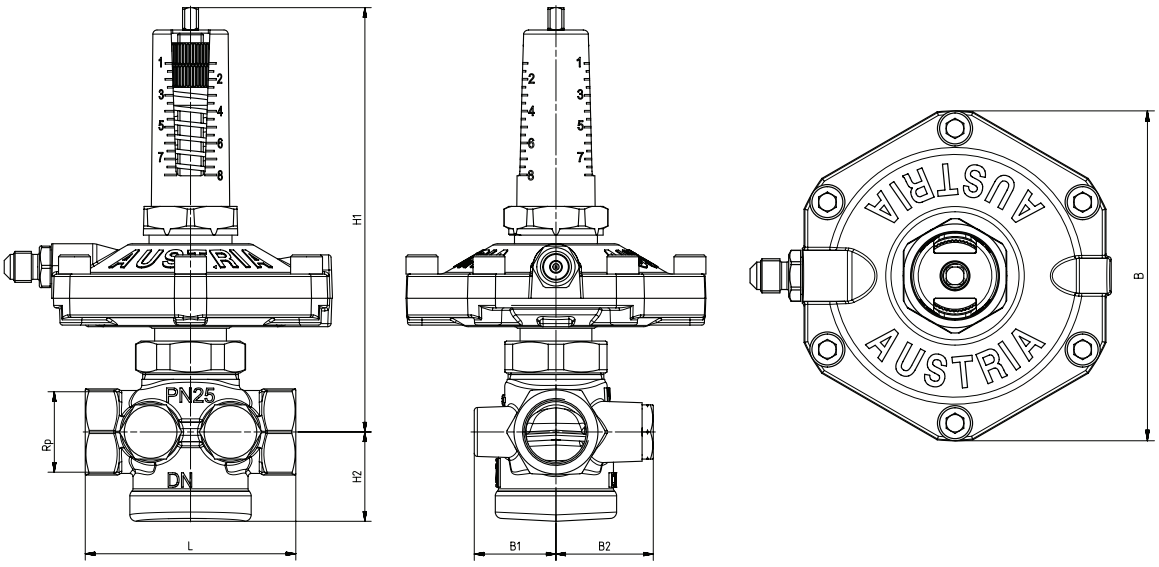


HERZ Регулятор перепаду тиску з налаштуванням діапазону регулювання тиску (5-30 кПа; 25-60 кПа)

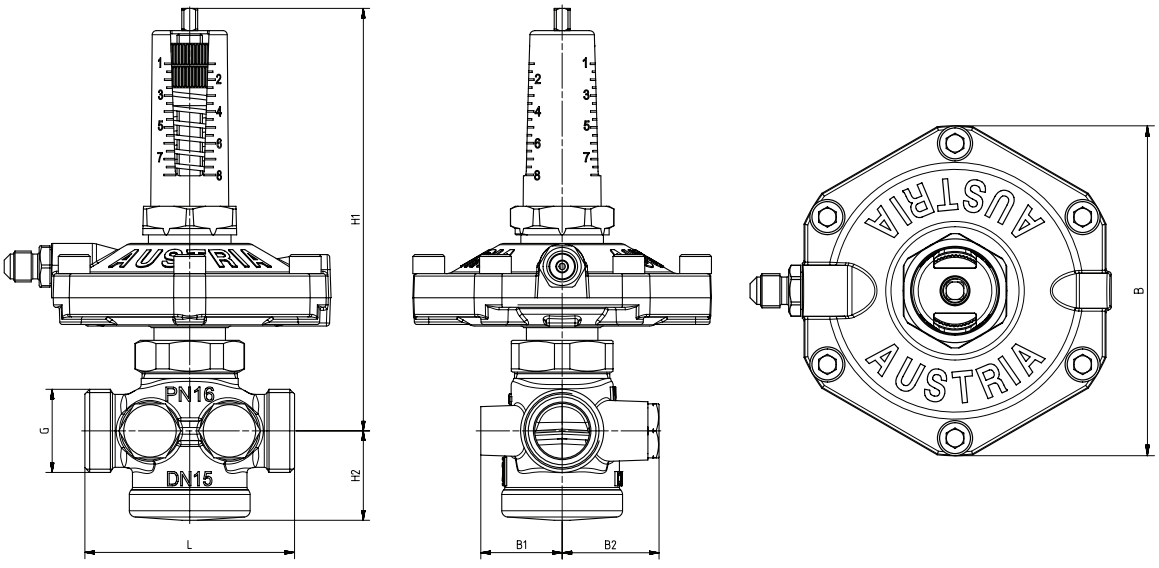
Нормаль 1 **4X02** XX

Розміри в мм

1 4202 XX



1 4002 XX



dP	DN	Номер замовлення	Різь, дюйм		L мм	H1 мм	H2 мм	B мм	B1 мм	B2 мм
5 – 30 кПа DN15	DN15	1 4002 41	AG*	3/4 G	66	133	28	94	26	31
	DN20	1 4002 42		1 G	76	134	29	94	28	33
	DN25	1 4002 43		5/4 плоске ущільнення	76	134	29	94	28	33
	DN32	1 4002 44		1 1/2 плоске ущільнення	114	150	47	94	32	32
	DN40	1 4002 45		1 3/4 плоске ущільнення	132	160	58	94	41	41
	DN50	1 4002 46		2 3/8 плоске ущільнення	140	160	58	94	41	41
25 – 60 кПа DN15	DN15	1 400261	AG*	3/4 G	66	133	28	94	26	31
	DN20	1 4002 62		1 G	76	134	29	94	28	33
	DN25	1 4002 63		5/4 плоске ущільнення	76	134	29	94	28	33
	DN32	1 4002 64		1 1/2 плоске ущільнення	114	150	47	94	32	32
	DN40	1 4002 65		1 3/4 плоске ущільнення	132	160	58	94	41	41
	DN50	1 4002 66		2 3/8 плоске ущільнення	140	160	58	94	41	41
5 – 30 кПа DN15	DN15	1 4202 41	IG*	1/2	66	133	28	94	26	31
	DN20	1 4202 42		3/4	76	134	29	94	28	33
	DN25	1 4202 43		1	90	134	29	94	28	33
	DN32	1 4202 44		5/4	114	150	46	94	32	32
	DN40	1 4202 45		1 1/2	132	160	57	94	41	41
	DN50	1 4202 46		2	140	160	57	94	41	41
25 – 60 кПа DN15	DN15	1 4202 61	IG*	1/2	66	133	28	94	26	31
	DN20	1 4202 62		3/4	76	134	29	94	28	33
	DN25	1 4202 63		1	90	134	29	94	28	33
	DN32	1 4202 64		5/4	114	150	46	94	32	32
	DN40	1 4202 65		1 1/2	132	160	57	94	41	41
	DN50	1 4202 66		2	140	160	57	94	41	41

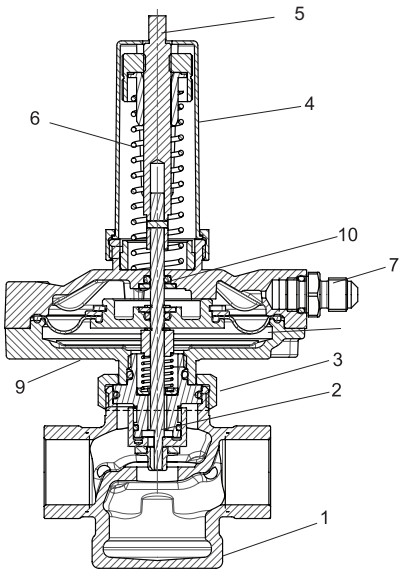
AG* – зовнішня різь; IG* – внутрішня різь

Технічні характеристики

	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50
Значення k_{VS}	2,66	4,36	5,38	9,48	14,95	14,95
Робочий тиск	макс. 16 бар (4002) макс. 25 бар (4202)					
Макс. перепад тиску на корпусі	4 бар					
Мін. робоча температура	2 °C (чиста вода); - 20 °C (антифриз)					
Макс. допустима робоча температура	до DN32: 130 °C DN40 - DN50: 110 °C					
Діапазон регулювання (див. таблицю вище)	5 - 30 кПа 25 - 60 кПа					
Якість води	Відповідно до ÖNORM H 5195 і VDI 2035. Допускається використання етилен- і пропіленгліколю в концентрації суміші 25 – 50 % об.					

Матеріал

№	Опис	Матеріал
1	Корпус	Латунь, стійка до селективної цинкової корозії, CC770S
2	Шпиндель	Нержавіюча сталь 14301
3	З'єднувальна гайка	Латунь
4	Пружинний стакан	Пластик (червоний)
5	Шпиндель для налаштування	Латунь
6	Пружина	Пружинна нержавіюча сталь
7	Ніпель	Латунь
8	Мембрана	EPDM
9	Корпус мембрани	Латунь
10	Кільцеве ущільнення	EPDM



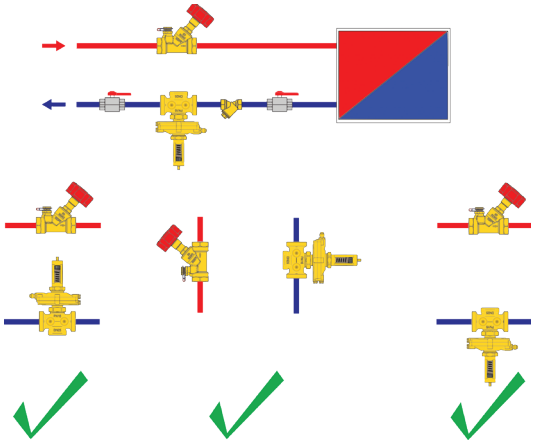
Аміак, що міститься в конопляному ключі, пошкоджує латунні корпуси клапанів. Прокладки з EPDM набрякають від мінеральних олив або мастил, що містять мінеральну оливу, що призводить до виходу з ладу прокладок з EPDM. Для використання антифризу і антикорозійних засобів на основі етилену і пропіленгліколю зверніться до документації виробника деталей.
Відповідно до статті 33 Регламенту REACH (Registation; Evaluation; Authorisation; Restraction of Chemicals) (ЕС № 1907/2006) ми зобов'язані зазначити, що свинець внесений до переліку SVHC (Substances of Very High Concern -– речовини дуже високої важливості) і ваговий відсоток свинцю в усіх латунних компонентах заводського виготовлення в наших виробах перевищує 0,1% (w/w) (CAS: 7439-92-1 / EINECS: 231-100-4). Оскільки свинець є легуючим компонентом сплаву, прямий негативний вплив виключається, і тому додаткова інформація про безпечне використання не потрібна.

Сфера застосування

Регулятор перепаду тиску – пропорційний регулятор прямої дії, працює без додаткових джерел енергії. Необхідне значення перепаду тисків регулюється безступінчасто, в діапазоні від 5 до 30 кПа, від 25 до 60 кПа. Необхідне значення налаштування або значення підтримуваного перепаду тиску можна знайти за допомогою діаграми регулювання. Виробником встановлено мінімальне значення перепаду тиску. Необхідна задана величина встановлюється з використанням спеціального інструменту (1 4006 02). До комплекту поставки входить імпульсна трубка (1000 мм), яку необхідно підключити до подавальної лінії.

Вказівки з монтажу

Регулятор перепаду тиску установлюється на зворотній лінії. Напрямок потоку показаний стрілкою на корпусі. Рекомендується установлювати по одному запірному крану перед і після регулятора перепаду тиску.



Принцип роботи

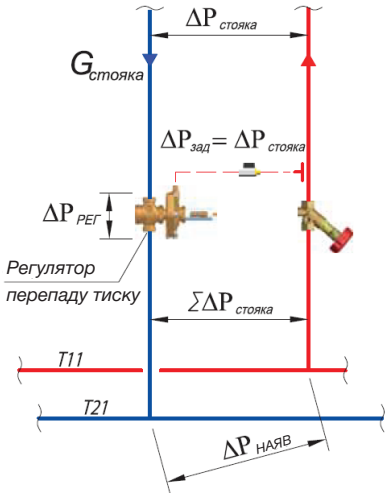
Регулятори перепаду тиску використовуються для стабілізації перепаду тиску в контурах системи опалення і охолодження, що забезпечує незалежність споживача від динамічних коливань у двотрубних системах опалення.

Для попереднього налаштування регулятора враховується втрата тиску ΔP на стояку (гілці системи). Загальна втрата тиску стояка $\Sigma\Delta P_{стояк}$ [кПа] розраховується таким чином:

$\Sigma\Delta P_{стояк} = \Delta P_{стояк} + \Delta P_{РЕГ}$

де:

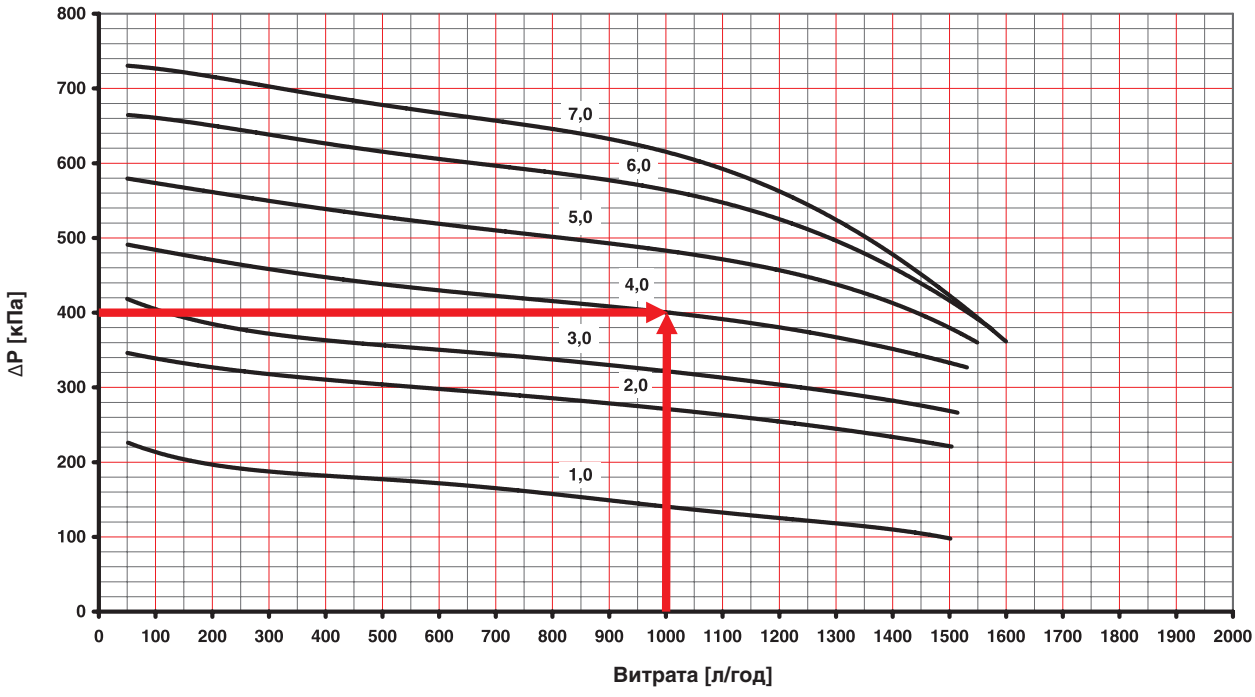
$\Delta P_{РЕГ}$ – втрата тиску на регуляторі. Для оптимальної роботи рекомендується мінімальне значення $\Delta P_{РЕГ}$ 10 кПа.



Налаштування

Заводські налаштування регулятора встановлені на мінімальне значення перепаду тиску. Налаштування виконується поворотом гайки з рифленням. У регуляторі перепаду тиску може бути встановлене будь-яке налаштування. Відповідне налаштування регулятора перепаду тиску чітко видно.

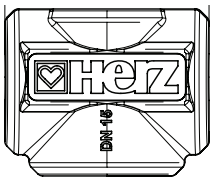
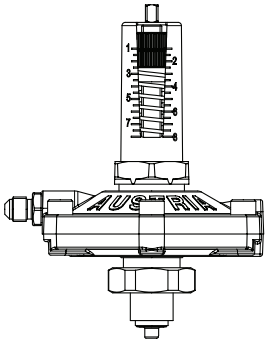
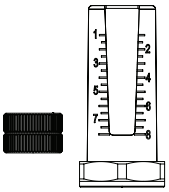
Приклад: заданий перепад тиску $\Delta P_{стояк}$ = 40 кПа (400 мбар);
задана витрата 1000 л/год
Значення налаштування на шкалі – 4

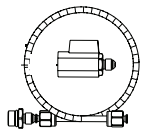
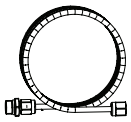
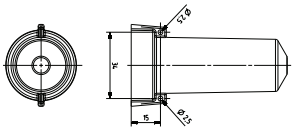
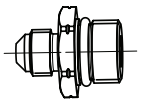
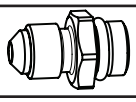
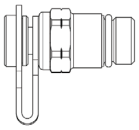
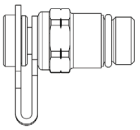
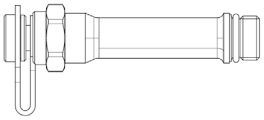
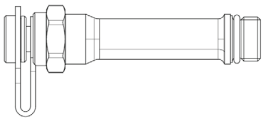
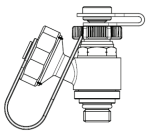
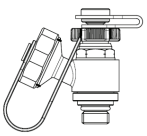


Запобіжні заходи
Для підтримання працездатності арматури під час експлуатації важливо не допускати забруднення внутрішніх порожнин. Потрапляння забруднень виключається шляхом установлення перед регулятором фільтра HERZ (4111).

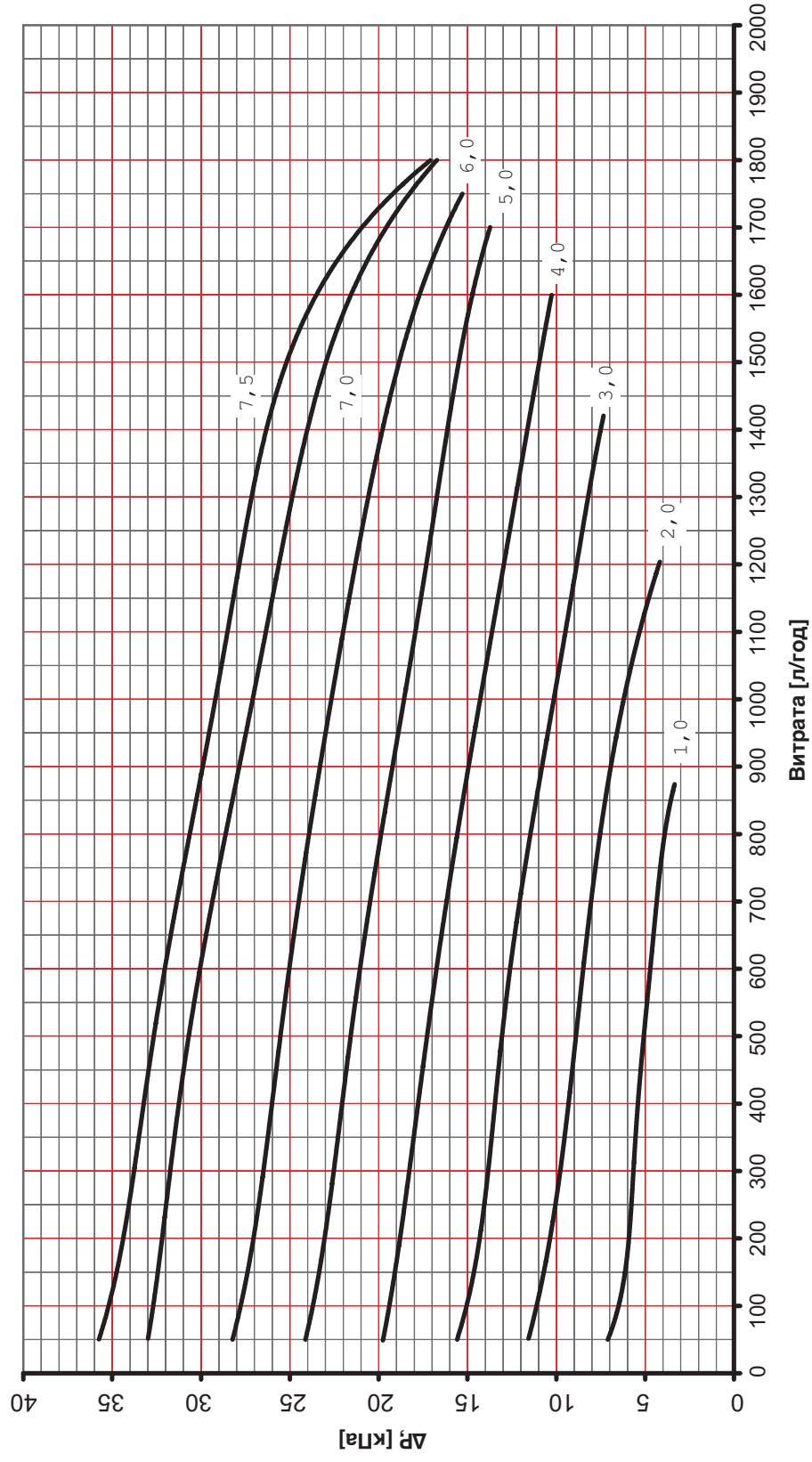
Вимірювальні штуцери
Можливим є установлення двох вимірювальних клапанів на бічній стороні в одному напрямку, що забезпечить доступність і оптимальне підключення вимірювальних приладів за будь-якого положення клапана.

Приладдя і запчастини

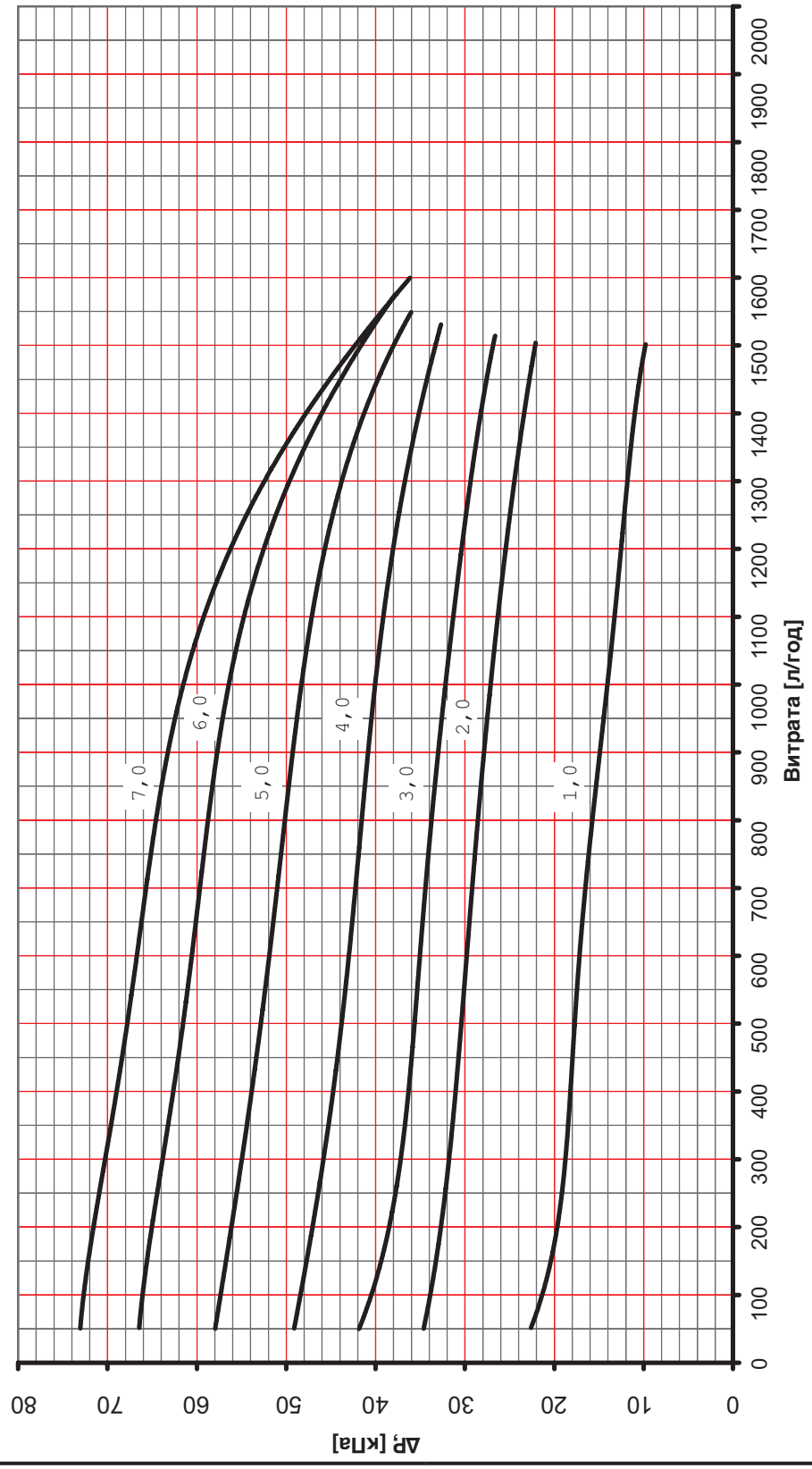
Номер замовлення	Розмір	Опис	Зображення
1 4096 11	DN15	Кожух теплоізоляційний EPP (спінений поліпропілен), колір антрацитово-чорний або сріблясто-сірий, клас B2 за DIN 4102 і E за DIN EN 13501-1, щільність 45 кг/м³, конструктивний замок. Призначений для регуляторів перепаду тиску 4002/4202.	
1 4096 12	DN20		
1 4096 13	DN25		
1 4096 14	DN32		
1 4096 15	DN40		
1 4096 16	DN50		
1 6386 91		Букса регулятора перепаду тиску для 1 4X02 41	
1 6386 92		Букса регулятора перепаду тиску для 1 4X02 42	
1 6386 93	-	Букса регулятора перепаду тиску для 1 4X02 43	
1 6386 94	-	Букса регулятора перепаду тиску для 1 4X02 44	
1 6386 95	-	Букса регулятора перепаду тиску для 1 4X02 45-46	
1 6386 96	-	Букса регулятора перепаду тиску для 1 4X02 61	
1 6386 97	-	Букса регулятора перепаду тиску для 1 4X02 62	
1 6386 98	-	Букса регулятора перепаду тиску для 1 4X02 63	
1 6386 99	-	Букса регулятора перепаду тиску для 1 4X02 64	
1 6387 00	-	Букса регулятора перепаду тиску для 1 4X02 65 - 66	
1 4002 97	DN15-50	5-30 кПа Запасна пружина для 4002 / 4202	
1 4002 98	DN15-50	25-60 кПа Запасна пружина для 4002 / 4202	
1 4002 10	DN15-50	Пружинний стакан зі шкалою налаштування для регуляторів перепаду тиску HERZ 4002 / 4202	

Номер замовлення	Розмір	Опис	Зображення
1 4002 78	1,0 м	Імпульсна трубка для регулятора перепаду тиску з кульовим краном 1/8.	
1 4002 80	2,0 м	Імпульсна трубка для регулятора перепаду тиску з перехідником 1/8 G x 1/4 G.	
1 6502 10	DN15-DN50	HERZ захист попереднього налаштування для регуляторів перепаду тиску HERZ 4002, 4202. Матеріал – пластик чорного кольору з отворами для пломби і пломбувального дроту. 20 штук в упаковці.	
1 0269 19	1/8" x 1/4"	Перехідник для імпульсної трубки	
1 0269 09	1/8" x 1/8	Перехідник для імпульсної трубки	
1 0284 01	1/4"	Вимірювальний клапан для балансувальних клапанів HERZ-Strömax, ковпачок синій (відбір тиску після клапана)	
1 0284 02	1/4"	Вимірювальний клапан для балансувальних клапанів HERZ-Strömax, ковпачок червоний (відбір тиску до клапана)	
1 0284 11	1/4"	Вимірювальний клапан для балансувальних клапанів HERZ-Strömax. Подовжена модель для ізольованих клапанів (ізоляція до 40 мм), ковпачок синій (відбір тиску після клапана)	
1 0284 12	1/4"	Вимірювальний клапан для балансувальних клапанів HERZ-Strömax. Подовжена модель для ізольованих клапанів (ізоляція до 40 мм), ковпачок червоний (відбір тиску до клапана)	
1 0284 21	1/4"	HERZ-вимірювальний клапан з можливістю зливання, синій ковпачок (відбір тиску після клапана)	
1 0284 22	1/4"	HERZ-вимірювальний клапан з можливістю зливання, червоний ковпачок (відбір тиску після клапана)	
1 4006 02	1/4"	Регулювальний ключ для HERZ-регулятора перепаду тиску 4002/4202	

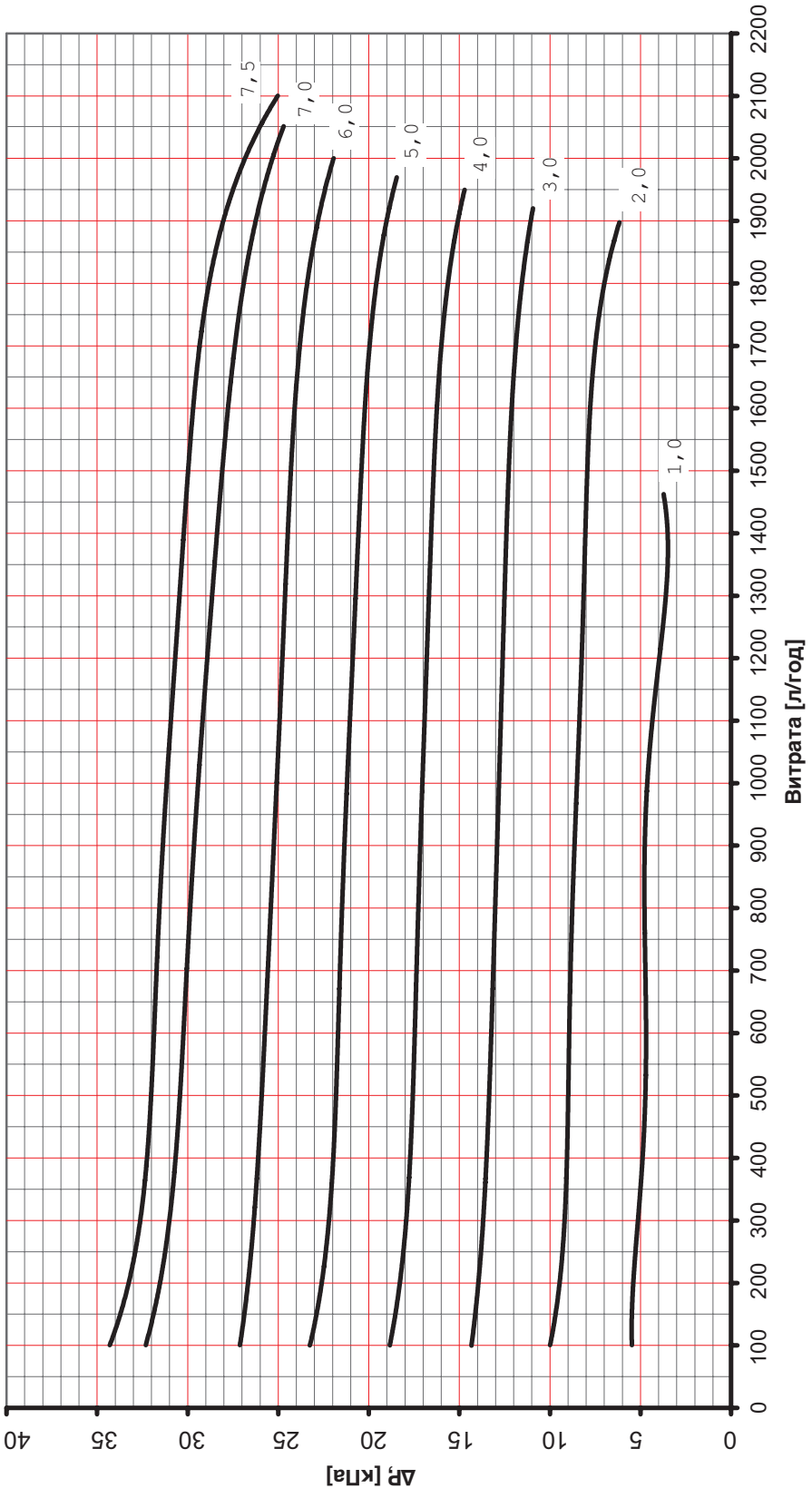
HERZ-Діаграма	Регулятор перепаду тиску
1 **4002** 41 / 1 **4202** 41	DN15 (5-30 кПа)



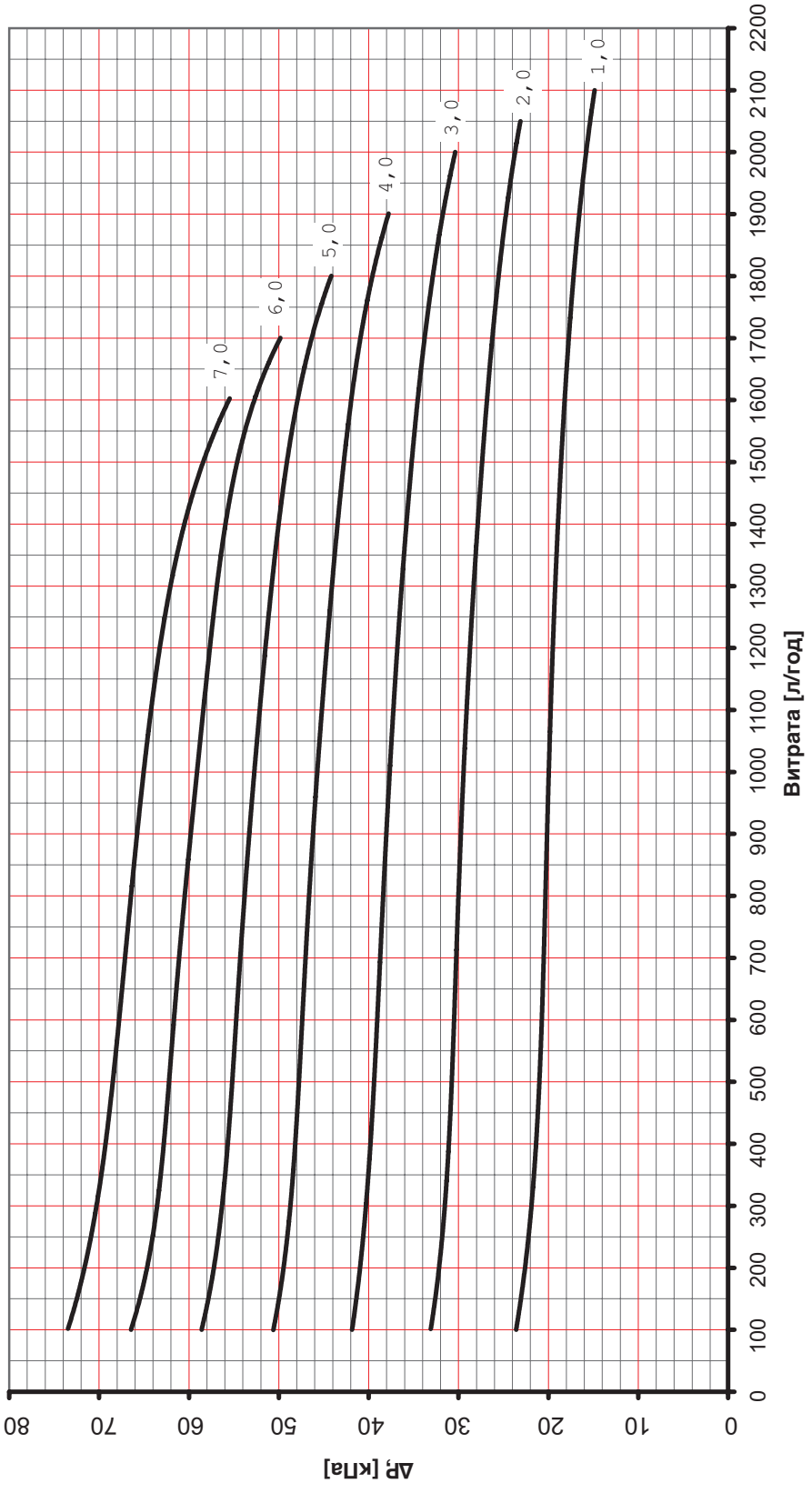
HERZ-Діаграма	Регулятор перепаду тиску
1 **4002** 61 / 1 **4202** 61	DN15 (25-60 кПа)



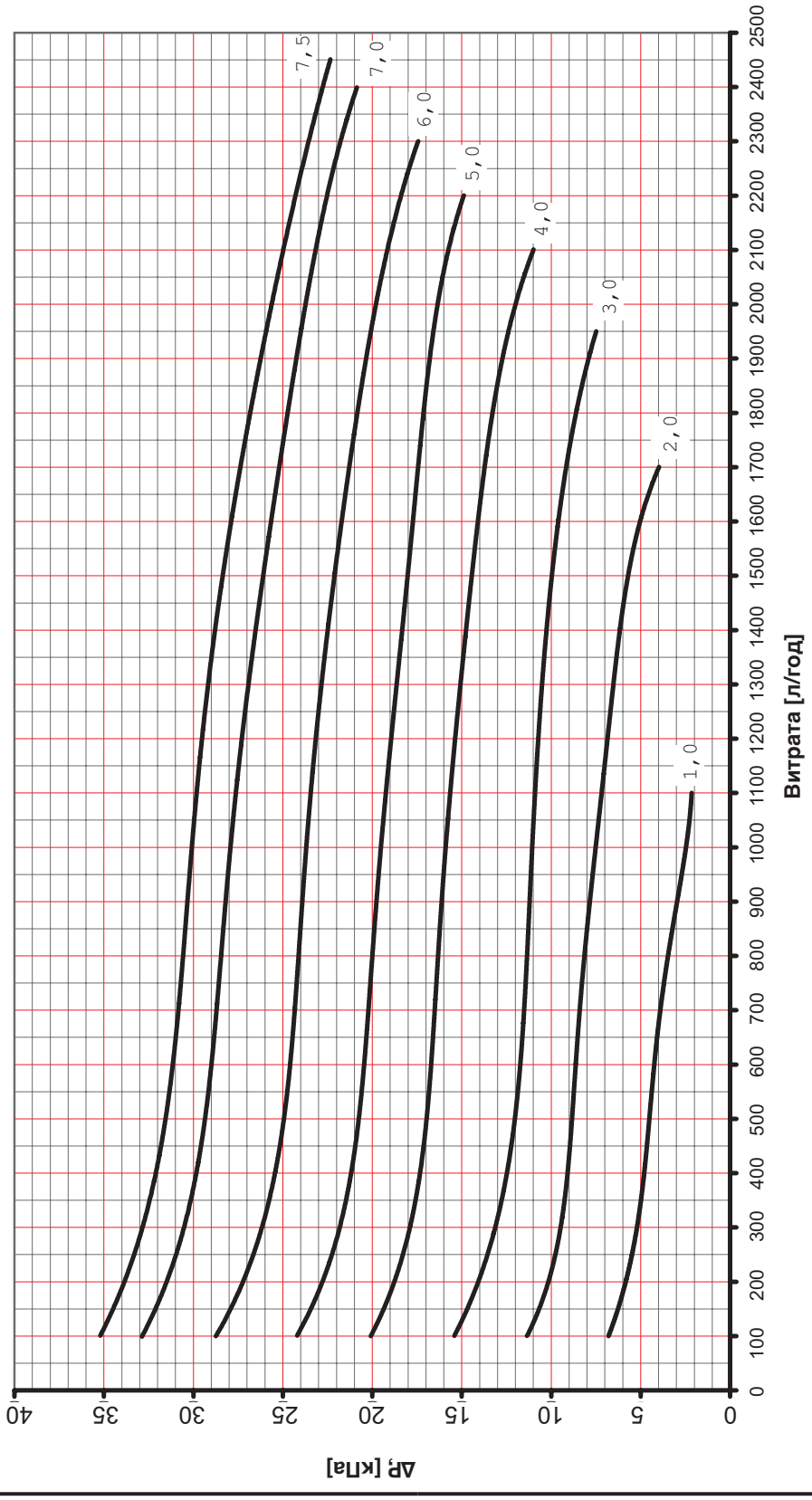
HERZ-Діаграма	Регулятор перепаду тиску
1 **4002** 42 / 1 **4202** 42	DN20 (5-30 кПа)



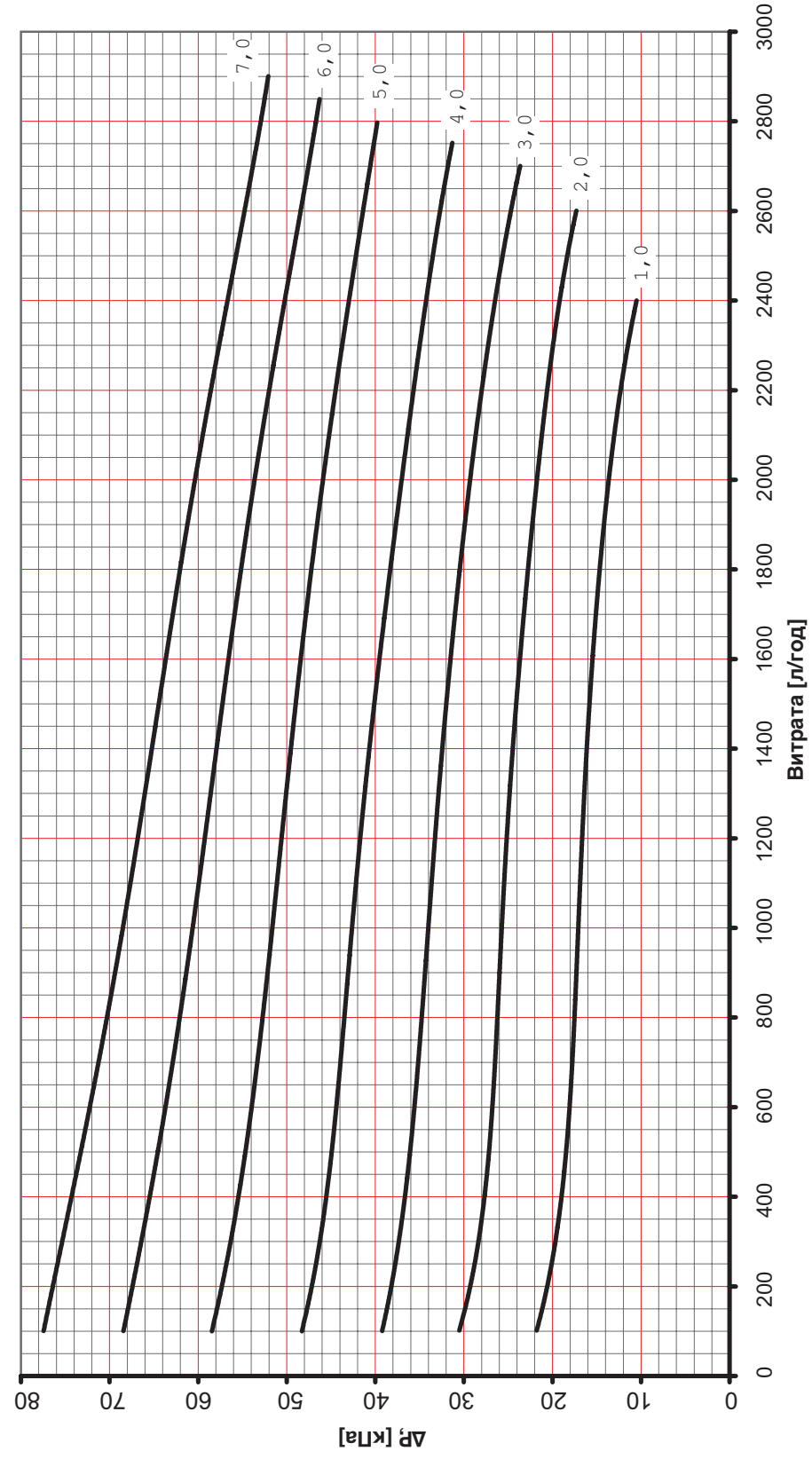
HERZ-Діаграма	Регулятор перепаду тиску
1 **4002** 62 / 1 **4202** 62	DN20 (25-60 кПа)



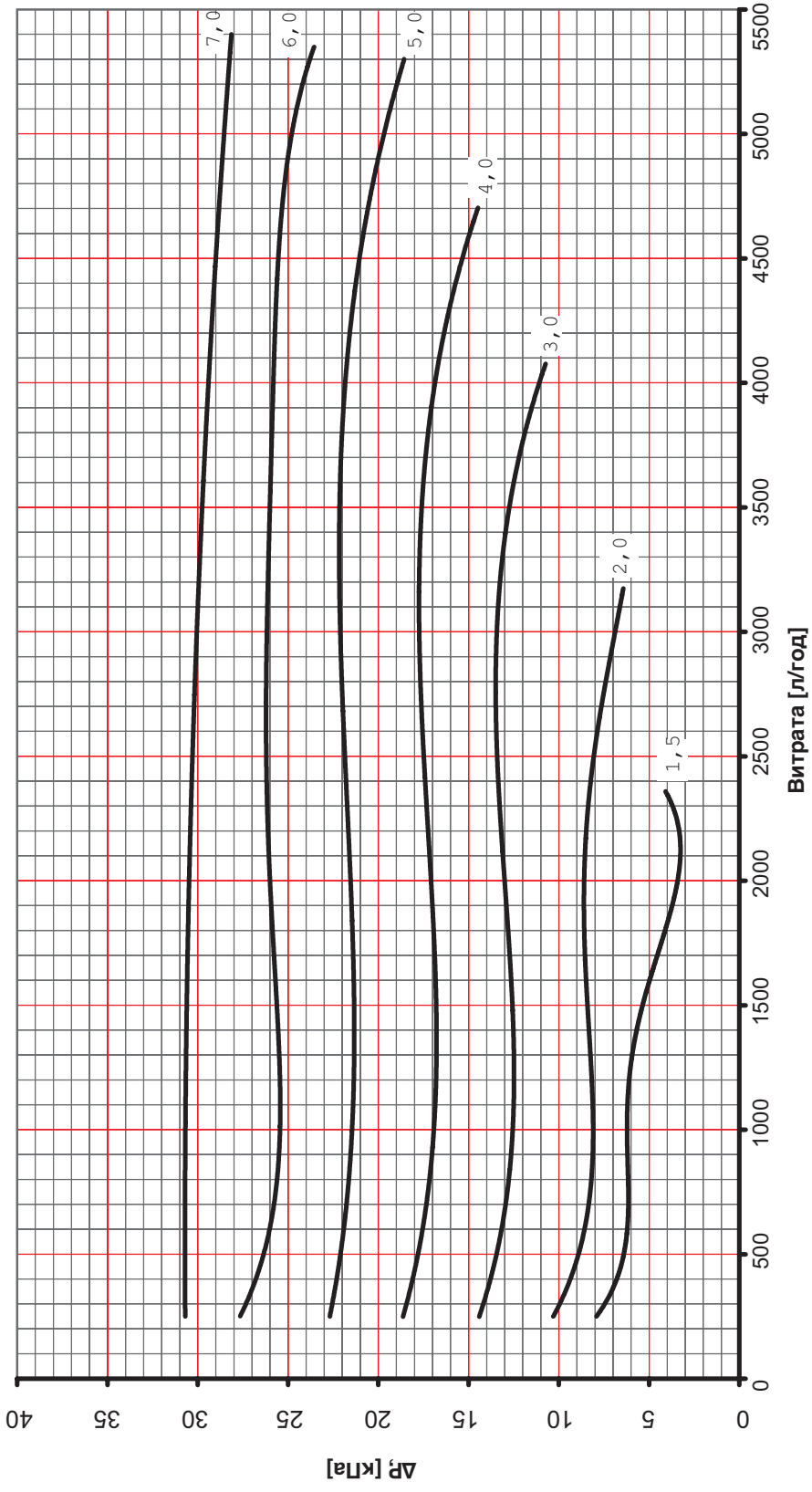
HERZ-Діаграма	Регулятор перепаду тиску
1 **4002** 43 / 1 **4202** 43	DN25 (5-30 кПа)



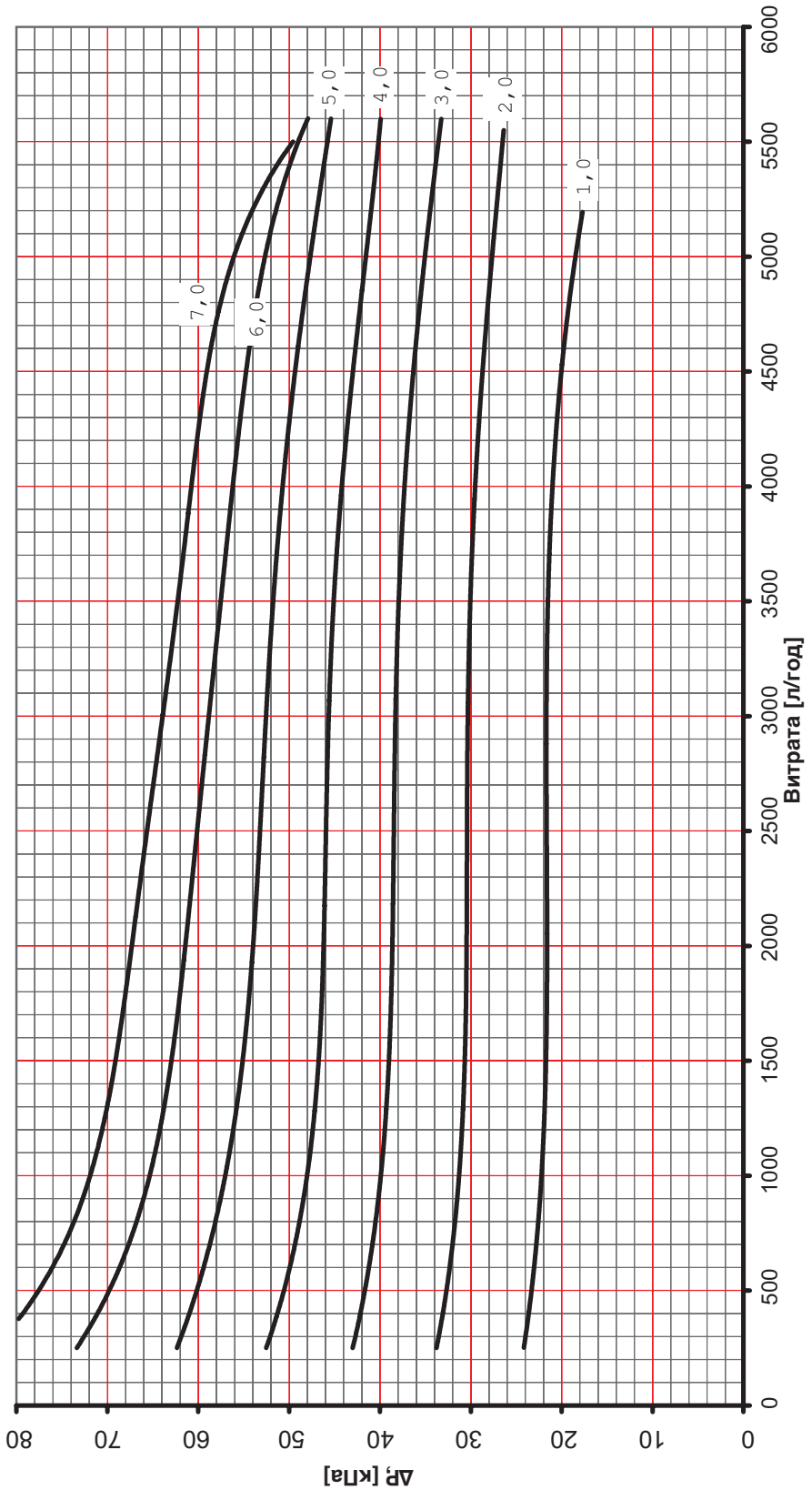
HERZ-Діаграма	Регулятор перепаду тиску
1 **4002** 63 / 1 **4202** 63	DN25 (25-60 кПа)



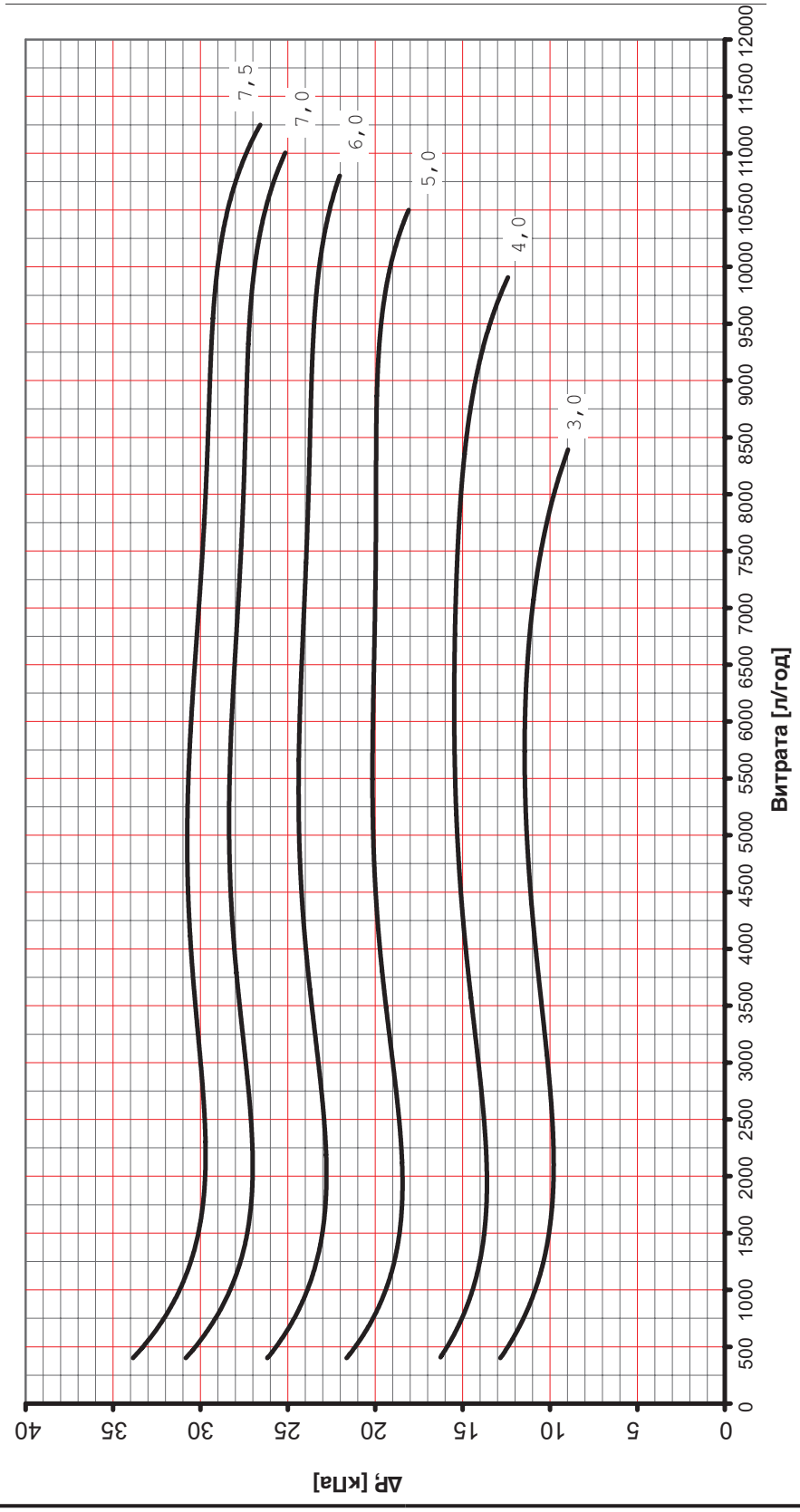
HERZ-Діаграма	Регулятор перепаду тиску
1 **4002** 44 / 1 **4202** 44	DN32 (5-30 кПа)



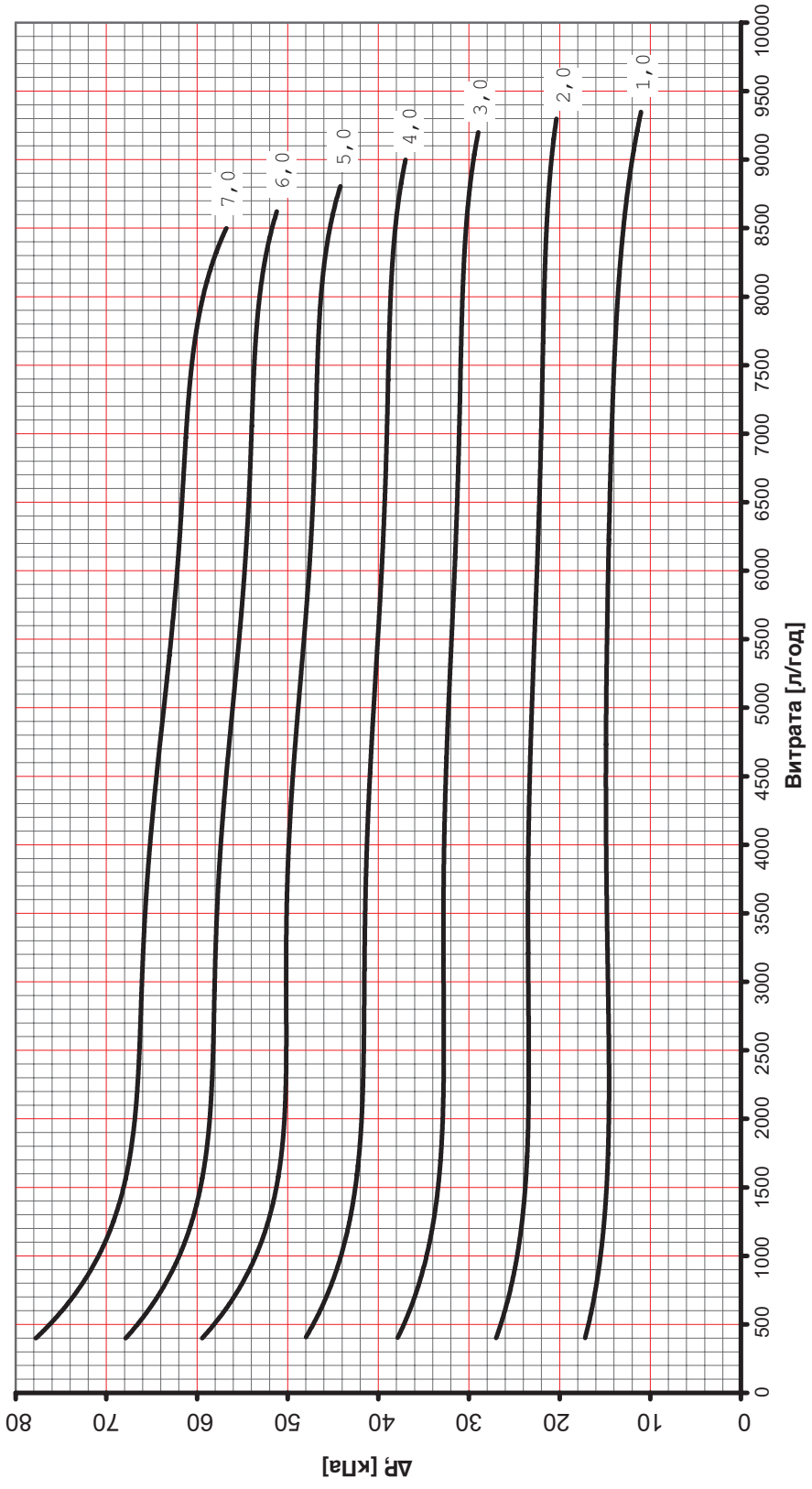
HERZ-Діаграма	Регулятор перепаду тиску
1 **4002** 64 / 1 **4202** 64	DN32 (25-60 кПа)



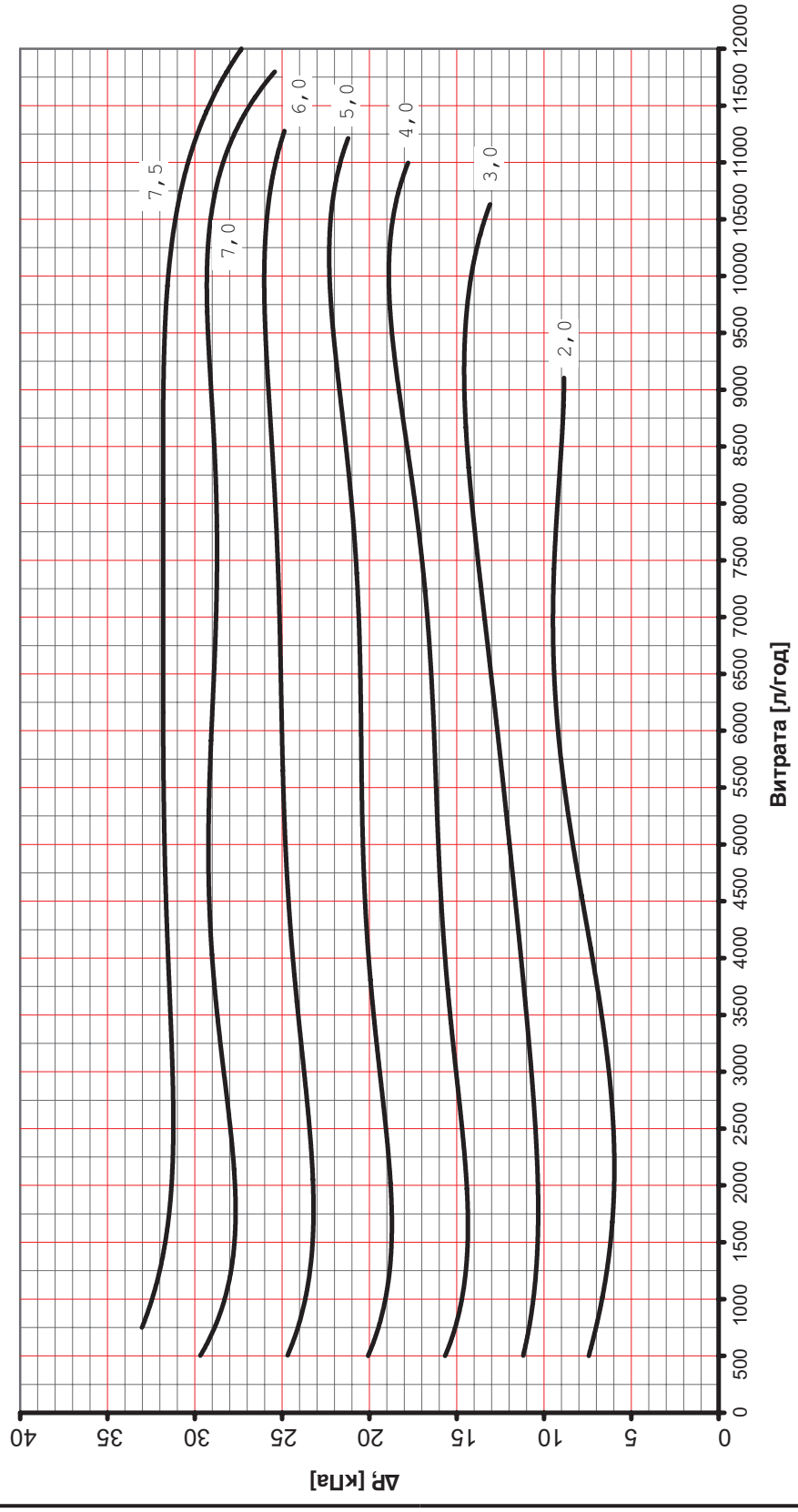
HERZ-Діаграма	Регулятор перепаду тиску
1 **4002** 45 / 1 **4202** 45	DN40 (5-30 кПа)



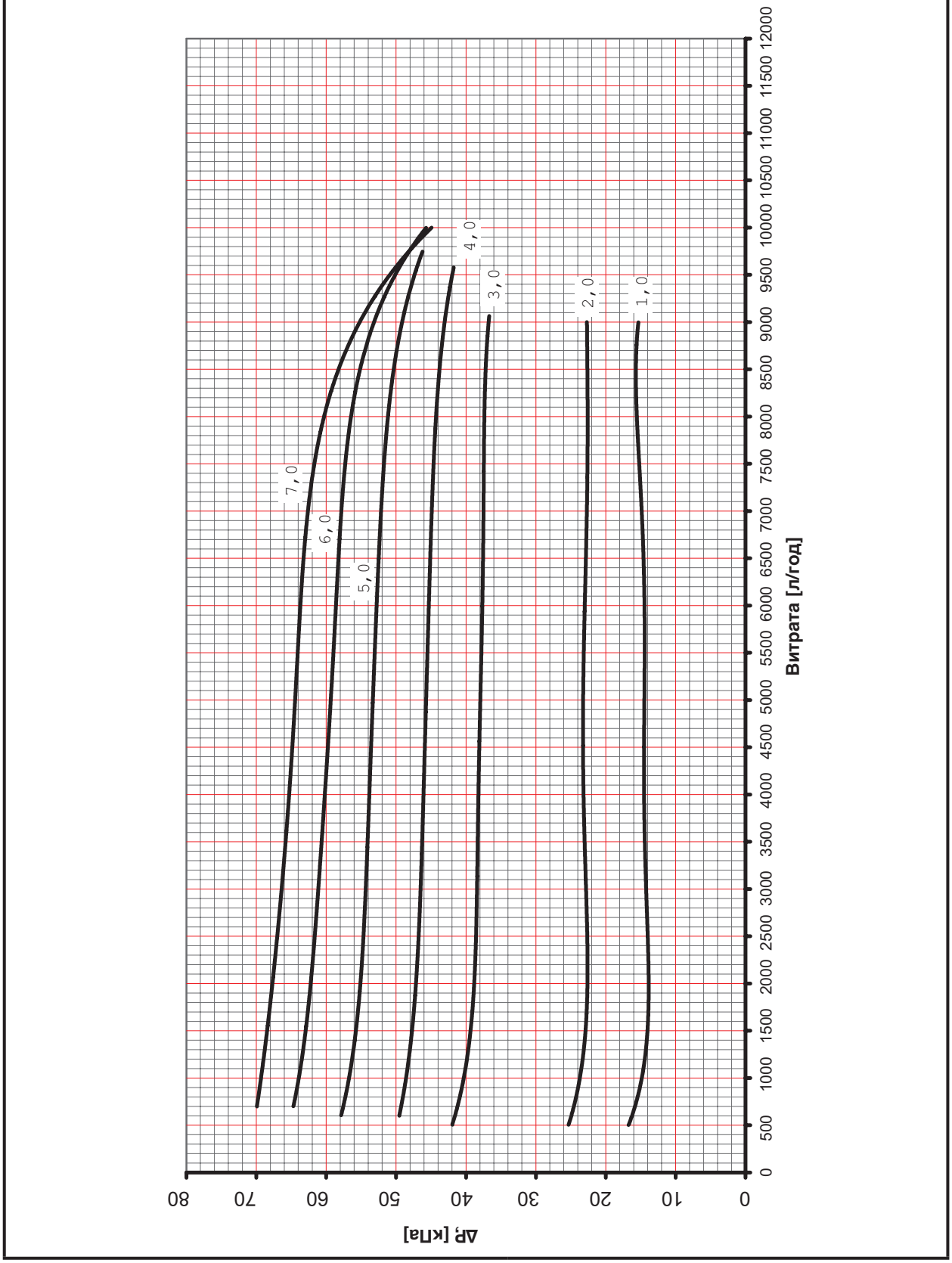
HERZ-Діаграма	Регулятор перепаду тиску
1 **4002** 65 / 1 **4202** 65	DN40 (25-60 кПа)



HERZ-Діаграма	Регулятор перепаду тиску
1 **4002** 46 / 1 **4202** 46	DN50 (5-30 кПа)



HERZ-Діаграма	Регулятор перепаду тиску
1 **4002** 66 / 1 4202 66	DN50 (25-60 кПа)

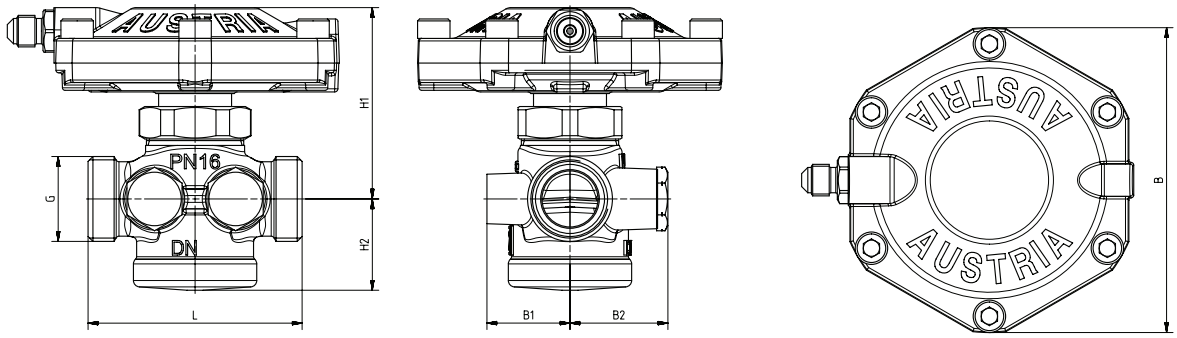


HERZ Регулятор перепаду тиску з фіксованим діапазоном регулювання тиску

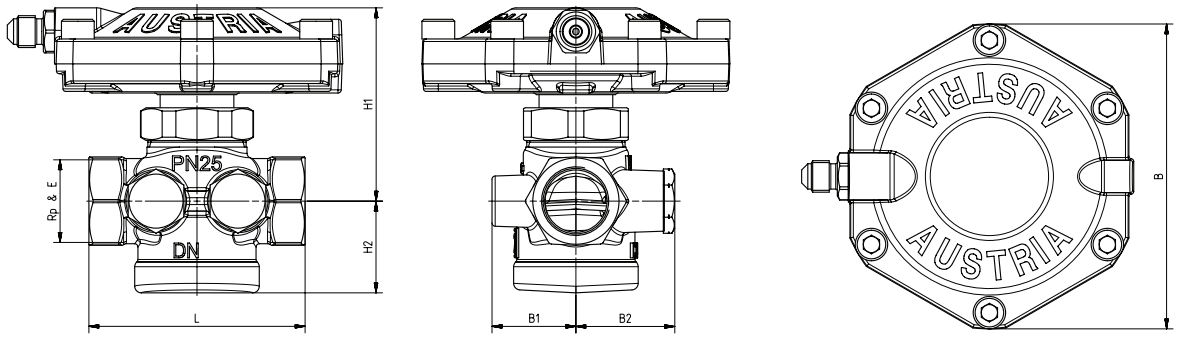
Нормаль 1 **4X02** XX (FIX)

Розміри в мм

1 **4002** XX



1 **4202** XX



FIX dP	DN	Номер замовлення	Різь, дюйм		L мм	H1 мм	H2 мм	B мм	B1 мм	B2 мм
23 кПа	DN15	1 4002 21	AG*	3/4 G	66	59	28	94	26	31
	DN20	1 4002 22		1 G	76	60	29	94	28	33
	DN25	1 4002 23		5/4 плоске ущільнення	76	60	29	94	28	33
	DN32	1 4002 24		1 1/2 плоске ущільнення	114	76	47	94	32	32
	DN40	1 4002 25		1 3/4 плоске ущільнення	132	86	58	94	41	41
	DN50	1 4002 26		2 3/8 плоске ущільнення	140	86	58	94	41	41
23 кПа	DN15	1 4202 21	IG*	1/2	66	59	28	94	26	31
	DN20	1 4202 22		3/4	76	60	29	94	28	33
	DN25	1 4202 23		1	90	60	29	94	28	33
	DN32	1 4202 24		5/4	114	76	46	94	32	32
	DN40	1 4202 25		1 1/2	132	86	57	94	41	41
	DN50	1 4202 26		2	140	86	57	94	41	41
50 кПа	DN15	1 4002 59	AG*	3/4 плоске ущільнення	66	59	28	94	26	31
13 кПа	DN15	1 4012 01	AG*	3/4 плоске ущільнення	66	59	28	94	26	31
13 кПа	DN15	1 4202 01	IG*	1/2	66	59	28	94	26	31

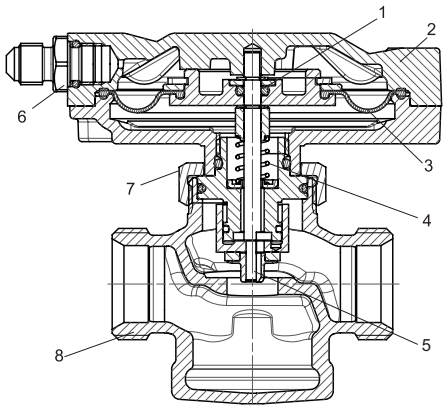
AG* – зовнішня різь; IG* – внутрішня різь

Технічні дані

	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50
Значення k_{VS}	2,66	4,36	5,38	9,48	14,95	14,95
Робочий тиск	макс. 16 бар (4002) макс. 25 бар (4202)					
Макс. перепад тиску на корпусі	4 бар					
Мін. робоча температура	2 °C (чиста вода); - 20 °C (антифриз)					
Макс. допустима робоча температура	до DN32: 130 °C DN40 - DN50: 110 °C					
Діапазон регулювання (див. таблицю вище)	FIX 23 кПа FIX 50 кПа FIX 13 кПа					
Якість води	Відповідно до ÖNORM H 5195 і VDI 2035. Допускається використання етилен- і пропіленгліколю в концентрації суміші 25 – 50% об.					

Матеріал

№	Опис	Матеріал
1	Ущільнювальне кільце	EPDM
2	Корпус мембрани	Латунь
3	Мембрана	EPDM
4	Пружина	Пружинна нержавіюча сталь
5	Шпиндель	Нержавіюча сталь 14301
6	Ніпель	Латунь
7	З'єднувальна гайка	Латунь
8	Корпус	Латунь, стійка до селективної цинкової корозії, CC770S



Аміак, що міститься в конопляному клоччі, пошкоджує латунні корпуси клапанів. Прокладки з EPDM набрякають від мінеральних олив або мастил, що містять мінеральну оливу, що призводить до виходу з ладу прокладок з EPDM. Для використання антифризу і антикорозійних засобів на основі етилену і пропіленгліколю зверніться до документації виробника деталей.

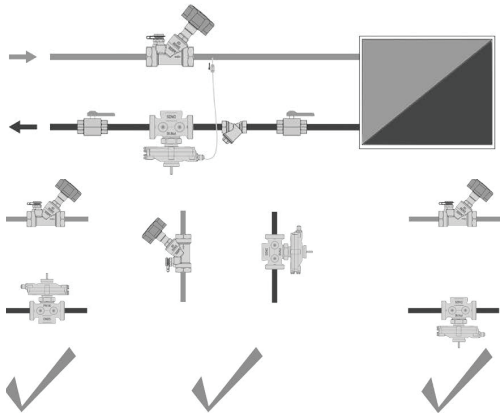
Відповідно до статті 33 Регламенту REACH (Registation; Evaluation; Authorisation; Restraction of Chemicals) (ЕС № 1907/2006) ми зобов'язані зазначити, що свинець внесений до переліку SVHC (Substances of Very High Concern -– речовини дуже високої важливості) і ваговий відсоток свинцю в усіх латунних компонентах заводського виготовлення в наших виробах перевищує 0,1% (w/w) (CAS: 7439-92-1 / EINECS: 231-100-4). Оскільки свинець є легуючим компонентом сплаву, прямий негативний вплив виключається, і тому додаткова інформація про безпечне використання не потрібна.

Сфера застосування

Регулятор перепаду тиску – пропорційний регулятор прямої дії, працює без додаткових джерел енергії. Задане значення перепаду тисків становить 23 кПа, 50 кПа або 13 кПа. До комплекту поставки входить імпульсна трубка (1000 мм), яку необхідно підключити до балансувального клапана у подавальній лінії.

Вказівки з монтажу

Регулятор перепаду тиску установлюється на зворотній лінії. Напрямок потоку показаний стрілкою на корпусі. Рекомендується установлювати по одному запірному крану перед і після регулятора перепаду тиску.



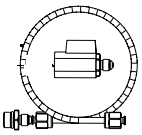
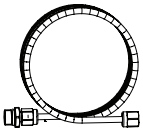
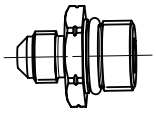
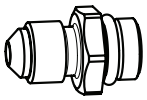
Запобіжні заходи

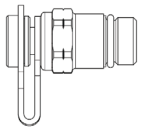
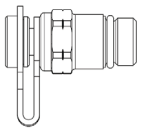
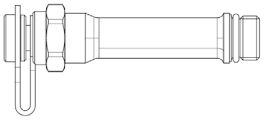
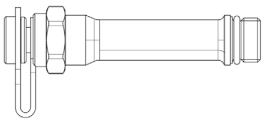
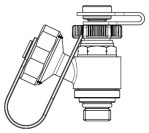
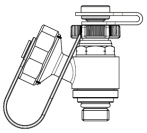
Для підтримання працездатності арматури під час експлуатації важливо не допускати забруднення внутрішніх порожнин. Потрапляння забруднень виключається шляхом установлення перед регулятором фільтра HERZ (4111).

Вимірювальні штуцери

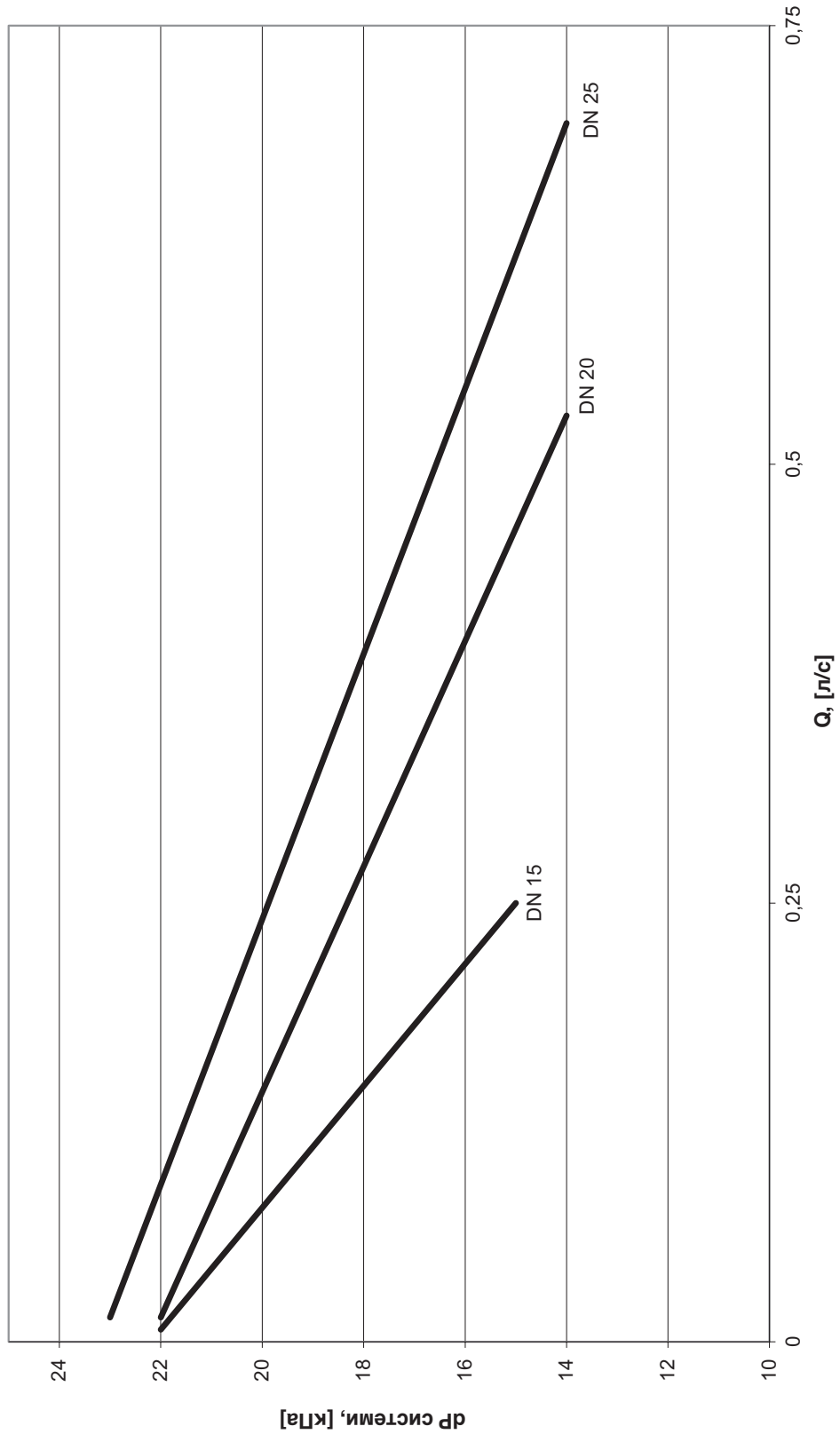
Можливим є установлення двох вимірювальних клапанів на бічній стороні в одному напрямку, що забезпечить доступність і оптимальне підключення вимірювальних приладів за будь-якого положення клапана.

Приладдя і запчастини

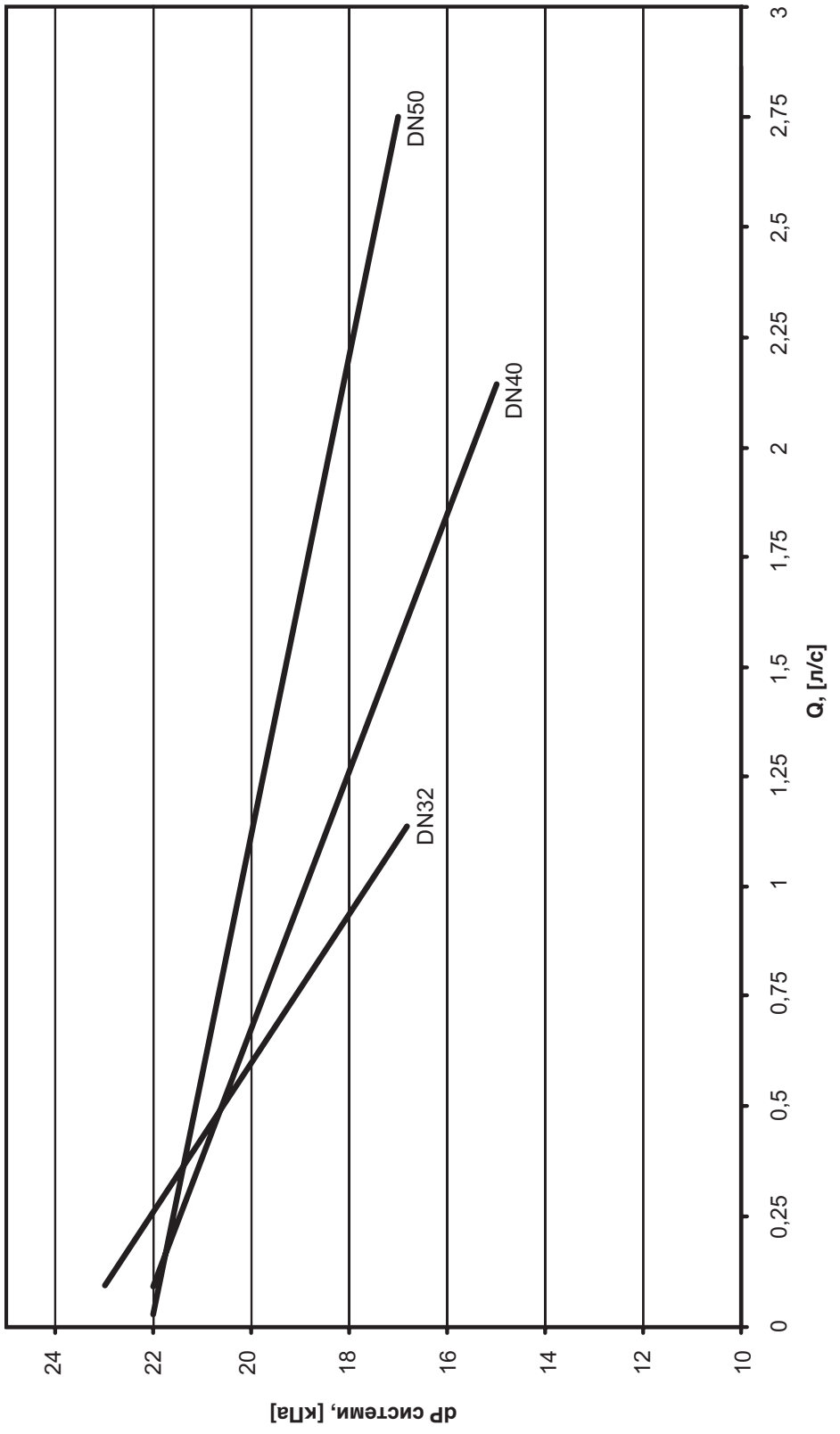
Номер замовлення	Розмір	Опис	Зображення
1 4002 78	1,0 м	Імпульсна трубка для регулятора перепаду тиску з кульовим краном 1/8.	
1 4002 80	2,0 м	Імпульсна трубка для регулятора перепаду тиску з перехідником 1/8 G x 1/4 G.	
1 0269 19	1/8"x1/4"	Перехідник для імпульсної трубки	
1 0269 09	1/8" x 1/8"	Перехідник для імпульсної трубки	

Номер замовлення	Розмір	Опис	Зображення
1 0284 01	1/4"	Вимірювальний клапан для балансувальних клапанів HERZ-Strömax, ковпачок синій (відбір тиску після клапана)	
1 0284 02	1/4"	Вимірювальний клапан для балансувальних клапанів HERZ-Strömax, ковпачок червоний (відбір тиску до клапана)	
1 0284 11	1/4"	Вимірювальний клапан для балансувальних клапанів HERZ-Strömax. Подовжена модель для ізольованих клапанів (ізоляція до 40 мм), ковпачок синій (відбір тиску після клапана)	
1 0284 12	1/4"	Вимірювальний клапан для балансувальних клапанів HERZ-Strömax. Подовжена модель для ізольованих клапанів (ізоляція до 40 мм), ковпачок червоний (відбір тиску до клапана)	
1 0284 21	1/4"	HERZ-вимірювальний клапан з можливістю зливання, синій ковпачок (відбір тиску після клапана)	
1 0284 22	1/4"	HERZ-вимірювальний клапан з можливістю зливання, червоний ковпачок (відбір тиску після клапана)	

HERZ-Діаграма	Регулятор перепаду тиску
1 **4X02** FIX, 23 кПа	DN15-32



HERZ-Діаграма	Регулятор перепаду тиску
1 **4X02** FIX, 23 кПа	DN32-50

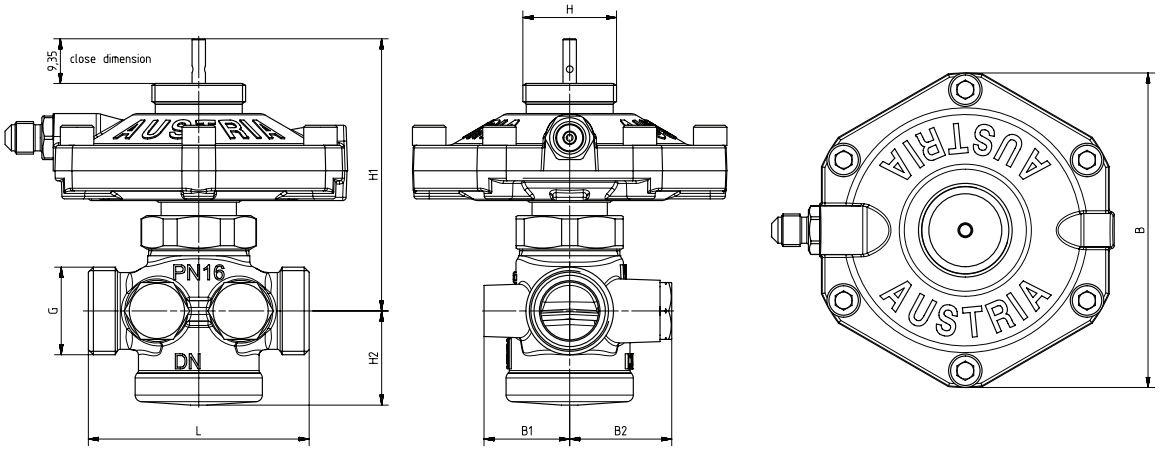


HERZ Регулятор перепаду тиску з фіксованим діапазоном регулювання тиску і приєднувальною різзю для термоприводу

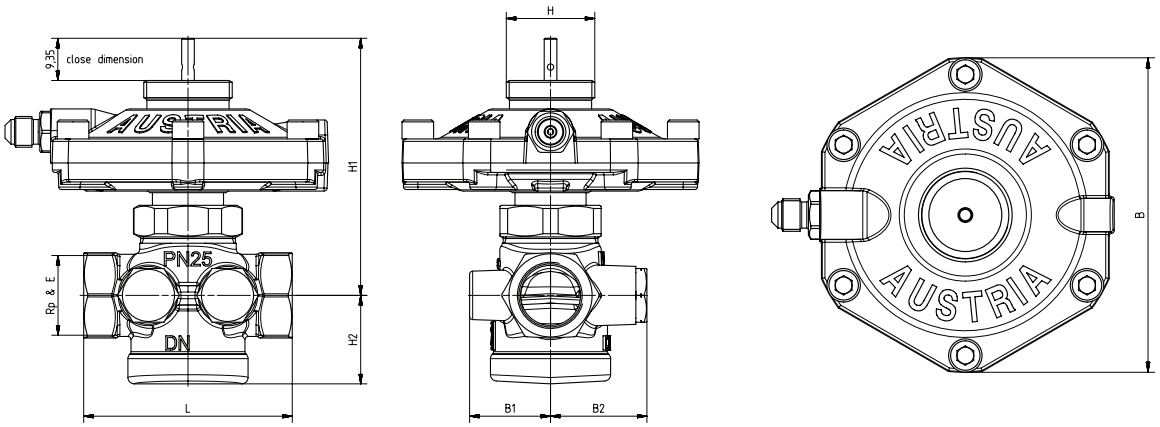
Нормаль 1 **4X02** XX (FIX TS)

Розміри в мм

1 **4002** XX



1 **4202** XX



FIX dP	DN	Номер замовлення	Привід	Різь, дюйм		L мм	H1 мм	H2 мм	B мм	B1 мм	B2 мм
23 кПа	DN15	1 4002 81	M28*1,5	AG*	3/4 G	66	81	28	94	26	31
	DN20	1 4002 82	M28*1,5		1 G	76	82	29	94	28	33
	DN25	1 4002 83	M28*1,5		5/4 плоске ущільнення	76	82	29	94	28	33
	DN32	1 4002 84	M28*1,5		1 1/2 плоске ущільнення	114	98	47	94	32	32
	DN40	1 4002 85	M28*1,5		1 3/4 плоске ущільнення	132	108	58	94	41	41
	DN50	1 4002 86	M28*1,5		2 3/8 плоске ущільнення	140	108	58	94	41	41

FIX dP	DN	Номер замовлення	Привід	Різь, дюйм		L мм	H1 мм	H2 мм	B мм	B1 мм	B2 мм
50 кПа	DN15	1 4002 91	M28*1,5	AG*	3/4 G	66	81	28	94	26	31
	DN20	1 4002 92	M28*1,5		1 G	76	82	29	94	28	33
	DN25	1 4002 93	M28*1,5		5/4 плоске ущільнення	76	82	29	94	28	33
	DN32	1 4002 94	M28*1,5		1 1/2 плоске ущільнення	114	98	47	94	32	32
	DN40	1 4002 95	M28*1,5		1 3/4 плоске ущільнення	132	108	58	94	41	41
	DN50	1 4002 96	M28*1,5		2 3/8 плоске ущільнення	140	108	58	94	41	41
13 кПа	DN15	1 4012 11	M28*1,5	AG*	3/4 G	66	81	28	94	26	31
23 кПа	DN15	1 4202 81	M28*1,5	IG*	1/2	66	59	28	94	26	31
	DN20	1 4202 82	M28*1,5		3/4	76	60	29	94	28	33
	DN25	1 4202 83	M28*1,5		1	90	60	29	94	28	33
	DN32	1 4202 84	M28*1,5		5/4	114	76	46	94	32	32
50 кПа	DN15	1 4202 91	M28*1,5	IG*	1/2	66	59	28	94	26	31
	DN20	1 4202 92	M28*1,5		3/4	76	60	29	94	28	33
	DN25	1 4202 93	M28*1,5		1	90	60	29	94	28	33
	DN32	1 4202 94	M28*1,5		5/4	114	76	46	94	32	32
	DN40	1 4202 95	M28*1,5		1 1/2	132	86	57	94	41	41
	DN50	1 4202 96	M28*1,5		2	140	86	57	94	41	41
13 кПа	DN15	1 4202 11	M28*1,5	IG*	1/2	66	59	28	94	26	31

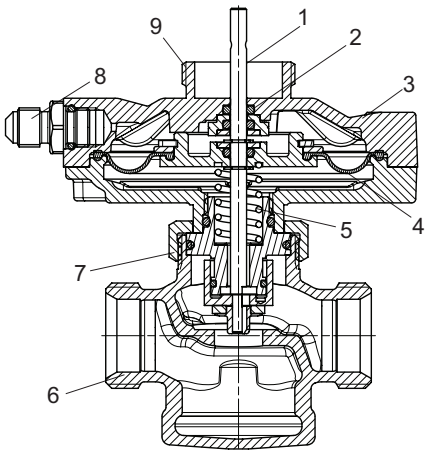
AG* – зовнішня різь; IG* – внутрішня різь

Технічні дані

	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50
Значення k_{VS}	2,66	4,36	5,38	9,48	14,95	14,95
Робочий тиск	макс. 16 бар (4002) макс. 25 бар (4202)					
Макс. перепад тиску на корпусі	4 бар					
Мін. робоча температура	2 °C (чиста вода); - 20 °C (антифриз)					
Макс. допустима робоча температура	до DN32: 130 °C DN40 - DN50: 110 °C					
Діапазон регулювання (див. таблицю вище)	FIX 23 кПа FIX 50 кПа FIX 13 кПа					
Якість води	Відповідно до ÖNORM H 5195 і VDI 2035. Допускається використання етилен- і пропіленгліколю в концентрації суміші 25 – 50% об.					

Матеріал

№	Опис	Матеріал
1	Шпиндель	Нержавіюча сталь 14301
2	Ущільнювальне кільце	EPDM
3	Корпус мембрани	Латунь
4	Мембрана	EPDM
5	Пружина	Пружинна нержавіюча сталь
6	Корпус	Латунь, стійка до селективної цинкової корозії
7	З'єднувальна гайка	Латунь
8	Ніпель	Латунь
9	Приєднувальна різь для термоприводів	Латунь



Аміак, що міститься в конопляному ключчі, пошкоджує латунні корпуси клапанів. Прокладки з EPDM набрякають від мінеральних олив або мастил, що містять мінеральну оливу, що призводить до виходу з ладу прокладок з EPDM. Для використання антифризу і антикорозійних засобів на основі етилену і пропіленгліколю зверніться до документації виробника деталей.

Відповідно до статті 33 Регламенту REACH (Registation; Evaluation; Authorisation; Restraction of Chemicals) (ЕС № 1907/2006) ми зобов'язані зазначити, що свинець внесений до переліку SVHC (Substances of Very High Concern –– речовини дуже високої важливості) і ваговий відсоток свинцю в усіх латунних компонентах заводського виготовлення в наших виробах перевищує 0,1% (w/w) (CAS: 7439-92-1 / EINECS: 231-100-4). Оскільки свинець є легуючим компонентом сплаву, прямий негативний вплив виключається, і тому додаткова інформація про безпечне використання не потрібна.

Сфера застосування

Регулятор перепаду тиску – пропорційний регулятор, у виконанні з прямим шпинделем, працює без додаткових джерел енергії. Задане значення перепаду тиску становить 23 кПа, 50 кПа або 13 кПа. До комплекту поставки входить імпульсна трубка (1000 мм), яку необхідно підключити до балансувального клапана у подавальній лінії.

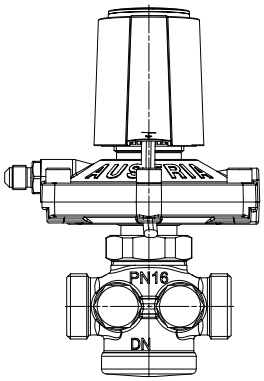
Принцип роботи

Автоматичний регулятор перепаду тиску ГЕРЦ з вбудованим зонним клапаном, модель 4002-FIX-TS, і термоприводом.

У двотрубних системах опалення на всіх радіаторах установлені термостатичні клапани з попереднім налаштуванням і термостатичні головки (окрім приміщень з кімнатним термостатом).

У кожній квартирі або зоні з максимальною кількістю радіаторів 8 шт. установлюється регулятор перепаду тиску з фіксованим попереднім налаштуванням, наприклад 13 кПа. Зонний клапан, вбудований у регулятор перепаду тиску, відкривається або закривається за необхідності, використовуючи двопозиційний привід і програмований регулятор кімнатної температури.

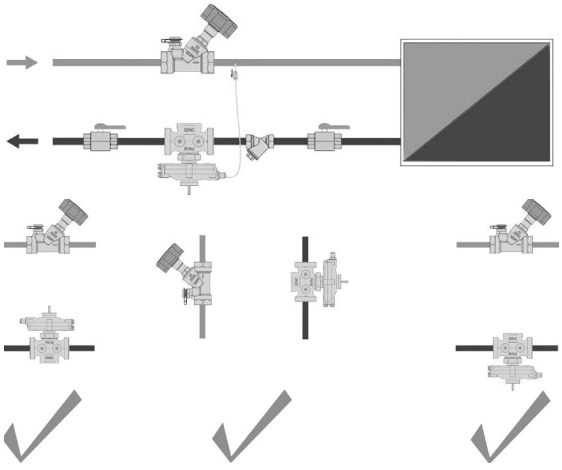
Слід зазначити, що діапазон пропорційності для термостатичних клапанів радіатора приймається 2K, а в житлових приміщеннях, де установлений кімнатний термостат, клапани мають бути оснащені маховиком HERZ (клапани завжди повністю відкриті).

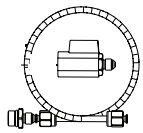
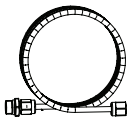
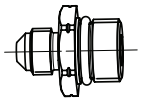
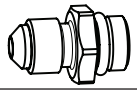
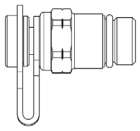
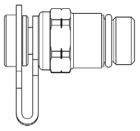
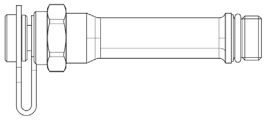
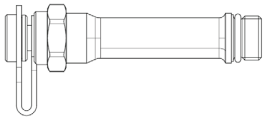
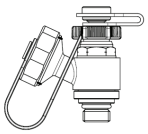
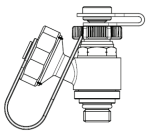


Оскільки в усіх регуляторах перепаду тиску серій 4002 і 4202 установлено буксу для підтримання постійного перепаду тиску, ці автоматичні зонні клапани можуть також використовуватися в стояках систем централізованого теплопостачання і у вторинних контурах, керованих погодозалежним регулюванням. Проте в цих випадках необхідно вибирати заводське налаштування 23 кПа. Зусилля термоприводу в 100 Н у будь-якому випадку є достатнім.

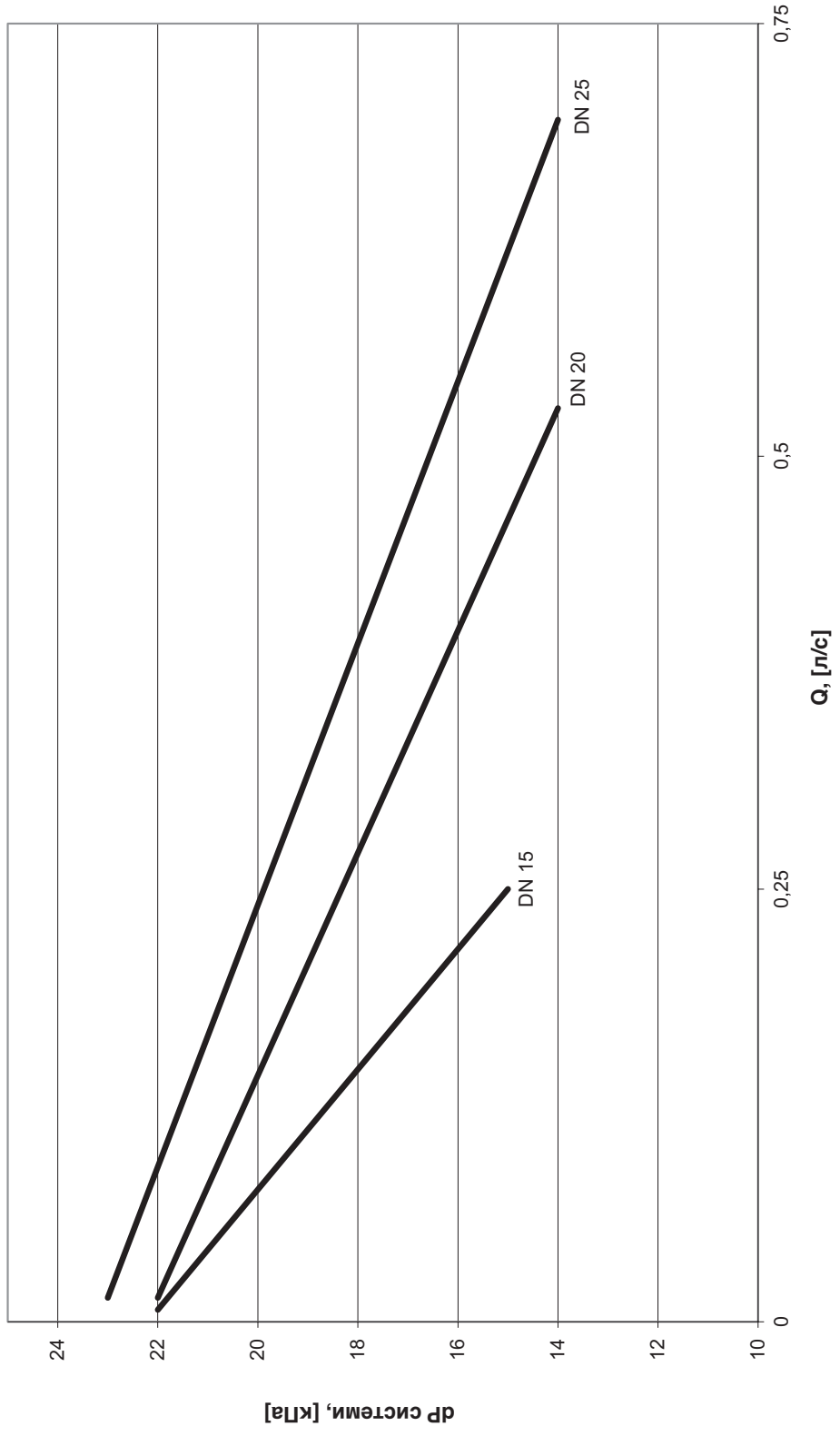
Вказівки з монтажу

Регулятор перепаду тиску установлюється на зворотній лінії. Напрямок потоку показаний стрілкою на корпусі. Рекомендується установлювати по одному запірному крану перед і після регулятора перепаду.

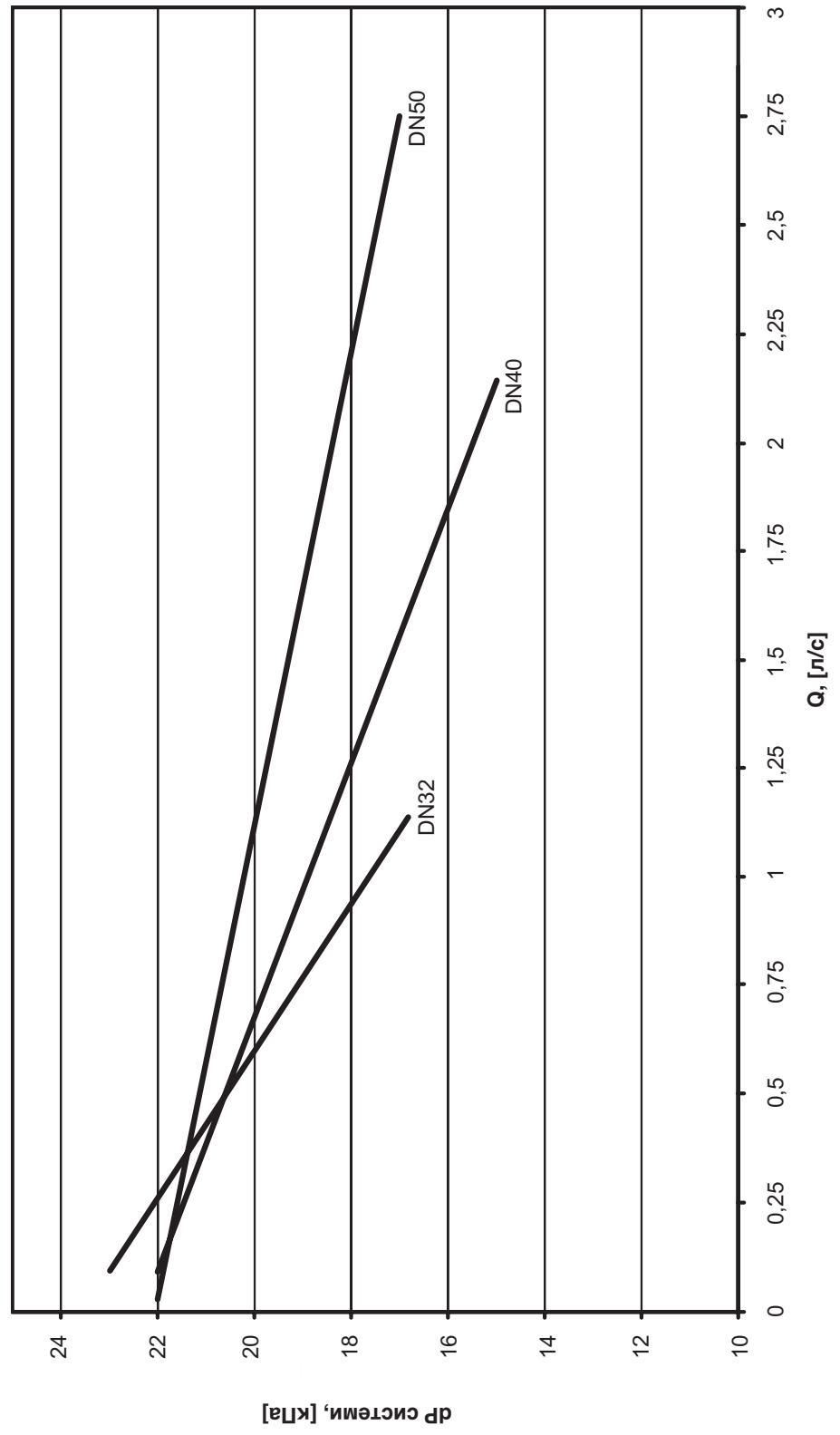


Номер замовлення	Розмір	Опис	Зображення
1 4002 78	1,0 м	Імпульсна трубка для регулятора перепаду тиску з кульовим краном 1/8.	
1 4002 80	2,0 м	Імпульсна трубка для регулятора перепаду тиску з перехідником 1/8 G x 1/4 G.	
1 0269 19	1/8" x 1/4"	Перехідник для імпульсної трубки	
1 0269 09	1/8" x 1/8	Перехідник для імпульсної трубки	
1 0284 01	1/4"	Вимірювальний клапан для балансувальних клапанів HERZ-Strömax, ковпачок синій (відбір тиску після клапана)	
1 0284 02	1/4"	Вимірювальний клапан для балансувальних клапанів HERZ-Strömax, ковпачок червоний (відбір тиску до клапана)	
1 0284 11	1/4"	Вимірювальний клапан для балансувальних клапанів HERZ-Strömax. Подовжена модель для ізольованих клапанів (ізоляція до 40 мм), ковпачок синій (відбір тиску після клапана)	
1 0284 12	1/4"	Вимірювальний клапан для балансувальних клапанів HERZ-Strömax. Подовжена модель для ізольованих клапанів (ізоляція до 40 мм), ковпачок червоний (відбір тиску до клапана)	
1 0284 21	1/4"	HERZ-вимірювальний клапан з можливістю зливання, синій ковпачок (відбір тиску після клапана)	
1 0284 22	1/4"	HERZ-вимірювальний клапан з можливістю зливання, червоний ковпачок (відбір тиску після клапана)	
1 7708 52	M28*1,2	HERZ- термопривід для двопозиційного регулювання, 24 В ~, NC.	
1 7708 53	M28*1,2	HERZ- термопривід для двопозиційного регулювання, 230 В ~, NC.	

HERZ-Діаграма	Регулятор перепаду тиску
1 **4X02** FIX TS, 23 кПа	DN15-25



HERZ-Діаграма	Регулятор перепаду тиску
1 **4X02** FIX TS, 23 кПа	DN32-50



Збірник нормалей. Комбі-клапан

Нормалі «Комбі-клапани – регулятори витрати»

Загальні положення

Виріб має застосовуватися за призначенням, вказаного виробником, зазначеному в розділі «Принцип дії», включаючи в себе дотримування всіх пов'язаних з продуктом розпоряджень. Внесення змін нзабороняється.

Утилізація

Утилізація повинна відповідати місцевому і дійсному законодавству.

Примітка

Усі схеми мають символічний характер і не є обов'язковими.

Матеріал

Відповідно до статті 33 Регламенту REACH (Registation; Evaluation; Authorisation; Restraction of Chemicals) (ЕС № 1907/2006) ми зобов'язані зазначити, що свинець внесений до переліку SVHC (Substances of Very High Concern – речовини дуже високої важливості) і ваговий відсоток свинцю в усіх латунних компонентах заводського виготовлення в наших виробах перевищує 0,1% (w/w) (CAS: 7439-92-1 / EINECS: 231-100-4). Оскільки свинець є легуючим компонентом сплаву, прямий негативний вплив виключається, і тому додаткова інформація про безпечне використання не потрібна.

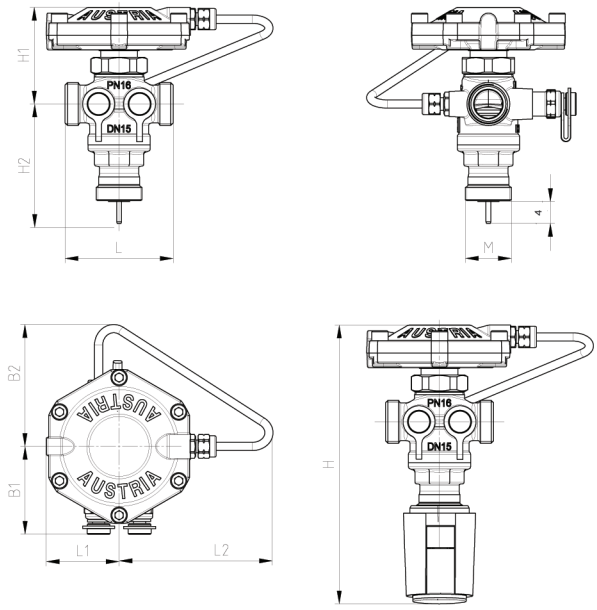
Усі без винятку відомості, що наведені в цьому документі, відповідають наявній інформації на момент передачі до друку і мають лише інформативний характер. Зміни вносяться після технічного вдосконалення. Під наведеними ілюстраціями передбачене символічне зображення, у зв'язку з чим зображення може відрізнятися від реальних виробів. Можливі колірні відхилення, зумовлені поліграфічним виконанням.

Комбі-клапан - регулятор витрати

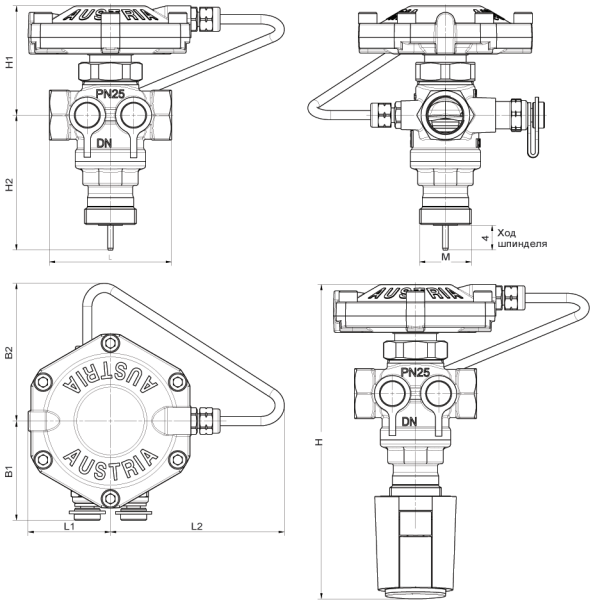
Нормаль **4006** 1x, 2x, 4x, 6x; **4206** 1x, 2x, 4x, 6x

Розміри в мм

1 **4006** XX M

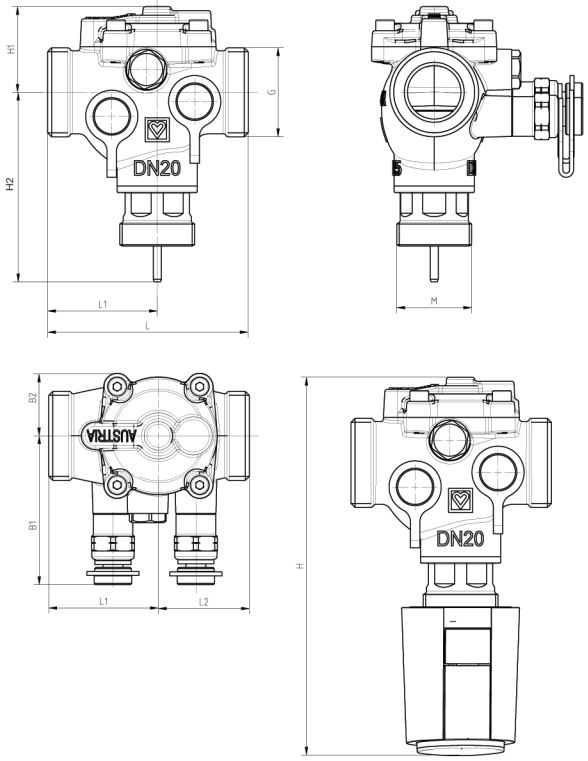


1 **4206** XX M

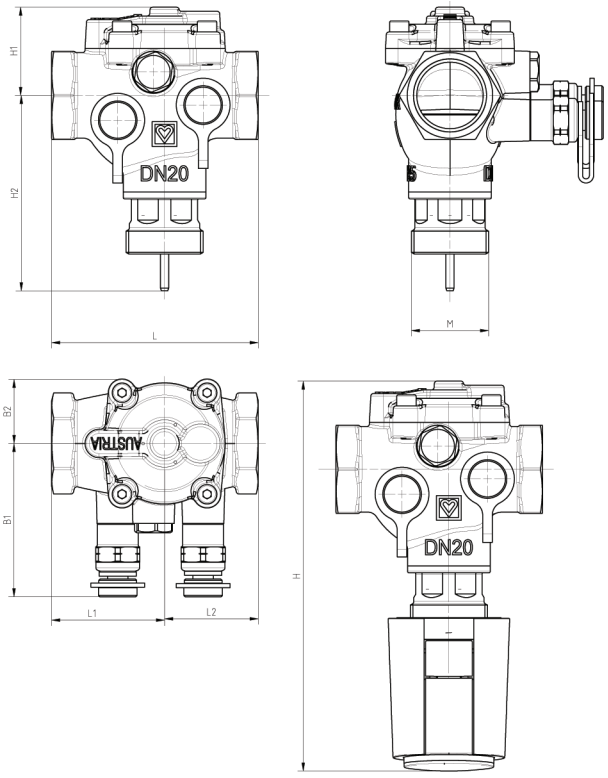


Розміри в мм

1 **4006** XX M SMART



1 **4206** XX M SMART



Розміри в мм

AN	DN	Різь, дюйм		L мм	H1 мм	H2 мм	H* мм	B1 мм	B2 мм	L1 мм	L2 мм	M мм
1 **4006** 30 M SMART	15 LF		3/4 плоске ущільнення	75	35	69	158.8	50	23	41	34	28
1 **4006** 39 M SMART	15 MF		3/4 плоске ущільнення	75	35	69	158.8	50	23	41	34	28
1 **4006** 51 M SMART	15 SF		3/4 плоске ущільнення	75	32	70.9	157.7	54.6	23.3	41	34	28
1 **4006** 91 R SMART	15 SF		3/4 плоске ущільнення	75	32	70.9	157.7	30.6	23.3	41	34	28
1 **4006** 71 M SMART	15 HF		3/4 плоске ущільнення	75	32	70.9	157.7	54.6	23.3	41	34	28
1 **4006** 81 R SMART	15 HF		3/4 плоске ущільнення	75	32	70.9	157.7	30.6	23.3	41	34	28
1 **4006** 52 M SMART	20 SF		1 G плоске ущільнення	75	32	70.9	157.7	55.6	23.2	41	34	28
1 **4006** 92 R SMART	20 SF		1 G плоске ущільнення	75	32	70.9	157.7	31.6	23.2	41	34	28
1 **4006** 72 M SMART	20 HF		1 G плоске ущільнення	75	32	70.9	15 7.7	55.6	23.2	41	34	28
1 **4006** 82 R SMART	20 HF		1 G плоске ущільнення	75	32	70.9	157.7	31.6	23.2	41	34	28
1 **4006** 11 M	15	AG[1]	3/4 G	66	59	75	188.8	54	74	45	94	28
1 **4006** 12 M	20		1 G	76	60	75	189.8	56	72	45	89	28
1 **4006** 13 M	25		5/4 G плоске ущільнення	76	60	75	189.8	56	72	45	89	28
1 **4006** 14 M	32		1 1/2 G плоске ущільнення	114	76	86	216.8	47	76	57	86	28
1 **4006** 15 M	40		1 3/4 G плоске ущільнення	132	86	97	237.8	47	82	66	85	28
1 **4006** 16 M	50		2 3/8 G плоске ущільнення	140	86	97	237.8	47	82	70	85	28
1 **4006** 41 R	15		3/4 G	66	59	75	188.8	47	74	45	94	28
1 **4006** 42 R	20		1 G	76	60	75	189.8	47	72	45	89	28
1 **4006** 43 R	25		5/4 G плоске ущільнення	76	60	75	189.8	47	72	45	89	28
1 **4006** 44 R	32		1 1/2 G плоске ущільнення	114	76	86	216.8	47	76	57	86	28
1 **4006** 45 R	40		1 3/4 G плоске ущільнення	132	86	97	237.8	47	82	66	85	28
1 **4006** 46 R	50		2 3/8 G плоске ущільнення	140	86	97	237.8	47	82	70	85	28
1 **4206** 20 M SMART	15 LF		1/2	75	35	67	156.8	50	23	41	34	28
1 **4206** 60 R SMART	15 LF		1/2	75	35	67	156.8	26	23	41	34	28
1 **4206** 29 M SMART	15 MF		1/2	75	35	67	156.8	50	23	41	34	28
1 **4206** 29 R SMART	15 MF		1/2	75	35	67	156.8	26	23	41	34	28
1 **4206** 69 R SMART	15 SF		1/2	75	32	70.9	157.7	55.2	23.2	41	34	28
1 **4206** 01 M SMART	15 SF		1/2	75	32	70.9	157.7	31.2	23.2	41	34	28
1 **4206** 91 R SMART	15 HF		1/2	75	32	70.9	157.7	55.2	23.2	41	34	28
1 **4206** 71 M SMART	15 HF		1/2	75	32	70.9	157.7	31.2	23.2	41	34	28
1 **4206** 81 R SMART	20 SF		3/4	75	32	70.9	157.7	55.6	23.3	41	34	28
1 **4206** 02 M SMART	20 SF		3/4	75	32	70.9	157.7	31.6	23.3	41	34	28
1 **4206** 92 R SMART	20 HF		3/4	75	32	70.9	157.7	55.6	23.3	41	34	28
1 **4206** 72 M SMART	20 HF		3/4	75	32	70.9	157.7	31.6	23.3	41	34	28
1 **4206** 82 M SMART	20 HF	IG[1]	3/4	75	32	70.9	157.7	31.6	23.3	41	34	28
1 **4206** 11 M	15		1/2	66	59	73	186.8	54	74	45	94	28
1 **4206** 12 M	20		3/4	76	60	73	187.8	56	72	45	89	28
1 **4206** 13 M	25		1	90	60	73	187.8	56	72	45	89	28
1 **4206** 14 M	32		1 1/4	114	76	84	214.8	47	76	57	86	28
1 **4206** 15 M	40		1 1/2	132	86	95	235.8	47	82	66	85	28
1 **4206** 16 M	50		2	140	86	95	235.8	47	82	70	85	28
1 **4206** 41 R	15		1/2	66	59	73	186.8	47	74	45	94	28
1 **4206** 42 R	20		3/4	76	60	73	187.8	47	72	45	89	28
1 **4206** 43 R	25		1	90	60	73	187.8	47	72	45	89	28
1 **4206** 44 R	32		1 1/4	114	76	84	214.8	47	76	57	86	28
1 **4206** 45 R	40		1 1/2	132	86	95	235.8	47	82	66	85	28
1 **4206** 46 R	50		2	140	86	95	235.8	47	82	70	85	28

* розмір з термоприводом 1 **7990** 3X; IG[1] – внутрішня різь; AG[1] – зовнішня різь;
M – з вимірювальними клапанами, R – без вимірювальних клапанів

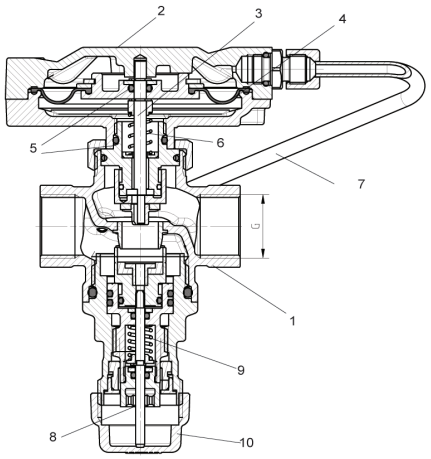
Технічні характеристики

DN	SMART											
	15LF	15MF	15SF	15HF	20SF	20HF	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50
1 4006 ..; 1 4206 ..	20; 60; 30	29; 69; 39	01;51;91	71;81	02; 52; 92	72; 82	11; 41	12; 42	13; 43	14; 44	15; 45	16; 46
Значення k_{VS}	0,22	0,36	1,75	2,62	2,62	3,54	1,01	2,00	3,26	5,59	9,49	9,17
Витрата при налаштуванні 100%, л/год	120	190	800	1200	1200	2000	4300	900	1900	2500	5200	5300
Макс. перепад тиску на корпусі, бар	4	4	6	6	6	6	4	4	4	4	4	4
Робочий тиск	макс. 25 бар						4006 – макс. 16 бар 4206 – макс. 25 бар					
Мін. робоча температура	2 °C (чиста вода); - 20 °C (антифриз)											
Макс. допустима робоча температура	до DN32: 130 °C DN40 - DN50: 110 °C											
Хід	4 мм											
Діапазон регулювання	Дивися таблицю вище, витрата при налаштуванні 100%											
Якість води	Відповідно до ÖNORM H 5195 і VDI 2035. Допускається використання етилен- та пропіленгліколю в концентрації суміші 25 – 50% об.											

Вбудована регулювальна частина слугує для модульного управління через привід. Можуть використовуватися різні приводи (див. розділ «Приладдя і запасні частини»)

Матеріал

№	Опис	Матеріал
1	Корпус	Латунь, стійка до селективної цинкової корозії, CC770S
2	Корпус мембрани	Латунь CW602N
3	Шпиндель	Нержавіюча сталь 14301
4	Мембрана	EPDM
5	Кільцеве ущільнення	EPDM
6	Пружина	Пружинна нержавіюча сталь
7	Імпульсна трубка	Мідь Cu-DHP (CW024A)
8	Шпиндель	Нержавіюча сталь 14301
9	Пружина	Пружинна нержавіюча сталь
10	Захисний ковпачок	Пластик



Аміак, що міститься в конопляному клоччі, пошкоджує латунні корпуси клапанів. Прокладки з EPDM набрякають від мінеральних олив або мастил, що містять мінеральну оливу, що призводить до виходу з ладу прокладок з EPDM. Для використання антифризу і антикорозійних засобів на основі етилену і пропіленгліколю зверніться до документації виробника деталей.

Відповідно до статті 33 Регламенту REACH (Registation; Evaluation; Authorisation; Restraction of Chemicals) (ЕС № 1907/2006) ми зобов'язані зазначити, що свинець внесений до переліку SVHC (Substances of Very High Concern -– речовини дуже високої важливості) і ваговий відсоток свинцю в усіх латунних компонентах заводського виготовлення в наших виробах перевищує 0,1% (w/w) (CAS: 7439-92-1 / EINECS: 231-100-4). Оскільки свинець є легуючим компонентом сплаву, прямий негативний вплив виключається, і тому додаткова інформація про безпечне використання не потрібна.

Сфера застосування

Комбі-клапан застосовують в усіх системах опалення й охолодження. Комбі-клапан автоматично обмежує витрату на вибраній ділянці системи до заданого значення, компенсуючи всі коливання тиску. При цьому немає необхідності у вимірюваннях, а регулювання є ефективним за будь-яких умов експлуатації. Комбі-клапан регулює витрату відповідно до налаштування до заданого значення; на мембрану впливає тиск безпосередньо до і після регулювальної частини.

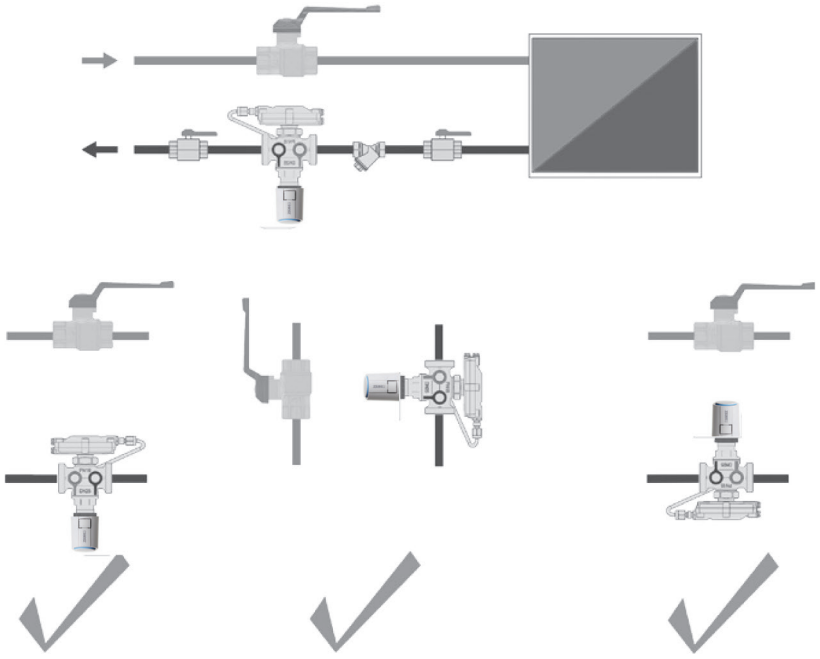
Попередня настройка визначається витратою; відповідно під час монтажу необхідну витрату можна налаштувати згідно з діаграмою. Таким чином, можна збалансувати, наприклад, контури систем опалення, охолодження, систем панельно-променевого опалення й охолодження, повітряного опалення без урахування розподілу втрат тиску в них.

Промивання системи

Якщо необхідно промити систему в напрямку, протилежному напрямку роботи клапана, важливо враховувати максимально допустимий перепад тиску на клапані для зворотного промивання, що дорівнює 300 кПа. Також рекомендується не перевищувати значення потоку зворотного промивання більш ніж в 3 рази від номінальної витрати клапана.

Вказівки з монтажу

Комбі-клапан необхідно встановлювати на зворотному трубопроводі, при цьому положення під час монтажу не має значення. Напрямок потоку показаний стрілкою на корпусі. Рекомендується встановлювати запірні крани до і після комбі-клапана. Комбі-клапан перекривають HERZ регулювальним ключем (1 4006 02). Для встановлення необхідної попередньої настройки ключ обертається до упору за годинниковою стрілкою. Значення попередньої настройки при цьому показуватиме <0 %, а потім ліворуч (проти годинникової стрілки) до розрахункового значення попередньої настройки.



Приклад підбору

Заданий споживач з необхідною витратою 600 л/год. Необхідно визначити значення налаштування HERZ комбі-клапана 4006 DN15SF (1 4006 51/91/01/91). Максимальна витрата клапана DN15SF становить 800 л/год, що відповідає налаштуванню 100%:

$$\frac{600\ \frac{л}{год}}{800\ \frac{л}{год}} \cdot 100\% = 75\%.$$

Необхідна витрата 600 $\frac{л}{год}$ – це 75% максимальної витрати. Це значення налаштовується на клапані. Потім необхідно провести контрольне вимірювання. Слід зазначити, що для правильної роботи клапана має бути мінімальний перепад тиску згідно з технічними нормами.

Комбі-клапан ГЕРЦ 4006 регулюється приводами з плавним або двопозиційним регулюванням. Але все-таки частіше рекомендується плавне регулювання, оскільки воно є економічнішим і застосовується у швидко реагуючих системах, таких як системи охолодження або повітряного опалення. Тільки арматура з плавним, модульним регулюванням надає можливість досягти максимальної економії енергії.

При плавному регулюванні відбувається безперервне дроселювання витрати з незначними коливаннями між мінімальною і максимальною температурами приміщення. Завдяки плавному регулюванню інші загальні компоненти системи, аж до насоса, експлуатуються в щадному режимі. Двопозиційне регулювання рекомендується застосовувати в інерційних системах, таких як підлогове опалення.

Комбі-клапани ГЕРЦ 4006 мають перевагу щодо, наприклад, використання в послідовному підключенні регулятора витрати і регулятора перепаду тиску, оскільки регулятор витрати, незалежно від витрати в системі, підтримує постійну витрату, тоді як перепад тиску змінюється. Якщо витрата при досягненні температури приміщення знижується, то перепад тиску, навпаки, підвищується. Звідси випливає, що робоча точка буде абсолютно іншою, ніж при гідравлічному балансуванні. Це означає, що при послідовному підключенні клапанів вони самі собі створюють перешкоди.

Ідеальне значення авторитету клапана для комбі-клапана ГЕРЦ дорівнює 1. При авторитеті нижче 0,3 має місце ON/OFF - регулювання. Для ефективної і правильної роботи системи все-таки необхідно підтримувати плавне регулювання з авторитетом не менше 0,5. Оскільки клапан ГЕРЦ 4006 вирівнює перепади тиску, то витрата у споживача зберігається постійною, тим самим виключається недостатнє або надмірне постачання теплоносія окремому споживачу.

Гідравлічне балансування є актуальною темою в інженерних системах будівлі. Використання комбі-клапанів 4006, 4006 SMART і 4206, 4206 SMART надає можливість запроєктувати інженерні системи з найменшими витратами.

У системах з великою кількістю комбі-клапанів рекомендується використання регулятора перепаду тиску 4002 для уникнення проблем з шумом, виникнення гідравлічного удару і нестабільної роботи системи в цілому.

Приклади застосування

Комбі-клапани використовуються в системах теплопостачання фанкойлів. На зворотному підведенні кожного з фанкойлів встановлюється комбі-клапан, що виконує функції регулювального клапана і балансувального пристрою.

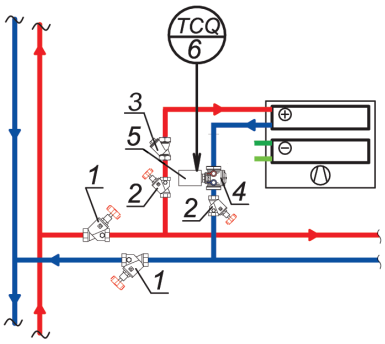
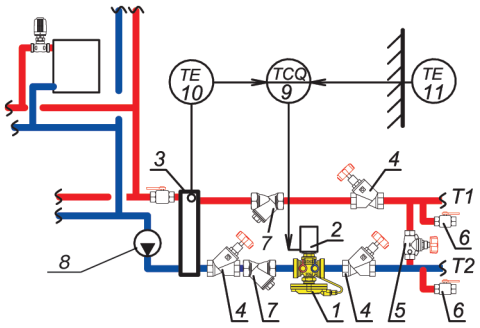


Схема системи теплопостачання чотиритрубних фанкойлів (фрагмент)
1, 2 – запірний клапан STRÖMAX-A 4115;
3 – фільтр сітчастий 4111;
4 – комбі-клапан 4006 SMART;
5 – термопривід 7990;
6 – регулятор електронний безперервної дії.

☑ Використання комбі-клапана в схемі регульованого теплового введення з гідравлічним роздільником. ормами.



1 – комбі-клапан 4006; 2 – термопривід 7990; 3 – гідравлічний роздільник; 4 – запірний клапан STRÖMAX-A4115; 5 – балансувальний клапан STRÖMAX 4217; 6 – кран для наповнення і водозливу THERMOFLEX 4119; 7 – фільтр 4111; 8 – циркуляційний насос; 9 – регулятор безперервної дії; 10 – датчик температури теплоносія; 11 – датчик температури зовнішнього повітря.

Підбір

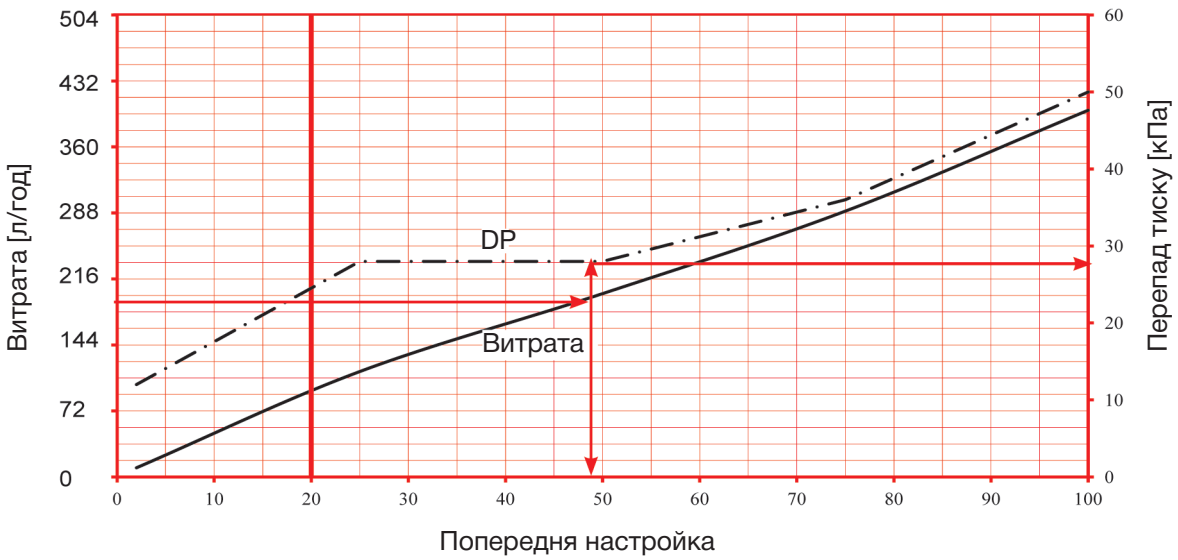
Виберіть клапан з найменшим розміром, який забезпечує необхідну номінальну витрату з деяким додатковим запасом. Налаштування має бути максимально відкритим.

Розрахунок витрати виконується за такою формулою:

$$V = \frac{3600 \cdot Q}{c \cdot p \cdot \Delta T} \cdot 1000$$

V – витрата, $\frac{\text{л}}{\text{год}}$;
Q – теплове навантаження [кВт];
c – питома теплоємність води (c = 4,19 $\frac{\text{кДж}}{\text{кг·К}}$), $\frac{\text{кДж}}{\text{кг·К}}$;
p – щільність води, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;
ΔT – різниця температур подавального і зворотного теплоносія, K.

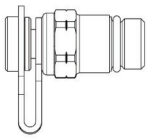
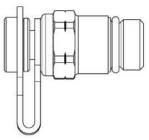
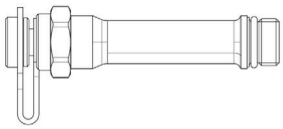
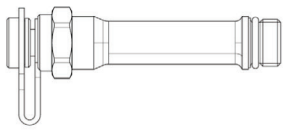
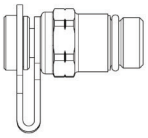
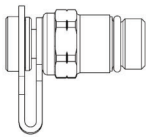
За допомогою діаграми kv можна визначити мінімальний перепад тиску [кПа] залежно від витрати [л/год] і попереднього налаштування [%].



Приладдя і запчастини

Номер замовлення	Опис	Виконання
1 **7990** 31	**ГЕРЦ-термопривід для плавного регулювання** М 28 x 1,5, 0...10 В, хід штока 5 мм, у комплекті адаптер М 28 x 1,5 синього кольору, штекер, знімний кабель, без кінцевого вимикача, зусилля закриття 100 Н, 1,2 Вт. Робоча напруга 24 В / АС, керуючий сигнал 0 ... 10 В / DC.	
1 **7990** 32	**HERZ-термопривід для плавного регулювання** М 28 x 1,5, 0...10 В, хід штока 6,5 мм, у комплекті адаптер М 28 x 1,5 синього кольору, штекер, знімний кабель, без кінцевого вимикача, зусилля закриття 125 Н, 1,2 Вт, з розпізнаванням ходу штока клапана. Робоча напруга 24 В / АС, керуючий сигнал 0 ... 10 В / DC.	
1 **7708** 53	**HERZ-термопривід для 2-х позиційного регулювання для розподільника контуру підлогового опалення і клапанів** М 28 x 1,5, 2-позиційний, імпульс-пауза, хід штока 5 мм, у комплекті адаптер М 28 x 1,5 червоного кольору, фіксоване підключення кабелю, без кінцевого вимикача, зусилля закриття 100 Н, споживана потужність 1 Ват. Робоча напруга 230 В / АС.	
1 **7708** 52	**HERZ-термопривід для 2-х позиційного регулювання для розподільника контуру підлогового опалення і клапанів** М 28 x 1,5, 2-позиційний, імпульс-пауза, хід штока 5 мм, у комплекті адаптер М 28 x 1,5 червоного кольору, фіксоване підключення кабелю, без кінцевого вимикача, зусилля закриття 100 Н, споживана потужність 1 Ват. Робоча напруга 24 В / АС.	
1 **7708** 40	**HERZ-привід 3-х позиційний** у комплекті адаптер М 28 x 1,5 синього кольору, робоча напруга 24 В / АС, макс. хід 8,5 мм, макс. штовхальна сила 200 Н.	
1 **7708** 41	**HERZ-привід 3-х позиційний** у комплекті адаптер М 28 x 1,5 синього кольору, робоча напруга 230 В / АС, макс. хід 8,5 мм, макс. штовхальна сила 200 Н.	
1 **7708** 42	**HERZ-привід DDC 0...10 В** у комплекті адаптер М 28 x 1,5 синього кольору, макс. хід 8,5 мм, макс. штовхальна сила 200 Н. Робоча напруга 24 В / АС, керуючий сигнал 0 ... 10 В / DC.	
1 **7708** 46	**Герц-привід DDC 0...10 В** у комплекті адаптер М28 x 1,5 синього кольору, 24 В, макс. хід 8,5 мм, макс. штовхальна сила 200 Н. З розпізнаванням ходу штока клапана і зворотним зв'язком. Робоча напруга 24 В / АС, керуючий сигнал 0 ... 10 В / DC.	

Приладдя

Номер замовлення	Розмір	Опис	Виконання
1 **0284** 01	1/4"	Вимірювальний ніпель для комбі-клапанів-регуляторів витрати, ковпачок синій (відбір тиску після клапана)	
1 **0284** 02	1/4"	Вимірювальний ніпель для комбі-клапанів-регуляторів витрати, ковпачок червоний (відбір тиску до клапана)	
1 **0284** 11	1/4"	Вимірювальний ніпель для комбі-клапанів-регуляторів витрати. Подовжена модель для ізольованих клапанів (ізоляція до 40 мм), ковпачок синій (відбір тиску після клапана)	
1 **0284** 12	1/4"	Вимірювальний ніпель для комбі-клапанів-регуляторів витрати. Подовжена модель для ізольованих клапанів (ізоляція до 40 мм), ковпачок червоний (відбір тиску до клапана)	
1 **0284** 05	1/8"	Вимірювальний ніпель для комбі-клапанів-регуляторів витрати SMART, ковпачок синій (відбір тиску після клапана)	
1 **0284** 06	1/8"	Вимірювальний ніпель для комбі-клапанів-регуляторів витрати SMART, ковпачок червоний (відбір тиску після клапана)	
1 **4006** 02		Регулюючий ключ для HERZ-комбі-клапанів-регуляторів витрати 4006/4206	

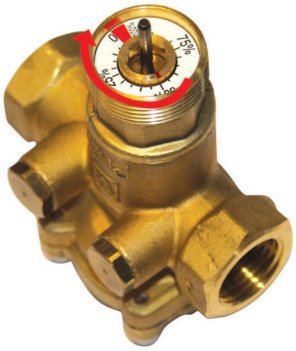
Попередня настройка

Задана настройка регулюючої частини чітко зображена у відсотках. Комбі-клапан налаштовують та перекривають HERZ регулювальним ключем (1 **4006** 02). Бажана витрата налаштовується у % від максимальної витрати. Для перекриття поверніть праворуч <0% (червона зона).

$$\frac{\text{бажана витрата } \left[\frac{\text{л}}{\text{год}}\right]}{\text{максимальна витрата } \left[\frac{\text{л}}{\text{год}}\right]} \cdot 100\% = \text{налаштування [\%]}.$$

відкрити = повернути ліворуч

закрити = повернути праворуч



1 **4006** 02

Вимірювання витрати виконується таким чином:
- Підключення вимірювального комп'ютера до вимірювальних ніпелів;
- Введення розміру, типу клапана і налаштування -> виведення значення витрати

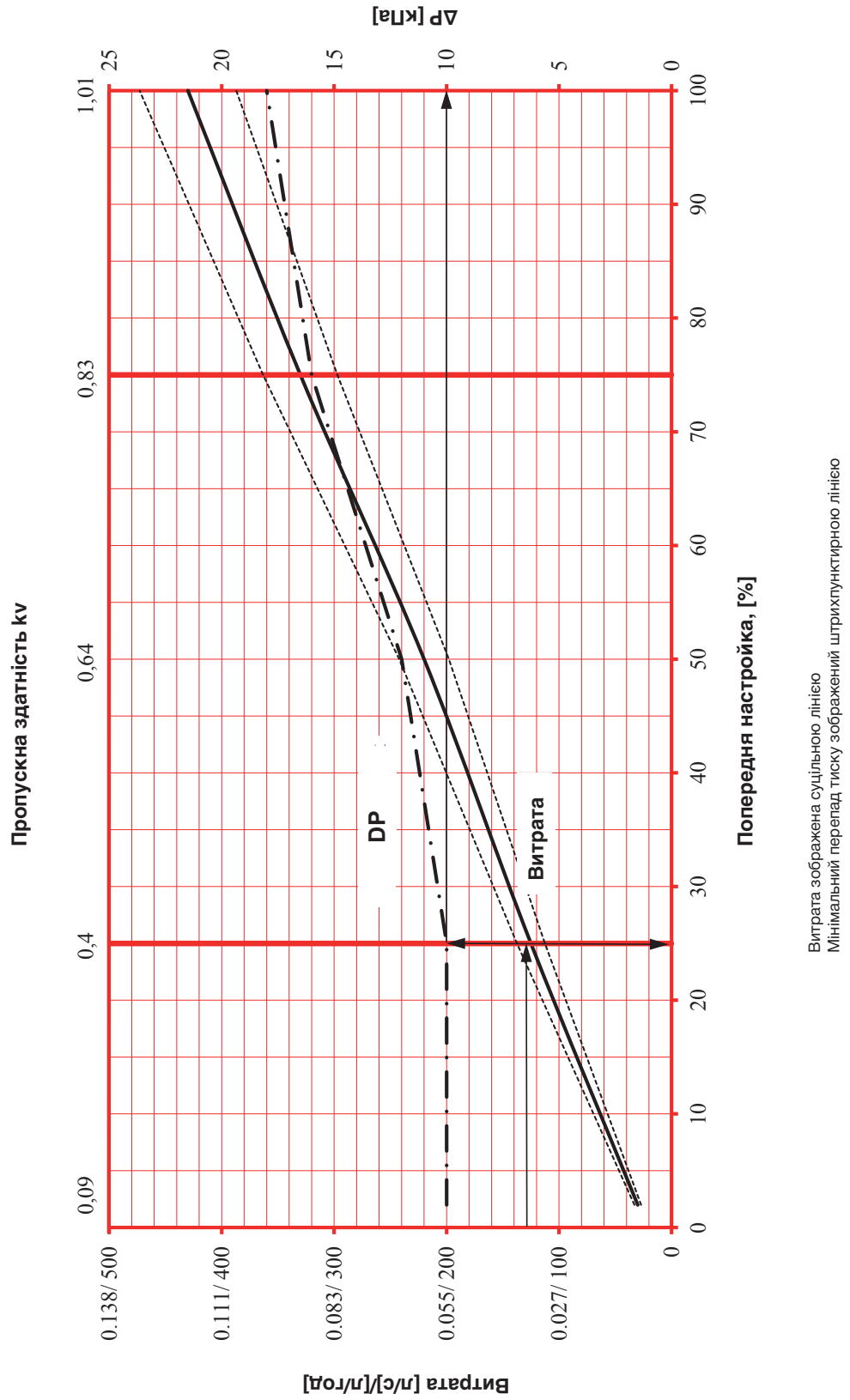
Запобіжні заходи

Для підтримання працездатності арматури під час експлуатації важливо не допускати забруднення внутрішніх порожнин. Потрапляння забруднень виключається встановленням перед клапаном фільтра HERZ (4111).

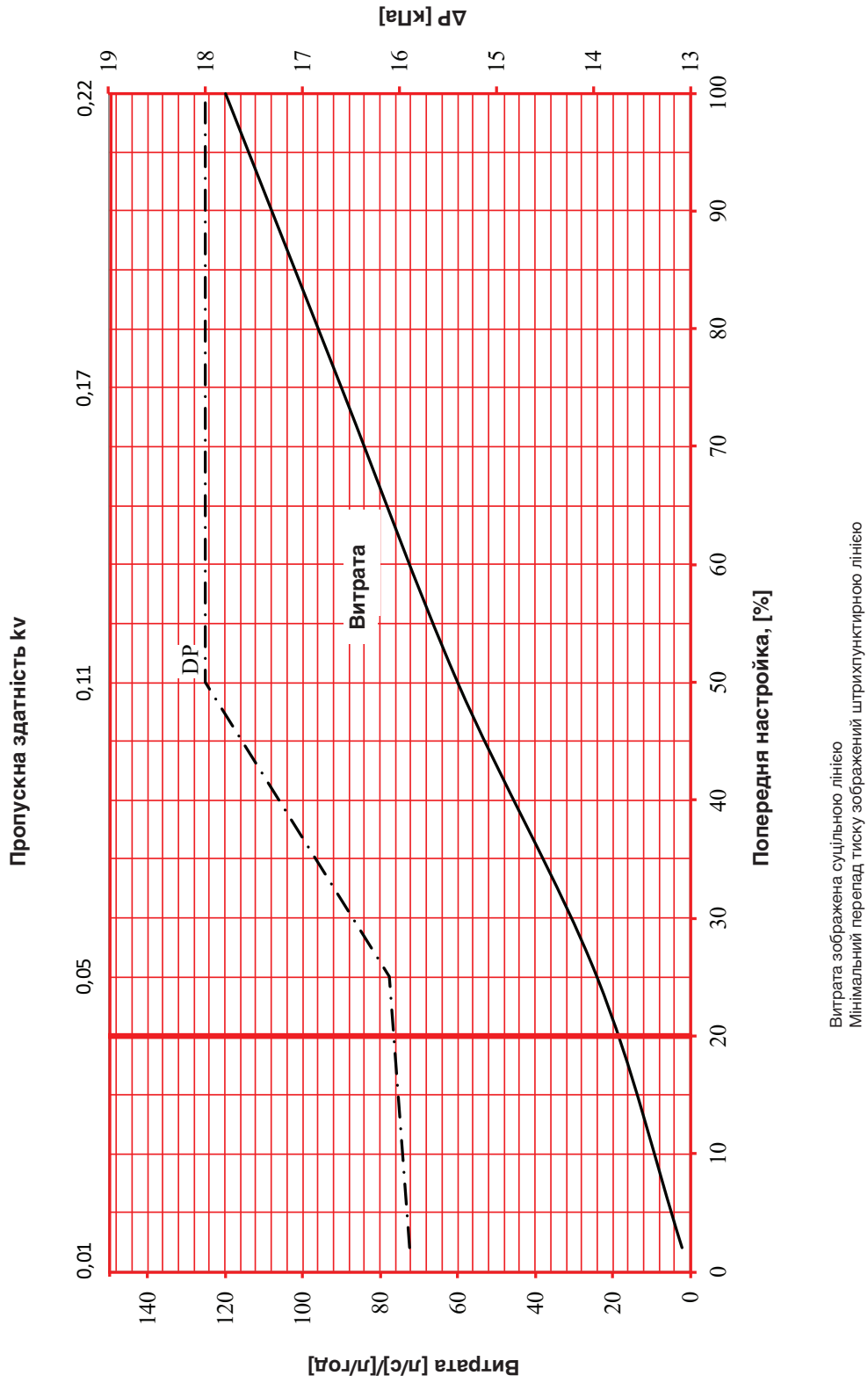
Вимірювальні ніпелі

Можливим є встановлення двох вимірювальних ніпелів на бічній стороні в одному напрямку, що забезпечить доступність і оптимальне підключення вимірювальних приладів за будь-якого положення клапана.

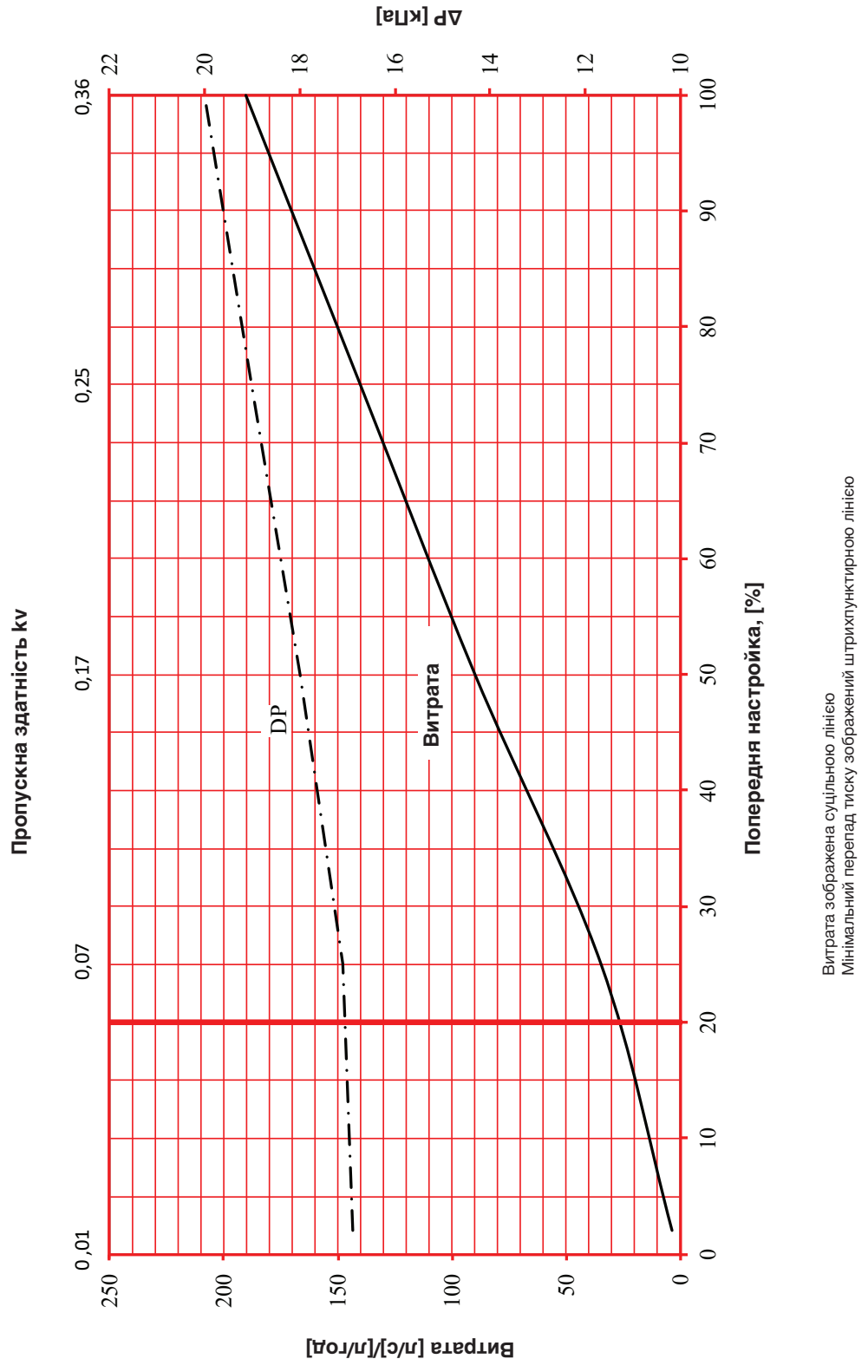
HERZ-Діаграма	HERZ – Комбі-клапан
1 **4006** 11 / 1 **4206** 11 1 **4006** 41 / 1 **4206** 41	DN15



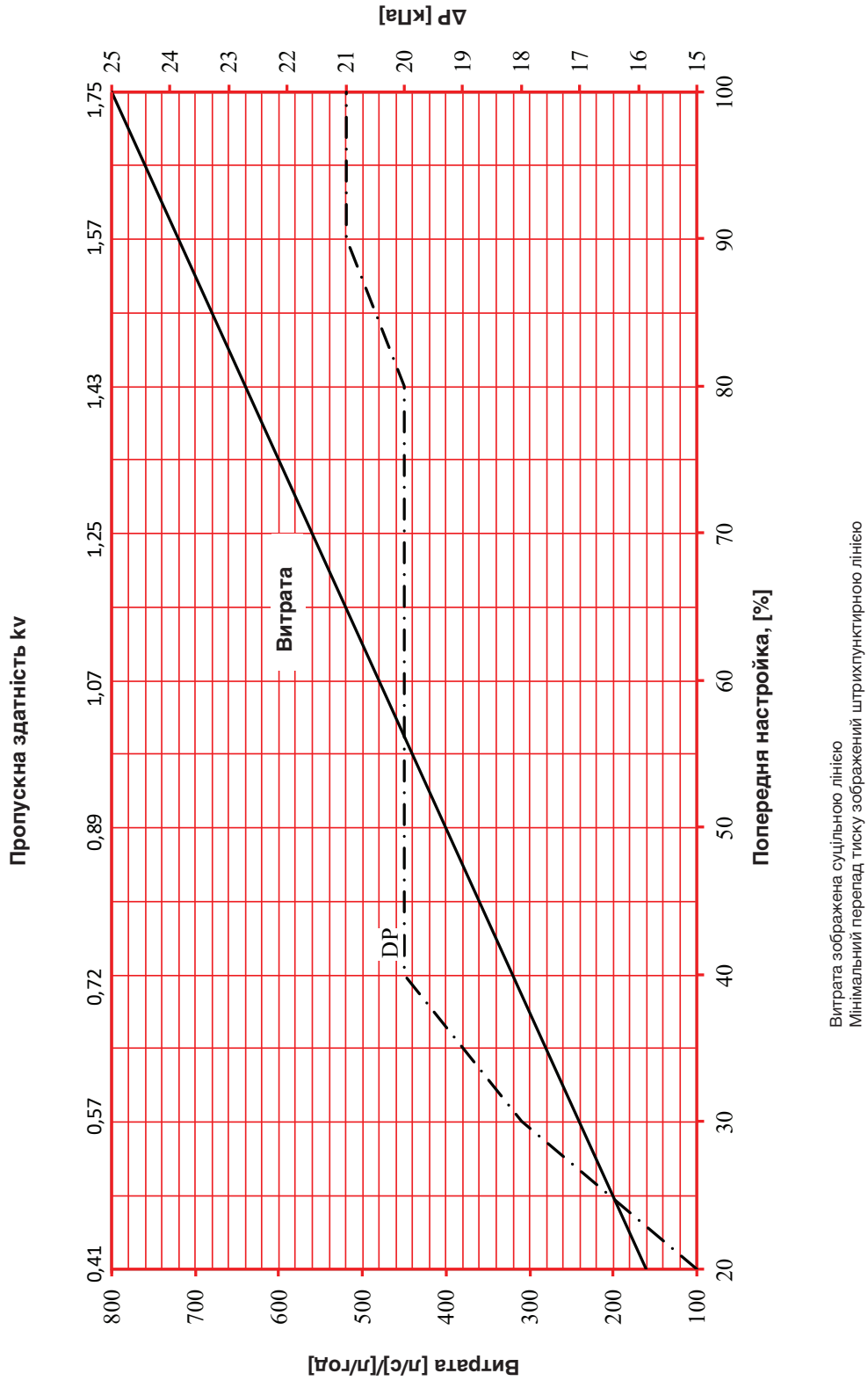
HERZ-Діаграма	HERZ – Комбі-клапан SMART
1 **4206** 20 / 1 **4006** 30 1 **4006** 60	DN15 LF



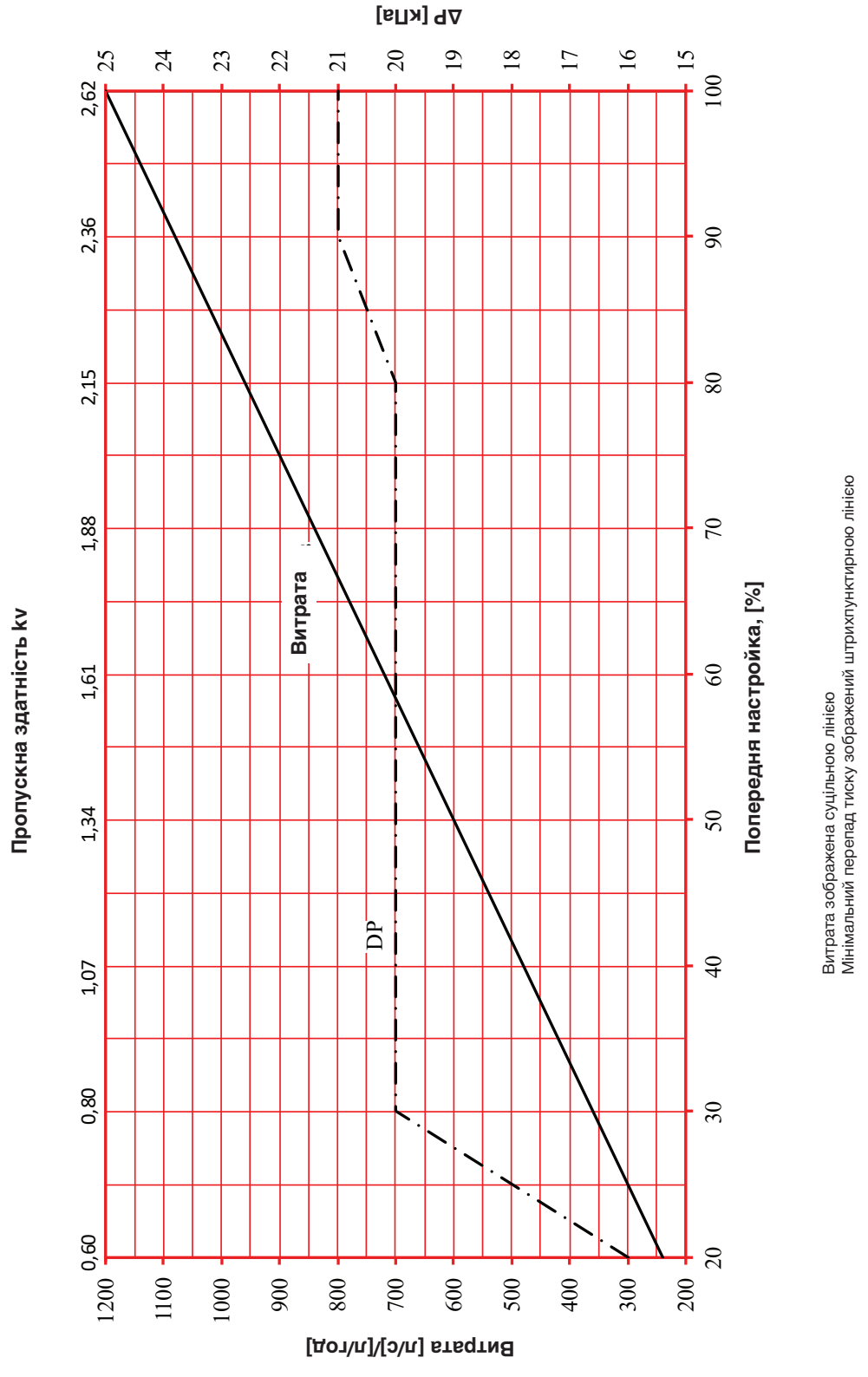
HERZ-Діаграма	HERZ – Комбі-клапан SMART
1 **4206** 29 / 1 **4006** 39 1 **4206** 69	DN15 MF



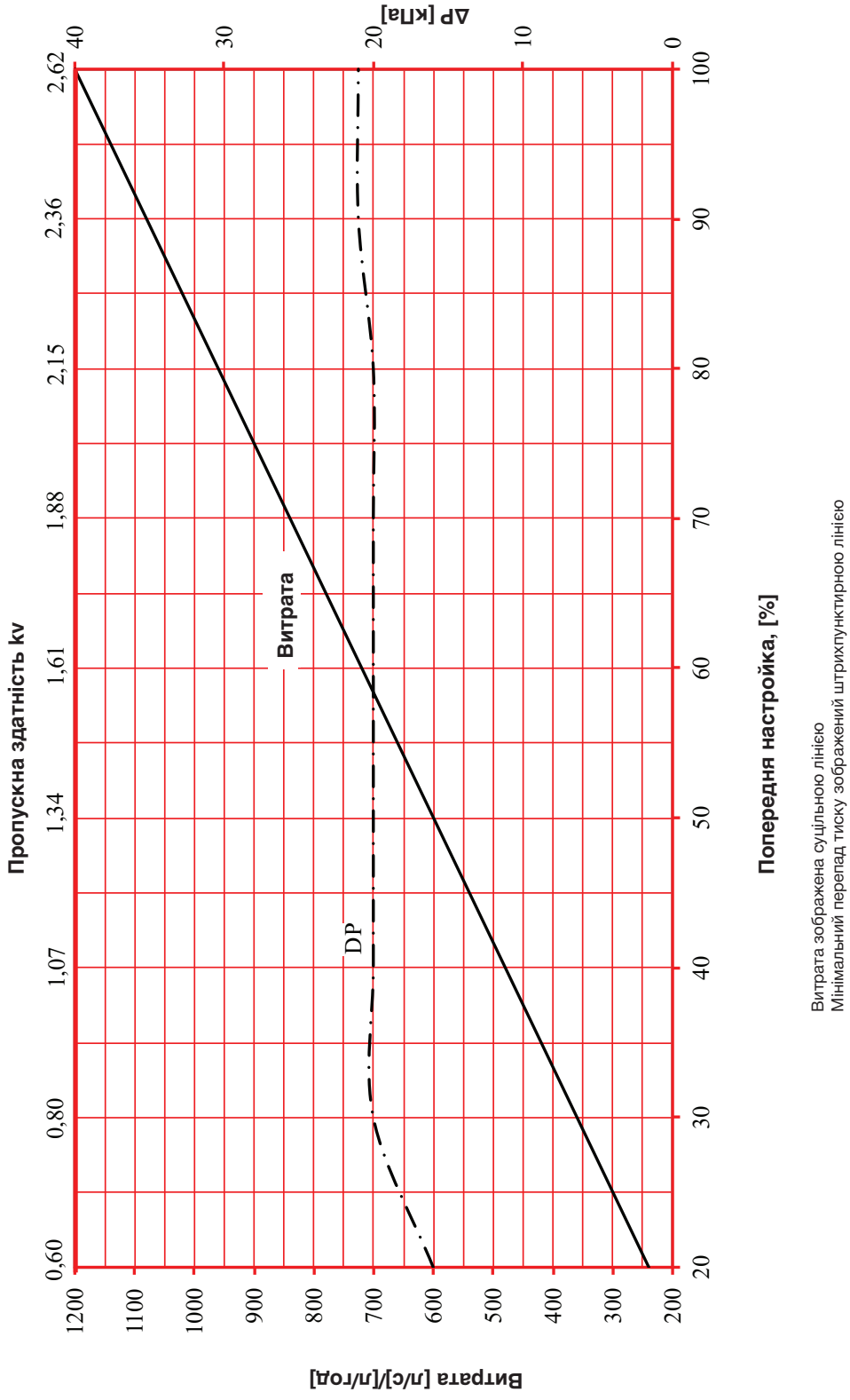
HERZ-Діаграма	HERZ – Комбі-клапан SMART
1 **4206** 01 / 1 **4006** 51 1 **4206** 91 / 1 **4006** 91	DN15 SF



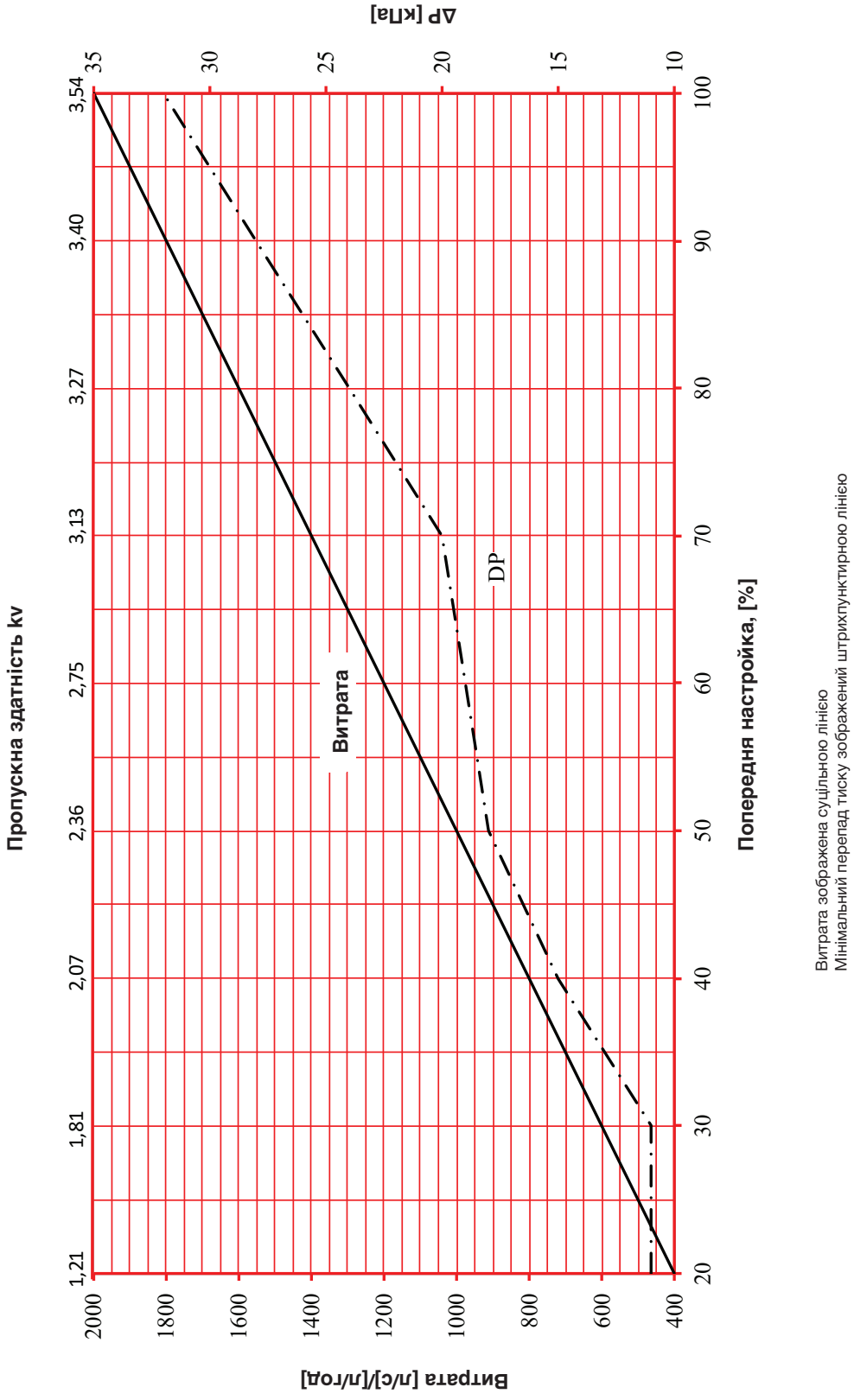
HERZ-Діаграма	HERZ – Комбі-клапан SMART
1 **4206** 71 / 1 **4006** 71 1 **4206** 81 / 1 **4006** 81	DN15 HF



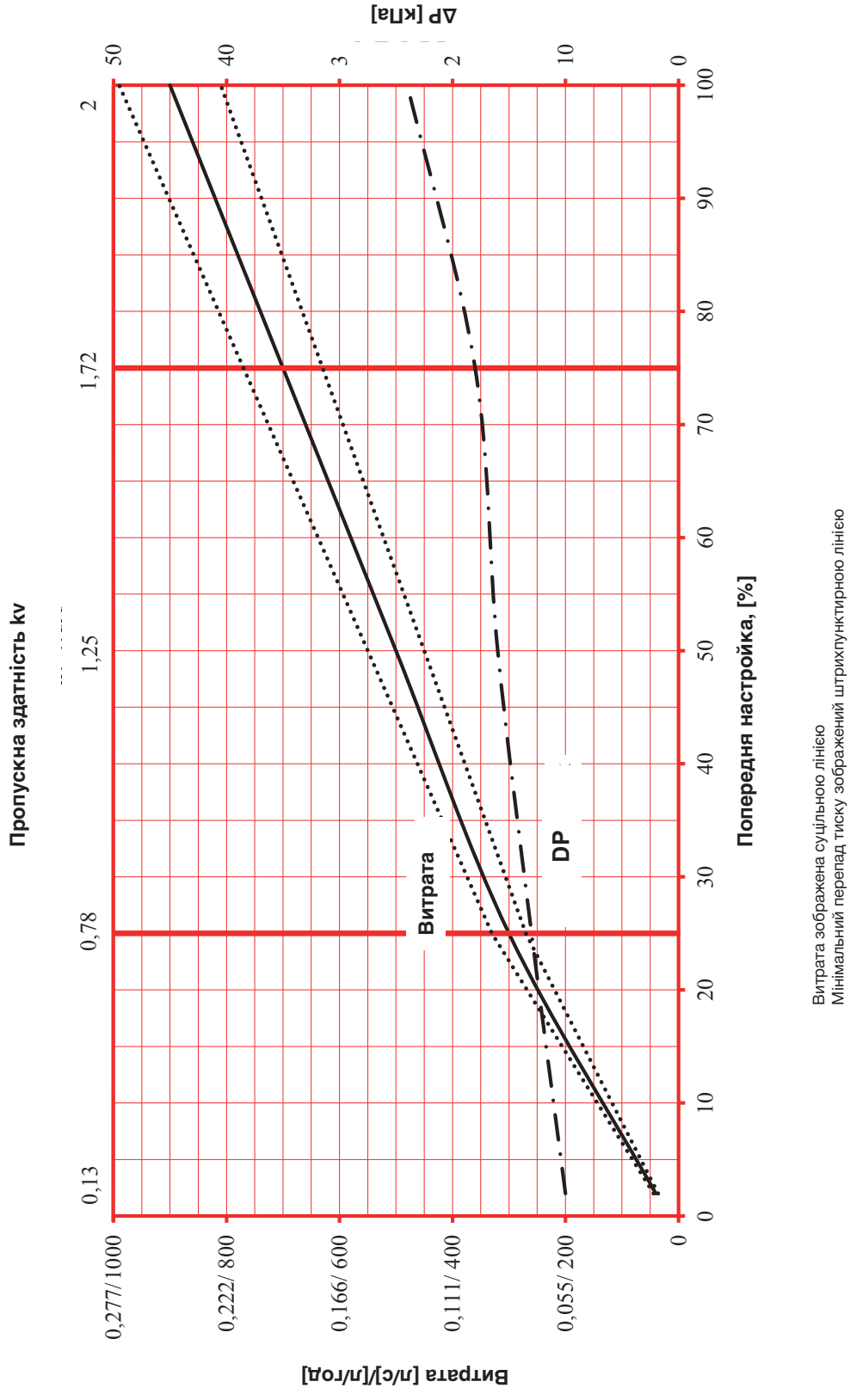
HERZ-Діаграма	HERZ – Комбі-клапан SMART
1 **4206** 02 / 1 **4006** 52 1 **4206** 92 / 1 **4006** 92	DN20 SF



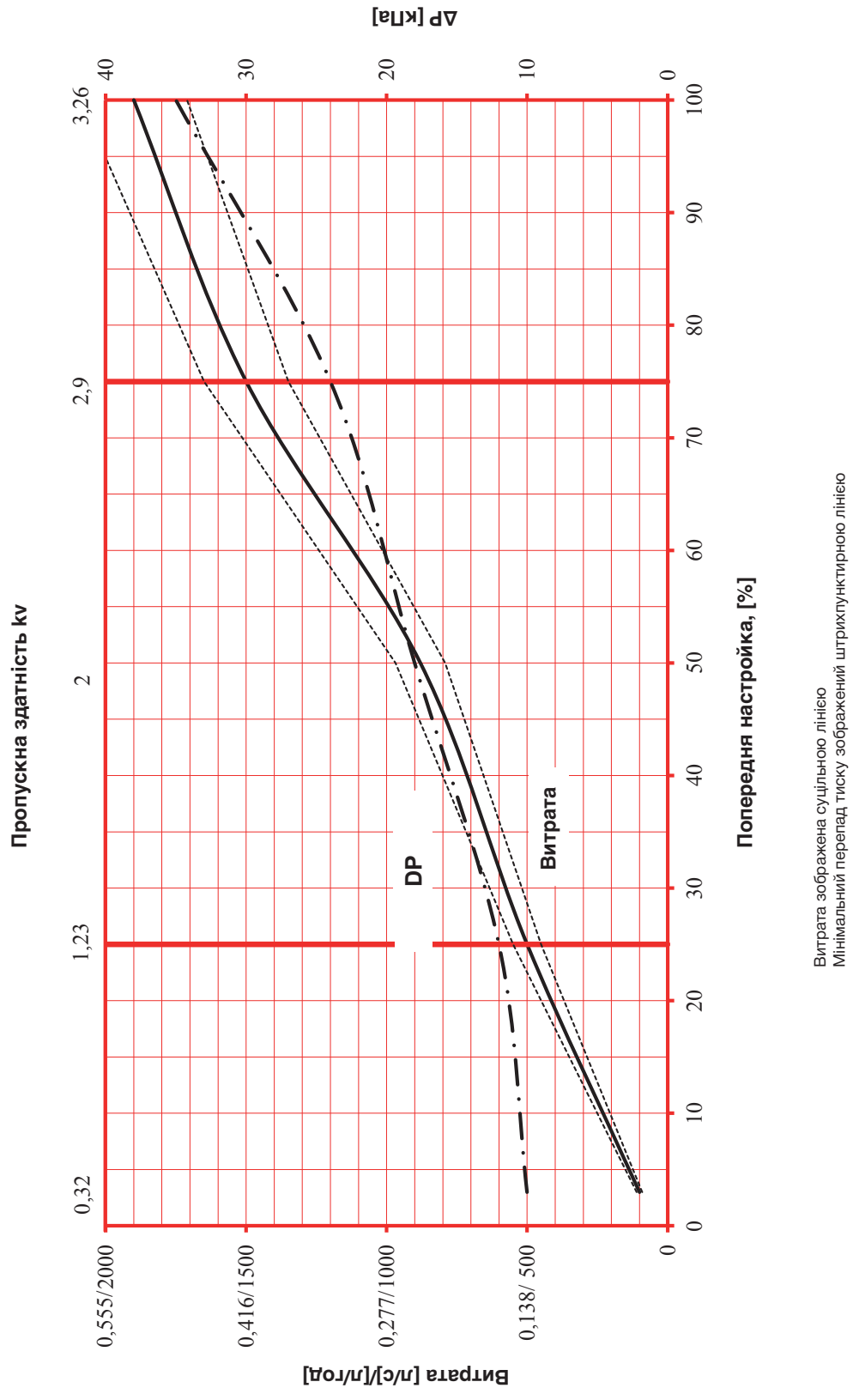
HERZ-Діаграма	HERZ – Комбі-клапан SMART
1 **4206** 72 / 1 **4006** 72 1 **4206** 82 / 1 **4006** 82	DN20 HF



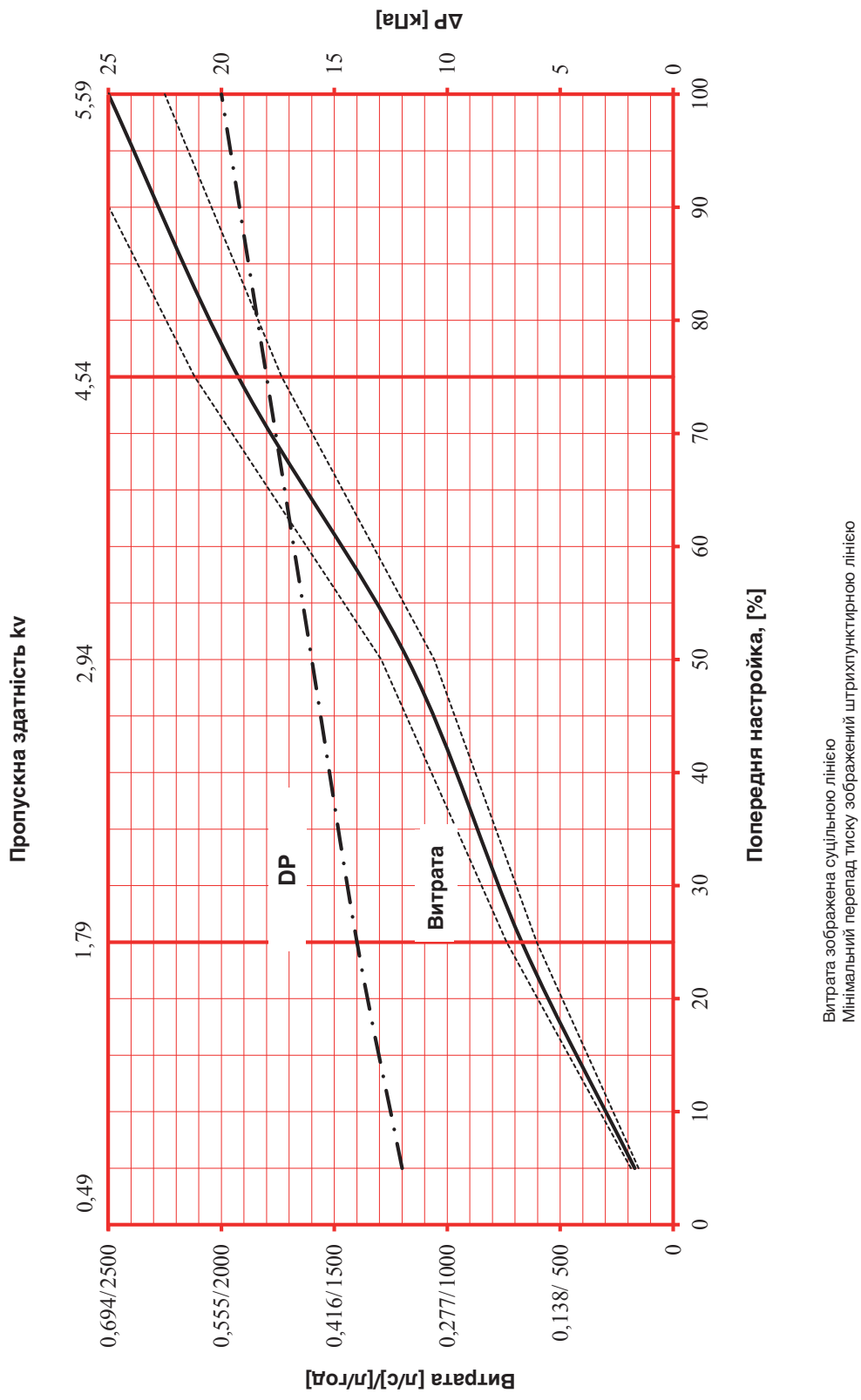
HERZ-Діаграма	HERZ – Комбі-клапан
1 **4006** 12 / 1 **4206** 12 1 **4006** 42 / 1 **4206** 42	DN20



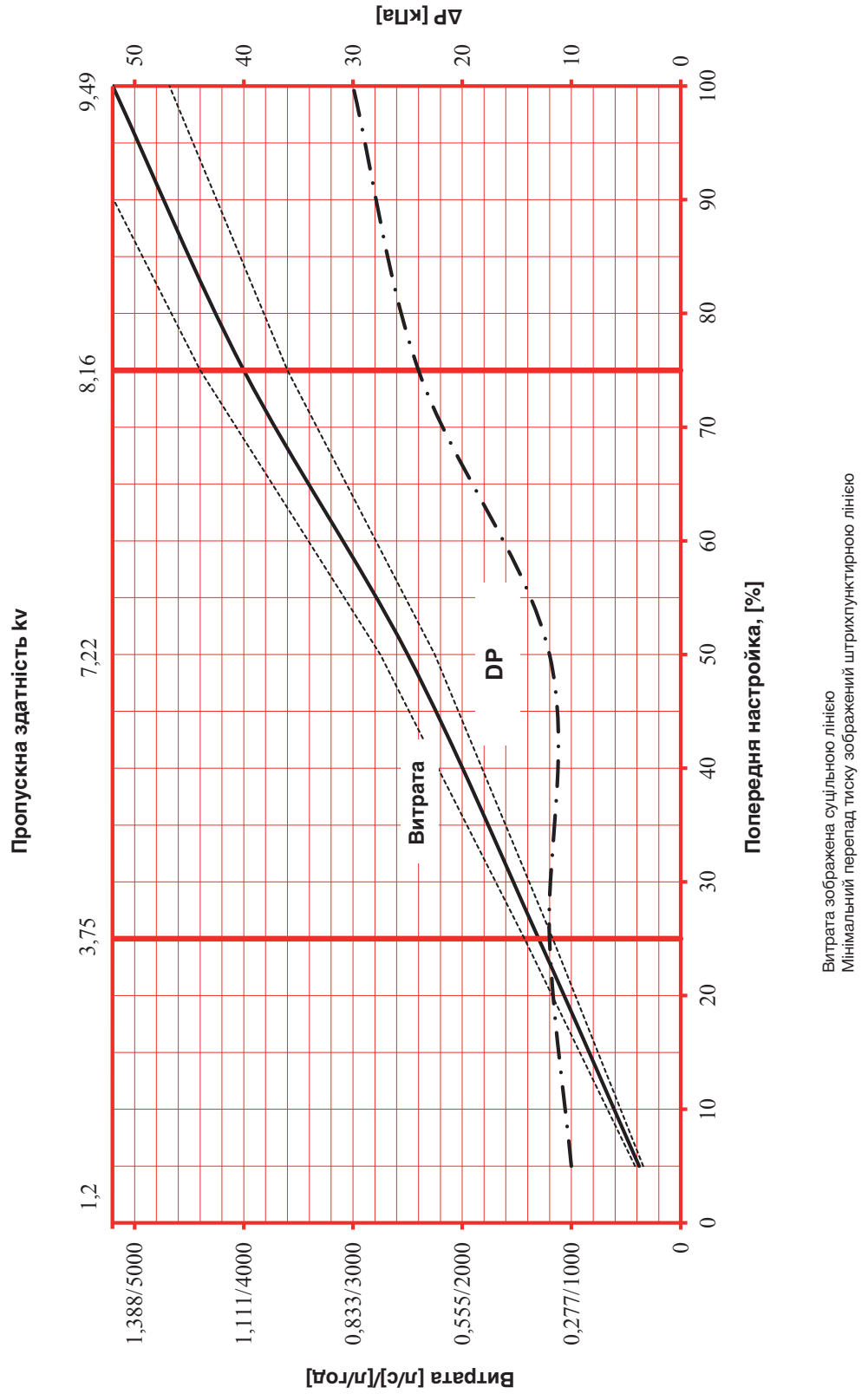
HERZ-Діаграма	HERZ – Комбі-клапан
1 **4006** 13 / 1 **4206** 13 1 **4006** 43 / 1 **4206** 43	DN25



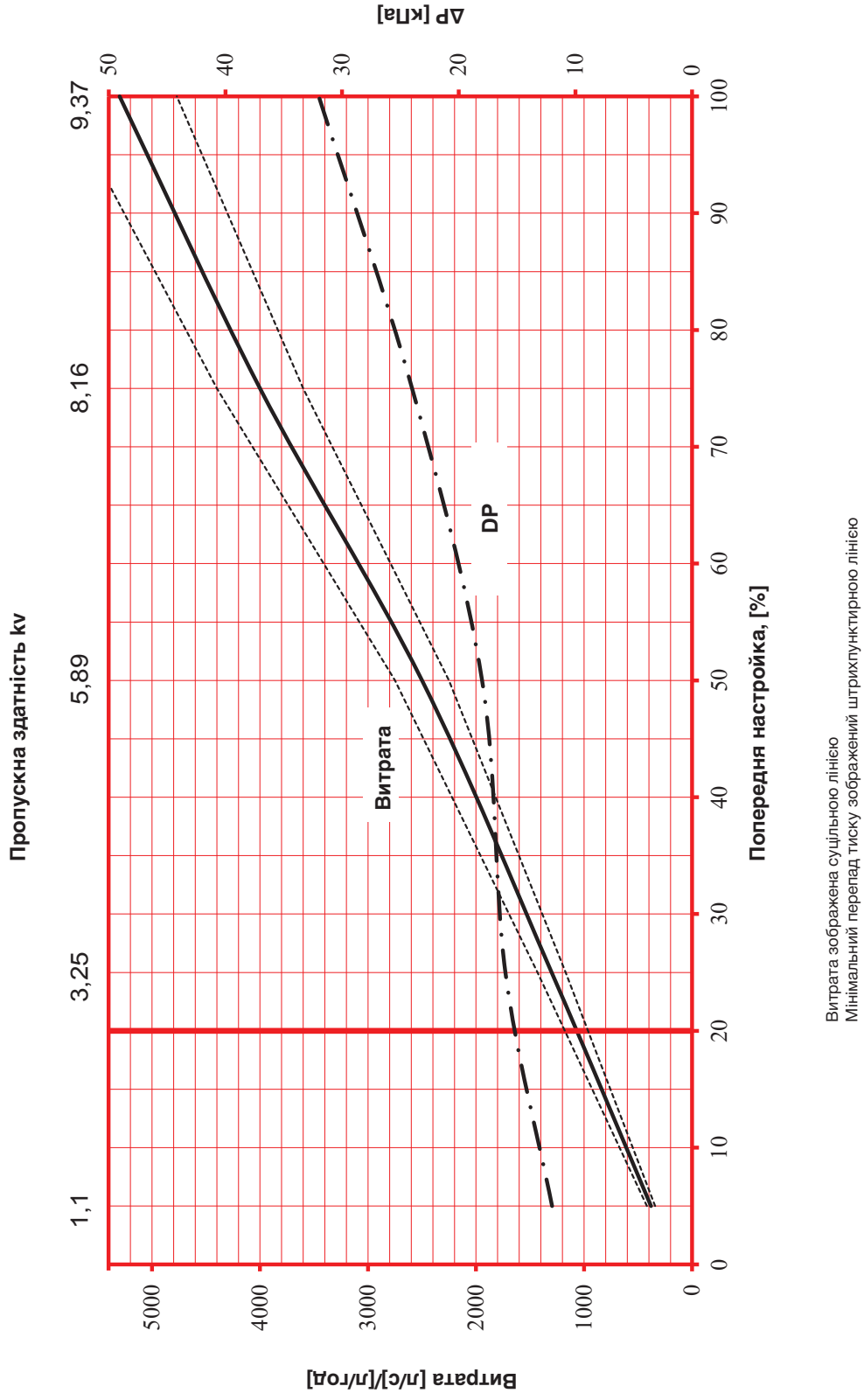
HERZ-Діаграма	HERZ – Комбі-клапан
1 **4006** 14 / 1 **4206** 14 1 **4006** 44 / 1 **4206** 44	DN32



HERZ-Діаграма	HERZ – Комбі-клапан
1 **4006** 15 / 1 **4206** 15 1 **4006** 45 / 1 **4206** 45	DN40



HERZ-Діаграма	HERZ – Комбі-клапан
1 **4006** 16 / 1 **4206** 16 1 **4006** 46 / 1 **4206** 46	DN50



ДЛЯ НОТАТОК

HERZ Armaturen Ges.m.b.H.
Richard-Strauss-Straße 22, 1230 Wien,
Österreich
T: +43 1 616 26 31 - 0
E-Mail: office@herz.eu

www.herz.eu

© by Herz Armaturen Ges.m.b.H., Wien 2022