

РОЗДІЛ 3. ОСНОВНІ ВІДОМОСТІ ПРО ГІДРАВЛІКУ ТРУБОПРОВІДІВ

Ділянку трубопроводу, що з'єднує насос з баком, прийнято називати всмоктувальною магістраллю (лінією), а ділянка трубопроводу, якою рідина від насоса надходить у гідродвигун, напорною (робочою або нагнітальною) магістраллю і ділянка трубопроводу, яким рідина відводиться від гідродвигуна в бак, зливною магістраллю (зливом). До напорної магістралі відносять і її трубопроводи, що знаходяться під робочим тиском.

1. ПЕРЕРІЗ ТРУБОПРОВІДУ І ШВИДКОСТІ РУХУ РІДИНИ

Величина витрати Q рідини, що проходить через трубопровід з площею перерізу S зі швидкістю v , визначається виразом

$$Q = S v, \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (1.15)$$

З цього виразу видно, що витрата буде тим більшою, чим більше буде прохідний переріз трубопроводу та швидкість руху рідини. Разом з тим, слід враховувати, що збільшення швидкості призводить до збільшення тиску в гідросистемі, а збільшення перерізу трубопроводу - збільшення маси трубопроводу, що погіршує характеристики приводу за показниками жорсткості, викликає необхідність у застосуванні більш дорогої гідроапаратури і т. д.

Рекомендується визначати внутрішній діаметр труби або каналу за формулою:

$$d_p = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi v}} \quad (1.16)$$

Остаточний розрахунковий діаметр труби d_p узгоджується із стандартизованим рядом діаметрів умовних проходів (таблиця 1.2).

Крім зазначених у таблиці 1.2 умовних проходів, як основних, є ще й додатковий ряд D_y : **1,6; 2; 2,5; 4; 5; 12; 16; 160**.

Таблиця 1.2. Умовні проходи трубопроводів та арматури

Діаметр умовного проходу, мм	Площа прохідного перерізу, см ²	Різьблення трубне в дюймах	Діаметр умовного проходу, мм	Площа прохідного перерізу, см ²	Різьблення трубне в дюймах
3	0,07	-	70	38,48	2 1/2
6	0,28	-	80	50,27	3
8	0,50	1/4	100	78,54	4
10	0,79	3/8	125	122,72	5
15	1,77	1/2	150	176,72	6
20	3,14	3/4	175	240,53	7
25	4,94	1	200	297,61	8
32	8,04	1 1/4	225	314,16	9
40	12,57	1 1/2	250	490,87	10
50	19,64	2	275	593,96	11
60	26,31	-	300	706,88	12

Для нагнітальних трубопроводів між величинами тиску і швидкості руху є певна залежність, встановлена на підставі багаторічної практики використання гідроприводу, яка знаходиться в такому співвідношенні:

Тиск, МПа	1,0	2,5	5,0	10	15	20	32
Допустима швидкість руху рідини, м/с	1,3	2,0	3,0	4,5	5,5	6,0	8,0

Для трубопроводів, що всмоктують, швидкість становить **0,5-1,5 м/с**, а зливних - до **2,0 м/с**.

Загалом швидкість вибирають такою, щоб втрати в трубопроводах не перевищували **5-6 %** робочого тиску.

Перерізи всіх елементів гідросистеми повинні задовольняти закону нерозривності потоку, відповідно до яких витрати в різних перерізах потоку при русі, що встановився, повинні бути однакові:

$$v_1 S_1 = v_2 S_2, \quad (1.17)$$

де v_1, v_2 - середні швидкості потоку в перерізах S_1 і S_2 .

2. РЕЖИМИ ПЛИНУ РІДИНИ

Розрізняють два режими плин рідини в трубопроводах: ламінарний та турбулентний.

При ламінарному режимі рідина рухається шарами без поперечного перемішування, причому пульсації швидкості та тиску відсутні.

При турбулентному режимі шари перемішуються, рух рідини відбувається при пульсації швидкості та тиску.

Кожен із режимів характеризується числом Рейнольдса R_e , яке для труб круглого перерізу визначається за формулою:

$$R_{\text{Р}} = \frac{v_{\text{ср}} d}{\nu} \quad \text{або} \quad R_e = \frac{Q}{0,785 d \nu}, \quad (1.18)$$

де $v_{\text{ср}}$ - середня швидкість потоку, **м/с**;
 d - внутрішній діаметр трубопроводу, **м**;
 ν - кінематична в'язкість, **м²/с**;
 Q - витрати масла, **м³/с**.

Для кільцевих щілин (d_1 і d_2 - зовнішній та внутрішній діаметри щілини) число Рейнольдса становитиме

$$R_e = \frac{v_{\text{ср}} (d_1 - d_2)}{\nu} \quad (1.19)$$

Межа між ламінарним та турбулентним режимами виражає критичне число Рейнольдса $R_{\text{екр}}$. Якщо $R_e < R_{\text{екр}}$, то потік - ламінарний, якщо $R_e > R_{\text{екр}}$, то потік - турбулентний. Для круглих гладких труб

$R_{\text{екр}} \approx 2200-2300$, для гнучких рукавів - **1550-1650**, для гладких кільцевих щілин - **1000-1100**, для вікон золотників - **250-270**, для клапанів - **30-100**, для кранів - **500 - 700**.

3. ВТРАТИ ТИСКУ

Розрізняють втрати тиску в трубопроводах та втрати тиску в гідроагрегатах та арматурі (у місцевих опорах).

Втрата тиску Δp на відрізку трубопроводу діаметром d (м) та довжиною l (м), обумовлена опором тертя рідини, обчислюється при ламінарному режимі течії за формулою

$$\Delta p = \frac{32\mu l v_{\text{ср}}}{d^2}, \text{ Па} \quad \text{или} \quad \Delta p = \frac{128 \nu \rho l Q}{\pi d^4}, \quad (1.20)$$

де μ - динамічна (абсолютна) в'язкість рідини, **Па·с**;
 ρ - щільність рідини, **кг / м³**.

При ламінарному та турбулентному режимах можна також користуватися формулою

$$\Delta p = \lambda \frac{8Q^2 \rho l}{\pi^2 d^5}, \quad (1.21)$$

где λ - коефіцієнт опору.

При ламінарному потоці

$$\lambda = 75 / R_e \quad (1.22)$$

При турбулентному потоці, коли $2300 < R_e < 10^5$, коефіцієнт опору λ визначається за формулою Блазіуса

$$\lambda = (100 R_e)^{-0,25} \quad (1.23)$$

При турбулентному потоці та $R_e > 10^6$ користуються формулою Конакова

$$\lambda = (1,8 \lg R_e - 1,5)^{-2} \quad (1.24)$$

Втрати напору у місцевих опорах можна визначити за формулами

$$\Delta p_M = \frac{v_{\text{ср}}^2 \gamma}{2g} \sum_1^n \xi, \text{ Па} \quad \text{или} \quad \Delta p_M = \frac{8Q^2 \rho}{\pi^2 d^4} \sum_1^n \xi, \quad (1.25)$$

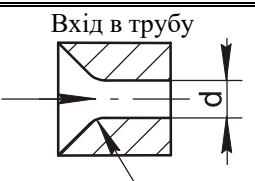
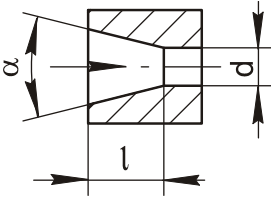
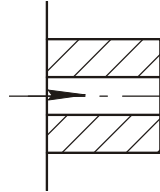
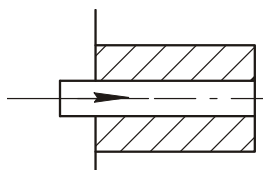
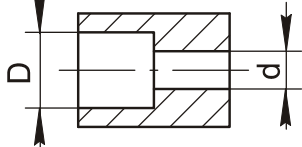
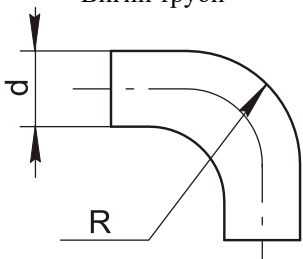
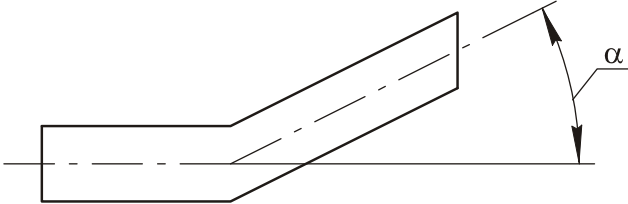
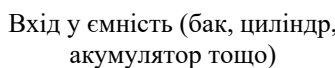

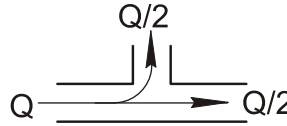
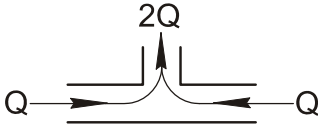
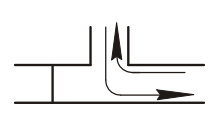
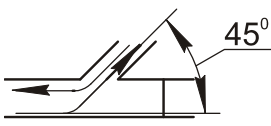

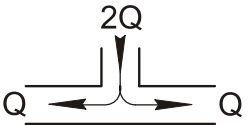
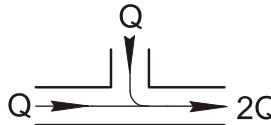

де $\sum_1^n \xi = \xi_1 + \xi_2 + \dots + \xi_n$ - коефіцієнт опору для ряду послідовно розташованих місцевих опорів.

Як видно з виразів, загальна втрата тиску в магістралі дорівнює сумі втрат в окремих елементах гідросистеми. Однак просте підсумовування допустиме лише в тому випадку, якщо відстань між місцевими опорами становитиме не менше **(10...20)d**. При невиконанні

цієї умови до розрахунків буде внесено деякі похибки.

Значення коефіцієнтів ξ для найпоширеніших видів місцевих опорів наведено у таблиці 1.3.

Таблиця 1.3. Значення коефіцієнтів місцевих опорів ξ

Види місцевих опорів та значення ξ							
	r/d ξ	0 0,5	0,04 0,28	0,12 0,1	0,16 0,06	0,2 0,03	
	При $i/d=0,2...0,3$ и $\alpha=40...60^\circ$ $\xi=0,1...0,15$			 $\xi = 0,5$	 $\xi = 1$		
	D/d ξ	4 0,45	3 0,42	2 0,37	1,5 0,28	1,25 0,19	1,1 0,1
	R/d ξ	1 0,5	2 0,3	3 0,25	4 0,2	5 0,19	6 0,18
	Коліно α° ξ		30 0,15	45 0,28	60 0,52	90 1,2	
					При ламінарному потоку в трубі $\xi=2$ При турбулентному потоку в трубі $\xi=1$		
Трійники з поділом та з'єднанням потоків							
 $\xi=0,9...1,2$	 $\xi=1...1,25$	 $\xi=1,3...1,5$	 $\xi=0,5$				
 $\xi=3$	 $\xi=1...1,5$	 $\xi=0,5...0,6$	 $\xi=0,1$				

Для стандартних елементів та арматури приймаються такі значення коефіцієнтів опору ξ :

- розподільні золотники залежно від характеру руху та кількості поворотів потоку рідини 2 - 4;
- розподільні та зворотні (запорні) клапани без урахування зусиль пружини 2 - 3;
- штуцера, що приєднують труби до агрегатів, та перехідники, що з'єднують відрізки труб 0,1 - 0,15.

У деяких випадках визначають не втрати тиску Δp , а втрати напору h . Між цими величинами має місце залежність:

$$h = \Delta p / \gamma \quad \text{или} \quad \Delta p = h \gamma. \quad (1.26)$$

Втрати напору доцільно визначати при суттєвій різниці висотних положень гідростанції та робочого органу (**10 м** і більше), коли втрати тиску на підняття стовпа рідини будуть близькими до втрат тиску в трубопроводах та місцевих опорах.

4. ГІДРАВЛІЧНИЙ УДАР У ТРУБАХ

У зв'язку із застосуванням високих швидкостей перебігу рідин у трубопроводах і застосуванням у них швидкодіючих розподільчих пристроїв велике значення набувають питання, пов'язані з гідроударом, при якому виникають тиски, що перевищують номінальне у кілька разів. В окремих випадках ці тиски можуть спричинити руйнування трубопроводів.

Гідравлічним ударом називають підвищення тиску рідини, що протікає по трубі, при швидкому перекритті засувки. Він обумовлений стисливістю рідини та пружною деформацією трубопроводу. Ударне підвищення тиску $p_{уд}$ можна визначити за формулою:

$$p_{уд} = \rho v \frac{1}{\sqrt{\frac{d}{\delta} \frac{\rho}{E_{тр}} + \frac{\rho}{E_{ж}}}}, \text{ Па} \quad \text{или} \quad p_{уд} = \frac{4Q \rho}{\pi d^2} C, \quad (1.27)$$

де v - швидкість руху рідини у трубопроводі, **м/с**;

d - внутрішній діаметр труби, **м**;

δ - товщина стінки труби, **м**;

$E_{тр}$, $E_{ж}$ - модуль пружності матеріалу труби та рідини, **Па**;

ρ - щільність рідини, **кг/м³**;

Q - витрата рідини у трубі, **м³/с**;

C - швидкість поширення ударної хвилі в пружній рідині, що заповнює пружний трубопровід, **м/с**.

$$C = \frac{1}{\sqrt{\frac{d}{\delta} \frac{\rho}{E_{\text{тр}}} + \frac{\rho}{E_{\text{ж}}}}$$

До основних способів боротьби з гідравлічним ударом відносяться: збільшення часу закриття засувки або перемикання розподільника та приєднання до труби до місця перекриття рідини компенсаторів.

Регулювання часу швидкості спрацьовування розподільного або відсічного золотників зазвичай здійснюється дросельними реле, завдяки яким час перекриття трубопроводу може тривати, за необхідності, протягом декількох секунд.

Необхідний час t закриття засувки, при якому буде допустиме підвищення тиску, визначається за формулою:

$$t > \frac{2L}{\sqrt{\frac{E_{\text{ж}}}{\rho}}}, \quad (1.28)$$

где L - довжина трубопроводу.

Компенсатори гідравлічного удару зазвичай являють собою з'єднану з трубопроводом ємність з пружним елементом. Ударний тиск тут компенсується з допомогою часткового поглинання енергії пружним елементом. Найбільш ефективною буде компенсація удару в тому випадку, якщо пружний елемент поєднуватиметься з силами сухого або в'язкого тертя.

5. ВИТОК РІДИНИ

Основними видами витікання рідин є: витікання через отвір у тонкій стінці (рис. 1.2, а) та насадки (рис. 1.2, б). До тонких стін відносяться і різного конструктивного виконання дросельні шайби (рис. 1.3).

Особливістю витоку рідини через отвори або щілини в тонкій стінці (діафрагмі) є те, що запас потенційної енергії рідини в процесі витоку перетворюється в основному на кінетичну енергію струменя.

Під тонкою розуміється така стінка, при якій струмінь, що витікає, стикається лише з кромкою отвору, зверненої всередину судини, і не стосується бічної поверхні отвору. Таке явище відповідає повному стиску струменя. При цьому перепад тиску Δp та витрата рідини Q через такий отвір зв'язні рівнянням

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad \text{або} \quad Q = \mu S \sqrt{2Hg}, \quad (2.29)$$

где μ - коефіцієнт витрати;
 S - площа перерізу отвору;

ρ - щільність рідини;

H - розрахунковий натиск;

g - прискорення вільного падіння.

Швидкість витoku визначається за формулами:

$$v = \varphi \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad \text{или} \quad v = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (1.30)$$

де φ - коефіцієнт швидкості.

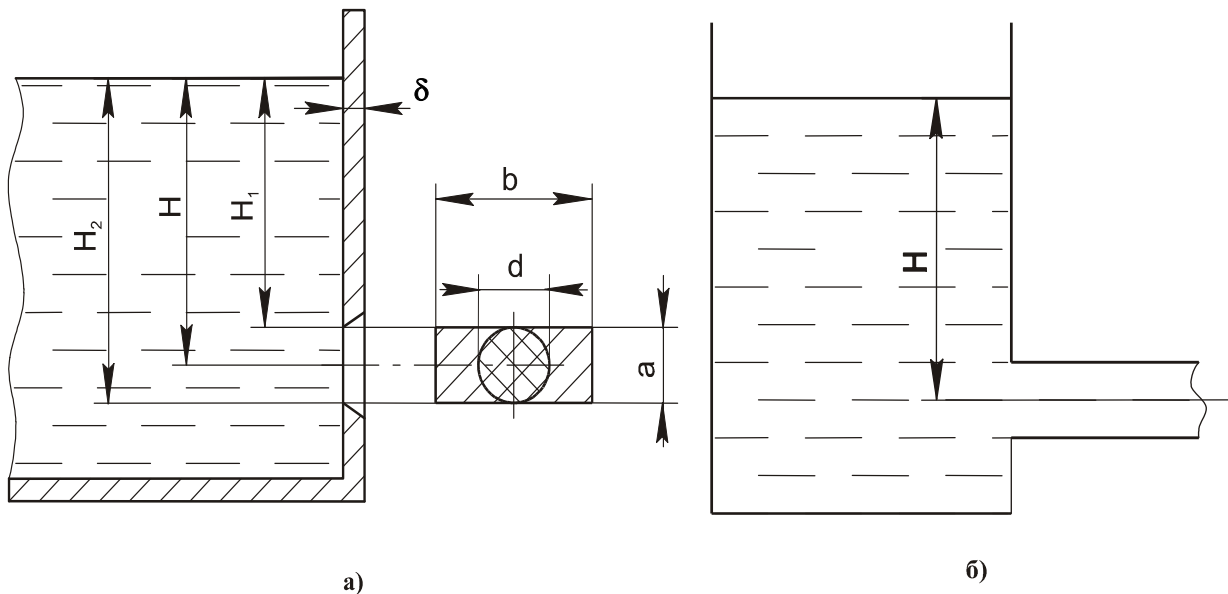


Рис. 1.2. До розрахунку закінчення через отвір (а) та насадок (б)

Час витoku рідини з висотою стовпа H з прямокутного резервуара з поперечним перерізом S_0 через отвір з поперечним перерізом S складатиме

$$t = \frac{2S_0}{\mu S \sqrt{2g}} H.$$

Чисельні значення μ , φ зазвичай визначаються дослідним шляхом і залежать в основному від числа Рейнольдса. При досягненні деякої величини цього числа коефіцієнт витрати стає стабільним і витрата рідини практично не залежить від її в'язкості. На основі цього створені дроселі, що забезпечують постійну витрату в широкому температурному режимі. Однак μ залежить від форми вхідних кромek (рис. 1.4) та повноти стиснення струменя, що характеризується коефіцієнтом ϵ . При гострих кромках μ не перевищує **0,65 - 0,7**, а при виконанні на вхідних кромках фасок або заокруглень відносної глибини $\delta/d = 0,2 - 0,4$ коефіцієнт витрати підвищується до **0,82**. При заокругленні вхідних кромek радіусом $r \approx d$ и $50 < Re < 2 \cdot 10^4$ стиснення струменя усувається і отвір повністю заповнюється рідиною, через що μ підвищується до **0,95 - 0,96**.

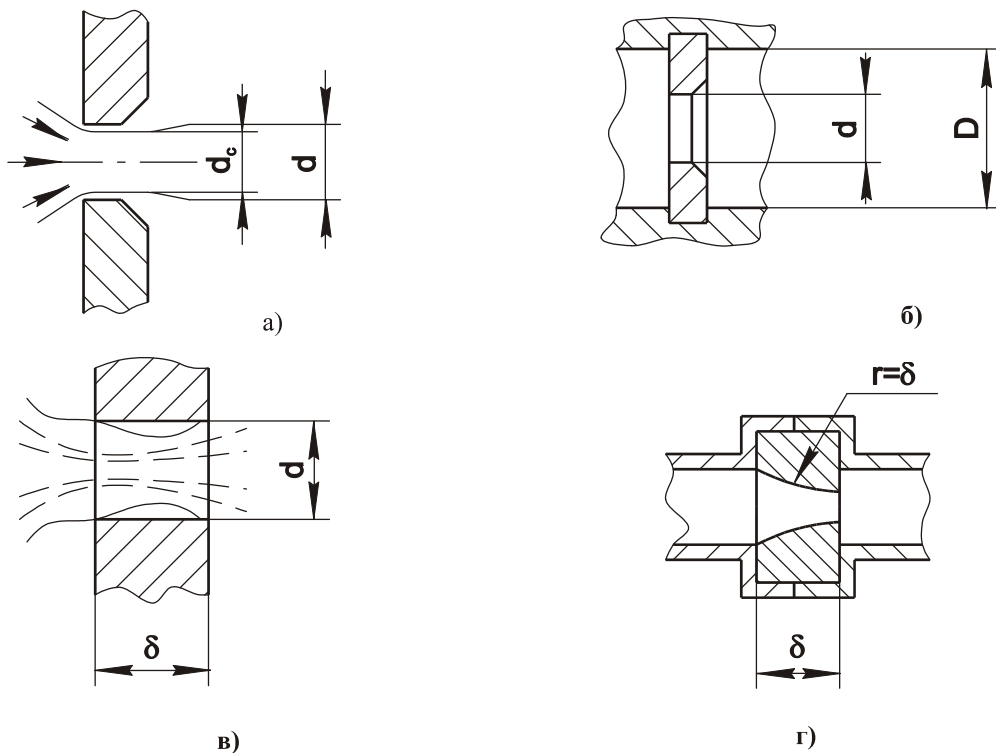


Рис. 1.3 Види дросельних отворів (шайб)

За наявності дросельної шайби в трубі μ в залежності від відношення $d/D = 0,3; 0,5; 0,7$ і для $Re = 2000$ відповідно дорівнює **0,64; 0,67; 0,7**, а за тих же умов і для $Re > 10000$ - **0,62; 0,64; 0,66**.

Формули 1.30 справедливі і для випадків витoku рідин через насадки, якими називаються короткі відрізки труби з різною формою живого перерізу та з постійними або змінними розмірами. На *рис. 1.4* показані можливі виконання насадок та відповідне їм значення коефіцієнтів витрати та швидкості.

Особливий випадок є виток рідини через великі отвори, якими прийнято вважати отвори з вертикальними розмірами, порівнянними з величинами напорів (*рис. 1.2, а*). Швидкість витoku в цих випадках вже не буде однаковою у всіх точках живого перерізу струменя та витрата через великі отвори у вертикальній стінці визначається за формулами:

для круглого отвору

$$Q = 0,785\mu\sqrt{2gH} \left[1 - \frac{1}{128} \left(\frac{d}{H} \right)^2 \right], \quad (1.31)$$

для прямокутного отвору

$$Q = \mu ab\sqrt{2gH} \left[1 - \frac{1}{96} \left(\frac{a}{H} \right)^2 \right]. \quad (1.32)$$

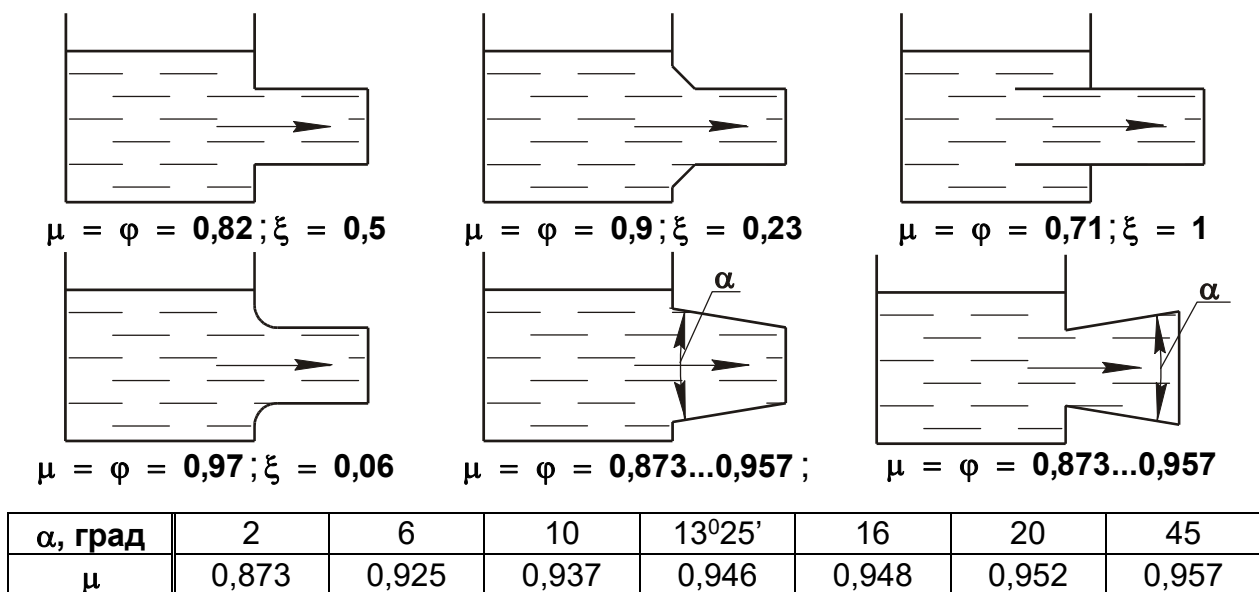


Рис. 1.4 Схеми насадок и значення μ , φ и ξ

Коефіцієнт витрати цих випадків становить **від 0,65 до 0,85**.

Найнижче значення приймається при стиску струменя з усіх боків і відсутності напрямних стінок, а найвище - при плавному підведенні рідини до отвору.