

УДК 681.121

DOI 10.47049/2226-1893-2021-3-31-48

**ВИМІРЮВАЛЬНИЙ ТРУБОПРОВІД
ТЕНЗОМЕТРИЧНОГО ВИТРАТОМІРУ РІДИНИ**

В.І. Цацко

к.ф.-м.н, старший викладач

кафедри «Експлуатація суднового електрообладнання і засобів автоматики»

С.М. Дранчук, О.В. Кочетков

к.т.н., доценти

кафедри «Експлуатація суднового електрообладнання і засобів автоматики»

В.М. Машін, Т.О. Гаур

старші викладачі

кафедри «Експлуатація суднового електрообладнання і засобів автоматики»

М.В. Вітюк

к.ф.-м.н., доцент, доцент

кафедри «Експлуатація суднового електрообладнання та засобів автоматики»

Одеський національний морський університет, Одеса, Україна

***Анотація.** Розглянуто витратомір рідини, в якому для підвищення надійності та точності вимірювання було запропоновано вимірювання витрат рідини за різницею статичних тисків в двох різних перетинах труби з використанням двох тензорезисторів. Розглянуто вплив геометричних розмірів та фізичних властивостей рідини на величину похибки. Запропоновано структурну схему системи тензометричного вимірювання витрат рідин, що дозволяє проводити дослідження в широкому діапазоні швидкостей потоку.*

***Ключові слова:** тензометрія, витратомір, вимірювання, погрішність, в'язкість, швидкість потоку, геометричні розміри.*

УДК 681.121

DOI 10.47049/2226-1893-2021-3-31-48

**ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ ТРУБОПРОВОД
ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКОГО РАСХОДОМЕРА ЖИДКОСТИ**

В.И. Цацко

к.ф.-м.н, старший преподаватель

кафедры «Эксплуатация судового электрооборудования и средств автоматики»

С.Н. Дранчук, А.В. Кочетков

к.т.н., доценты кафедры

«Эксплуатация судового электрооборудования и средств автоматики»

В.Н. Машин, Т.А. Гаур

старшие преподаватели

кафедры «Эксплуатация судового электрооборудования и средств автоматики»

Н.В. Витюк

к. ф.-м. наук, доцент кафедры

«Эксплуатация судового электрооборудования и средств автоматики»

© Цацко В.І., Дранчук С.М., Кочетков О.В., Машін В.М., Гаур Т.О., Вітюк М.В., 2021

***Аннотация.** Рассмотрены особенности проведения процессов ручной дуговой сварки в судово́й сети ограниченной мощности. Рассмотрены дефекты сварки, вызванные ненадлежащим установлением электрических условий начала процесса. Предложен алгоритм работы и составлена принципиальная схема входной цепи сварочного инвертора. Проведен сравнительный анализ сварочного инвертора, который питается от судово́й сети с использованием этой схемы и тем, что питается от аккумулятора.*

***Ключевые слова:** ручная дуговая сварка, входная цепь сварочного инвертора, алгоритм работы, принципиальная схема, аккумулятор.*

UDC 681.121

DOI 10.47049/2226-1893-2021-3-31-48

TENSOMETRIC MEASURING PIPE LIQUID FLOW METER

V. Tsatsko

PhD, Senior Lecturer

Department «Exploitation of marine electric equipment and means of automation»

S. Dranchuk, O. Kochetkov

PhD, Associate Professor

Department «Exploitation of marine electric equipment and means of automation»

V. Mashin, T. Gaur

Senior Lecturers

Department «Exploitation of marine electric equipment and means of automation»

N. Vityuk

PhD., associate professor

Department of «Operation of ship electrical equipment and automation equipment»

Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine

***Abstract.** The flow meter of a liquid was considered, in which, for increasing the reliability and accuracy of the measurements, liquid flow measurements were proposed for the difference in static pressure in two different pipe sections using two strain gauges. The influence of geometrical sizes and physical properties of a liquid on the magnitude of the error is considered. The structural scheme of the strain gauge measurement system for liquid flows is proposed, which allows conducting research in a wide range of flow rates.*

***Keywords:** strain gauge, flow meter, measurement, error, viscosity, flow velocity, geometric dimensions.*

Актуальність теми. Витратоміри рідини знайшли широке застосування на судах. Вони використовуються як для вимірювання кількості рідких товарів і технічних рідин при завантаженні (розвантаженні), так і в системах подачі палива, змащення, охолодження та нагріву [1].

Для підвищення надійності і точності вимірювань в роботі [2] було запропоновано вимірювати витрати рідини за різницею статичних тисків у двох

точках за допомогою двох тензорезисторів, які розташовані на ділянках вимірювального трубопроводу з різними перетинами труби (рис. 1).

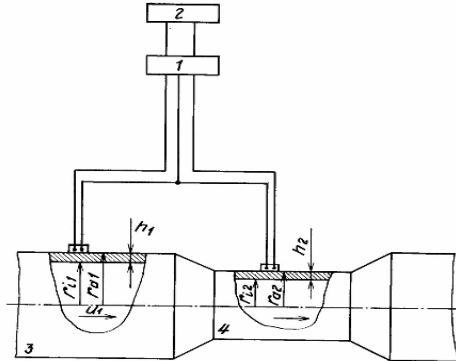


Рис. 1. Тензометричний витратомір [2]

При цьому повинне виконуватися співвідношення

$$\frac{r_{i1}}{r_{i2}} = \frac{h_1}{h_2}, \quad (1)$$

де r_{i1}, r_{i2} – внутрішні радіуси двох перетинів трубопроводу;

h_1, h_2 – товщини стінок трубопроводу в двох перетинах.

Тензометричний витратомір містить тензометричний підсилювач 1, до виходу якого підключений реєстратор 2, два тензорезистори, з'єднані в напівміст і встановлені зверху перпендикулярно осі на двох різних перетинах 3 і 4 горизонтально розташованої труби. Труби 3 і 4 виготовлені із забезпеченням співвідношення (1).

У цій роботі різниця тисків визначалася за формулою

$$p_3 - p_4 = v_3^2 \frac{\rho}{2} \left(\frac{r_{i1}^4}{r_{i2}^4} - 1 \right), \quad (2)$$

де p_3, p_4 – тиски в перетинах 3, 4, відповідно, Па;

v_3 – швидкість потоку, м/с;

ρ – щільність рідини, кг/м³.

У формулі (2) не враховувався вплив тертя на результати вимірювань. В роботі [3] було показано, що швидкість потоку, в'язкість рідини можуть оказати значний вплив. Різниця тисків за рахунок тертя визначається за формулою

$$\Delta p_{TP} = \frac{32\eta}{d} \cdot \frac{l}{d} v_{CP}, \quad (3)$$

де η – динамічна в'язкість, Па·с;

l – відстань, на якій визначається різниця тисків, м;

d – діаметр трубопроводу, м;

v_{CP} – середня швидкість, м/с.

Для урахування впливу тертя в роботі [3] була запропонована наступна схема вимірювань:



Рис. 2. Структурна схема тензометричного витратоміру [3]

Схема працює наступним чином. У блоці зрівняння по чергові відбувається вимірювання різниці сигналів, що отримуються від тензорезисторів 1 і 2 (сигнал I) та 1 і 3 (сигнал II). У випадку, коли сигнал I значно перевищує сигнал II, впливом гідравлічного тертя можна знехтувати і вимірювання витрат рідини проводяться за допомогою формули (2). Сигнал підсилюється і перетворюється у форму, що є зручною для передачі в приймач від передавача бездротовим радіозв'язком. Реєстратор перетворює отримані дані в показники витрат згідно з різницею гідростатичних тисків в трубопроводах різного діаметру. В зворотному випадку, коли сигнал II значно перевищує сигнал I, то вимірювання витрат рідини проводяться за допомогою виразу (3).

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Слід відзначити, що в роботах [2; 3] не розглядалися питання розрахунку геометричного розрахунку вимірювальних трубопроводів в реальних суднових системах.

Мета статті. Метою статті є розрахунок вимірювальних трубопроводів реальної баластної системи, схема розрахункової магістралі якої наведена на рисунку 3.

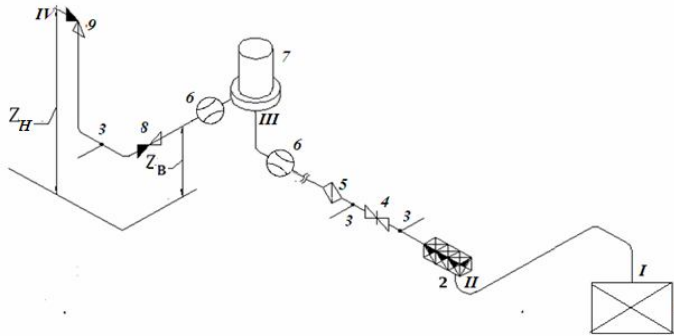


Рис. 3. Розрахункова магістраль баластної системи на заповнення:
1 – баластна цистерна; 2 – клапанна коробка; 3 – трійник на прохід;
4 – клінетна засувка; 5 – фільтр; 6 – вимірювальний трубопровід;
7 – насос; 8 – клапан неповоротно-запірний;
9 – клапан кутовий неповоротний

Виклад основного матеріалу. Вихідними даними для розрахунку наведеної магістралі є довжини прямих труб на ділянках

$$l_{I-II} = 5,5 \text{ м}; l_{II-III} = 60,0 \text{ м}; l_{III-IV} = 17,0 \text{ м};$$
$$Z_B = 0,5 \text{ м}; Z_H = 2,8 \text{ м}.$$

Об'єм баластної цистерни $V_B = 120 \text{ м}^3$; час роботи з баластом $t_B = 3 \text{ год}$.

З розрахунку осушувальної системи були обрані діаметри труб магістралей і відростків 108 мм стінки товщиною 5 мм, умовний прохід Ду100. В якості насосу був обраний НЦВС-63/20М – насос відцентровий вертикальний зі самостійним всмоктуванням, з наступними параметрами: подача $63 \text{ м}^3 / \text{год}$., напір 20 м, потужність 7,7 кВт. Тоді подача $Q = 63 \text{ м}^3 / \text{год} = 0,0175 \text{ м}^3 / \text{с}$.

Діаметр відростку до баластної цистерни визначається за формулою, наведеною в роботі [4]

$$d = 18\sqrt[3]{V_B}, \text{ мм.} \quad (4)$$
$$d = 88,8, \text{ мм}$$

В якості труби для відростка вибираємо теж сталеву безшовну трубу 108 мм з товщиною стінок 5 мм та умовним проходом Ду100.

Визначаємо продуктивність баластного насосу, як найбільшу, виходячи з трьох наступних умов:

1) продуктивність баластного насосу повинна забезпечувати швидкість води не менше 2 м/с у внутрішніх діаметрах відростків, що йдуть до цистерни

$$Q = 5,65 \cdot 10^{-3} d^2, \text{ м}^3 / \text{год}. \quad (5)$$

$$Q = 5,65 \cdot 10^{-3} \cdot 10^4 = 56,5 \text{ м}^3 / \text{год} .;$$

2) продуктивність насоса як другого осушувального не повинна бути нижче, ніж потрібна для осушувального насоса, тобто $Q = 63,0 \text{ м}^3 / \text{год} .;$

3) продуктивність визначається за часом роботи з баластом

$$Q = \frac{V_B}{t_B} = \frac{120}{3} = 40,0 \text{ м}^3 / \text{год} .$$

Отже, в якості баластного насоса вибираємо також насос НЦВС – 63/20М.

Проводимо перевірку прийнятих діаметрів по обмеженню швидкості $v \leq 3,25 \text{ м} / \text{с}$ при паспортній продуктивності насоса

$$d \geq \sqrt{\frac{354Q}{v}} = \sqrt{\frac{354 \cdot 63}{3,25}} = 82,8 \text{ мм} .$$

Отже обраний діаметр трубопроводу задовольняє цієї швидкості.

Для перевірки умов роботи насоса в системі розраховуємо втрати напору в трубопроводах системи. Згідно [4], розрахунок всмоктувальної магістралі проводиться для самого віддаленого від насоса приймального відростка. Розрахунок всмоктувальної і нагнітальної магістралі проводиться окремо. При цьому магістраль розбивається на розрахункові ділянки з постійною витратою і параметрами середовища (щільність, в'язкість).

Для кожної ділянки послідовно розраховуються:

- швидкість течії середовища

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2}, \quad (6)$$

де Q – витрата на ділянці, $\text{м}^3 / \text{с}$;

d – діаметр трубопроводів на ділянці, м.

- число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (7)$$

де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості середовища, $\text{м}^2 / \text{с}$.

• коефіцієнт тертя λ . Залежно від отриманого значення числа Рейнольдса для розрахунку коефіцієнта тертя можна застосовувати такі формули:
в інтервалі $4000 < Re < 3 \times 10^6$ – формула Кольбрука

$$\lambda = (1,8 \lg Re - 1,52)^{-2}. \quad (8)$$

• коефіцієнти місцевих опорів ξ_M , що містяться на ділянці.

Для входу в трубу коефіцієнт втрат $\xi = 0,5$; для виходу з труби в простір, який заповнений рідиною, $\xi = 1$.

Коефіцієнт втрат для закругленого коліна (відведення) розраховується за формулою

$$\xi = \xi_M + \xi_{TP} = A_1 B_1 C_1 + 0,0175 \frac{R_0}{d} \delta \lambda, \quad (9)$$

де R_0 – радіус заокруглення труби, м;

d – діаметр труби, м;

λ – коефіцієнт тертя трубопроводу;

δ – кут вигину труби, $^\circ$;

A_1 – коефіцієнт, що залежить від кута δ (для $70^\circ < \delta < 100^\circ$ коефіцієнт $A_1 = 1$; для $\delta < 70^\circ$ коефіцієнт A_1 розраховується за формулою $A_1 = 0,9 \sin \delta$ [5];

B_1 – коефіцієнт, що залежить від відношення $\frac{R_0}{d}$

(при $R_0/d > 1$ $B_1 = \frac{0,21}{\sqrt{R_0/d}}$);

C_1 – коефіцієнт, що враховує витягнутість поперечного перерізу трубопроводу (для труб круглого перетину $C_1 = 1$).

Згідно з Правилами РМРС, ставлення R_0/d приймають рівним 2,5. Коефіцієнти втрат для трійників, клапанів, клапанних коробок, фільтрів, грязьових коробок та інших елементів можуть бути визначені за допомогою даних, наведених у довіднику [6].

• Повний коефіцієнт втрат на ділянці

$$\xi = \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \xi_M, \quad (10)$$

де l – довжина прямих труб на ділянці, м;

d – діаметр труб на ділянці, м;

λ – коефіцієнт тертя на ділянці;

$\Sigma \xi_M$ – сума коефіцієнтів втрат всіх місцевих опорів на ділянці.

- Втрата напору на ділянці

$$\Delta h = \xi \frac{v^2}{2g}, \text{ м}, \quad (11)$$

де ξ – повний коефіцієнт втрат на ділянці;

v – швидкість течії середовища на ділянці, м / с

Після розрахунку всіх ділянок визначаємо повну втрату напору в системі

$$\Delta h = \Delta h_{ВСМ} + \Delta h_{НАГН}, \quad (12)$$

де $\Delta h_{ВСМ}$ – втрата напору у всмоктувальній магістралі,

$\Delta h_{НАГН}$ – втрата напору на нагнітальній магістралі.

Усі ділянки мають трубопроводи одного розміру, тому

$$v_{I-II} = v_{II-III} = v_{III-IV} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,0175}{\pi (0,1)^2} = 2,23 \text{ м / с}.$$

Нехтуючи залежністю в'язкості від тиску отримаємо для всіх ділянок число Рейнольдса для води при 15 °С

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{2,23 \cdot 0,01}{1,14 \cdot 10^{-6}} = 195614.$$

Отримане значення вкладається в інтервал ($4000 < Re < 3 \times 10^6$), на якому для розрахунку коефіцієнта тертя трубопроводу λ_1 може бути використана формула (8)

$$\lambda = \lambda_{I-II} = \lambda_{II-III} = \lambda_{III-IV} = (1,8 \lg(195614) - 1,52)^{-2} = 0,0156.$$

Для всіх відростків з кутом вигину труби 90 ° з формули (8) і отриманих вище значень

$$\xi_{90} = 1 \cdot \frac{0,21}{\sqrt{2,5}} \cdot 1 + 0,0175 \cdot 2,5 \cdot 0,0156 \cdot 90^0 = 0,132 + 0,65 = 0,197.$$

Щоб показати вплив вимірювальних трубопроводів на розрахунки спочатку проведемо дослідження нехтуючи їх гідравлічними опорами. Значення коефіцієнтів втрат взяті із довіднику [6].

Ділянка I-II. На цій ділянці присутні наступні місцеві опори: вихід з труби в простір, який заповнений рідиною ($(\xi_1=1)$); три відростки з кутом 90° ,

$$\xi_{90} = 0,197.$$

Довжина прямих труб на ділянці $l_{I-II} = 5,5 \text{ м}$.

Повний коефіцієнт втрат для ділянки *I-II* визначаємо за допомогою формули (10)

$$\xi_{I-II} = \lambda \frac{l_{I-II}}{d} + \xi_1 + 3\xi_{90} = 0,0156 \frac{5,5}{0,1} + 1 + 3 \cdot 0,197 = 2,449.$$

Втрату напору на ділянці *I-II* визначаємо згідно з формулою (11)

$$\Delta h_{1-2} = 2,449 \frac{2,23^2}{2 \cdot 9,81} = 0,62 \text{ м}.$$

Ділянка II-III. На цій ділянці присутні наступні місцеві опори: коробка клапанна ($\xi_2 = 3,5$), два трійники на прохід ($\xi_3 = 0,5$), клінкетна засувка ($\xi_4 = 0,35$); фільтр-грязьовик ($\xi_5 = 4,0$).

Довжина прямих труб на ділянці $l_{II-III} = 60,0 \text{ м}$.

Повний коефіцієнт втрат для ділянки *II-III* визначаємо за допомогою формули (10)

$$\xi_{II-III} = \lambda \frac{l_{II-III}}{d} + \xi_2 + 2\xi_3 + \xi_4 + \xi_5 = 18,2.$$

Втрату напору на ділянці *II-III* визначаємо згідно з формулою (11)

$$\Delta h_{II-III} = 18,2 \frac{2,23^2}{2 \cdot 9,81} = 4,61 \text{ м}.$$

Сумарна втрата напору на нагнітальній магістралі

$$\Delta h_{НАГН} = \Delta h_{I-II} + \Delta h_{II-III} = 0,62 + 4,61 = 5,23 \text{ м}.$$

Ділянка III-IV (всмоктувальна магістраль). На цій ділянці присутні наступні місцеві опори: 2 відростки на 90° ($\xi_1 = 0,197$), трійник на прохід ($\xi_3 = 0,5$), клапан неповоротно-запірний ($\xi_6 = 4,8$), клапан кутовий неповоротний ($\xi_7 = 3,5$).

Довжина прямих труб на ділянці $l_{III-IV} = 17,0 \text{ м}$.

Повний коефіцієнт втрат для ділянки *II-III* визначаємо за допомогою формули (10)

$$\xi_{III-IV} = \lambda \frac{l_{III-IV}}{d} + 2\xi_{90} + \xi_3 + \xi_6 + \xi_7 = 11,85.$$

Втрату напору на ділянці *III-IV* визначаємо згідно з формулою (11)

$$\Delta h_{BCM} = 11,85 \frac{2,23^2}{2 \cdot 9,81} = 3,0 \text{ м.}$$

Повна втрата напору в системі згідно з формулою (12)

$$\Delta h = \Delta h_{BCM} + \Delta h_{НАГН} = 3,0 + 5,23 = 8,23 \text{ м.}$$

Будуємо характеристику мережі. Рівняння повної характеристики трубопроводу можна представити у вигляді

$$H_C = H_{CT} + kQ^2, \quad (13)$$

де H_{CT} – статичний напір, м;

$$H_{CT} = Z_H + Z_B, \quad (14)$$

де $Z_H + Z_B$ – різниця висот рівнів, на яких знаходяться приймальний і відливний патрубків, м;

$kQ^2 = \Delta h$ – втрати напору в трубопроводах системи, м.

Підставивши вихідні та розрахункові дані в формулу (13), отримаємо характеристику мережі

$$H_C = 0,5 + 2,8 + \frac{8,23}{(63)^2} Q^2 = 3,3 + 0,0021 Q^2.$$

На підставі цього рівняння занесемо дані у таблицю 1.

Таблиця 1

Залежність H_C від витрати Q

$Q, \text{ м}^3/\text{год.}$	0	10	20	30	40	50	60	70	80
$H_C, \text{ м}$	3,3	3,5	4,1	5,1	6,5	8,3	10,5	13,1	16,1

На підставі даних таблиці 1 будуємо характеристику мережі $H_C = f(Q)$, яка показана на рисунку 4.

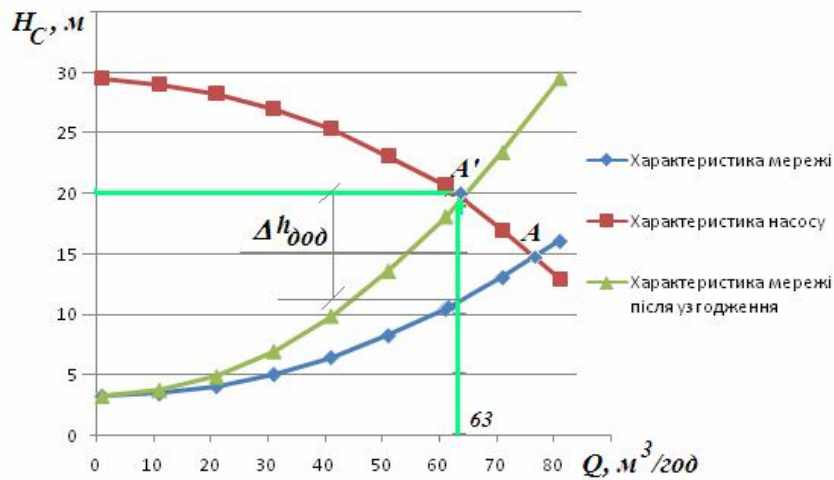


Рис. 4. Поєднання характеристик мережі, мережі з додатковою втратою у нагнітальному трубопроводі і насосу

Накладемо характеристику обраного насоса НЦВС-63/20М на отриману раніше характеристику мережі (рис. 4). На перетині характеристик знаходиться робоча точка А системи.

Перша умова узгодженості системи і насосу не виконується.

Якщо робоча точка виходить за праву межу робочого діапазону насоса або знаходиться дуже близько до його кордону, слід ввести додатковий опір на нагнітальній магістралі.

Величина цього додаткового опору знаходиться графічно – проводимо перпендикуляр від значення номінальної подачі до характеристики насоса, і знаходимо значення $\Delta h_{\text{доп}} = 8,2\text{ м}$ від точки перетину цієї лінії з характеристикою системи до точки перетину з характеристикою насоса. Цю додаткову втрату додаємо до втрати на нагнітальній магістралі, і по оновленим даним знову будуємо характеристику мережі.

$$k = \frac{\Delta h + \Delta h_{\text{доп}}}{Q^2} = \frac{8,23 + 8,2}{63^2} = 0,0041.$$

Отже в цьому випадку характеристика мережі

$$H_c = 3,3 + 0,0041Q^2.$$

На підставі цього рівняння заповнимо таблицю 2

Таблиця 2

Залежність H_C від витрати Q при наявності додаткового опору

Q , м ³ /год.	0	10	20	30	40	50	60	70	80
H_C , м	3,3	3,8	4,9	7,0	9,9	13,6	18,1	23,4	29,5

На підставі даних таблиці 2 побудуємо характеристику мережі (рис. 4). Зараз на перетині характеристик знаходиться робоча точка A' системи, параметри в даній точці $Q = Q_H = 63$ м³/год; $H_C = H_H = 20$ м.

Отже мережа за першою умовою узгоджена.

Здійснюємо перевірку другої умови узгодження насоса і системи – умови всмоктування. Для цього будуємо окремо характеристику всмоктувальної магістралі. Рівняння характеристики

$$H_{ВСМ} = Z_B + k_{ВСМ} Q^2,$$

$$kQ^2 = \Delta h_{ВСМ} \text{ – втрати напору у всмоктувальній магістралі.}$$

Знаходимо коефіцієнт $k_{ВСМ}$

$$k_{ВСМ} = \frac{\Delta h_{ВСМ}}{Q_H^2} = \frac{3}{(63)^2} = 0,00076.$$

Рівняння характеристики всмоктувальної магістралі

$$H_{ВСМ} = 0,8 + 0,00076Q^2.$$

За допомогою рівняння характеристики всмоктувальної магістралі знайдемо значення $H_{ВСМ}$ при різних значеннях Q (таблиця 1.3).

Таблиця 3

Залежність $H_{ВСМ}$ від витрати Q

Q , м ³ /год	0	10	20	30	40	50	60	70	80
$H_{ВСМ}$, м	0,5	0,58	0,80	1,18	1,72	2,40	3,24	4,22	5,36

За отриманими значеннями будуємо характеристику і накладаємо її на лінію допустимої вакуумметричної висоти всмоктування насоса НЦВС-63/20М (рис. 5).

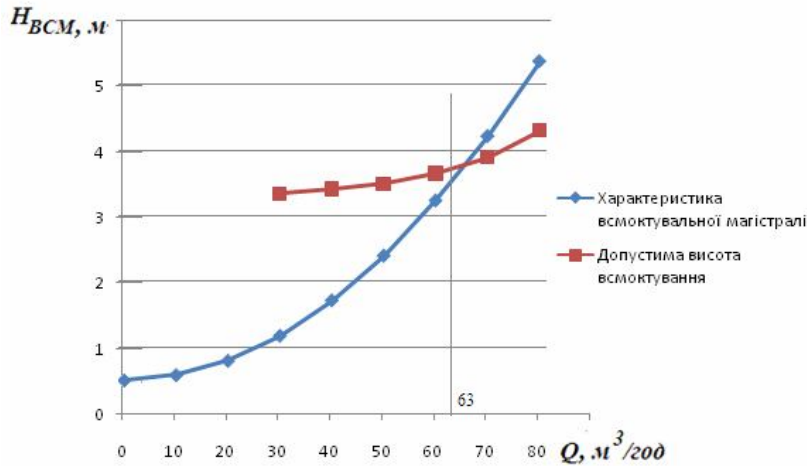


Рис. 5. Характеристика всмоктувальної магістралі

З графіка видно, що ця умова виконується – в розрахунковому режимі роботи ($Q = 63 \text{ м}^3 / 200$) системи повна втрата напору на всмоктувальній магістралі $H_{VSM} = 3,5$ м, і не перевищує величину допустимої вакуумметричної висоти всмоктування насоса, що становить в даному режимі $H_{\text{доп.вак}} = 3,7$ м.

Звідси випливає, що обраний насос НЦВС-63/20М задовольняє заданим умовам роботи баластної системи.

Зараз розглянемо питання щодо визначення розмірів вимірювального трубопроводу.

Як було показано в роботі [3], похибка вимірювання суттєво залежить від швидкості і відстані між тензорезисторами.

Розглянемо відношення формули (3) до формули (2)

$$N = \frac{\Delta p_{TP}}{p_3 - p_4} = \frac{64\eta}{dv_3^2 \rho \left(\frac{r_{i1}^4}{r_{i2}^4} - 1 \right)} \cdot \frac{l}{d} v_{CP}$$

При припущенні, що $v_{CP} = v_3$; $r_{i1} / r_{i2} = 1,1$ для води при нормальних умовах цей вираз перетвориться на

$$N = \frac{\Delta p_{TP}}{p_3 - p_4} = \frac{1,39 \cdot 10^{-1} l}{v_1 d}$$

На рисунку 6 показана залежність цієї величини від швидкості при двох значеннях l/d .

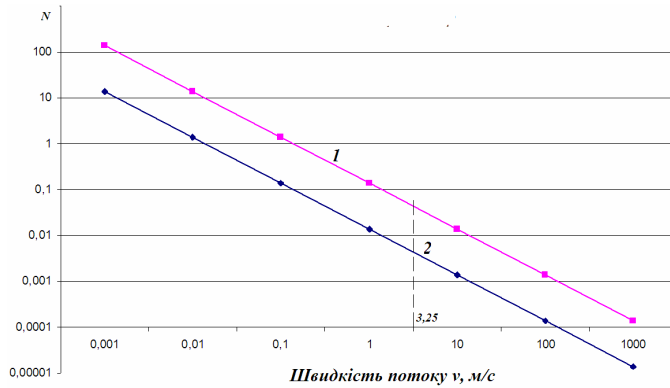


Рис. 6. Вплив співвідношення l/d на величину похибки:
 $d = 0,1$ м; 1- $l/d = 0,1$; 2 - $l/d = 0,01$ [3]

Тут пунктиром означена величина швидкості 3,25 м/с, яка є гранично допустимою для води.

Такі швидкості мають місце при великому відхиленні системи від стану рівноваги. При зменшенні цього відхилення вплив тертя оказує значний вплив на результати.

З аналізу цього рисунку слідує, що при великих швидкостях потоку і малих значеннях l/d похибка визначення витрат рідини, яка пов'язана з наявністю тертя, не перевищує 5 %, тобто в цих умовах можливе використовувати формулу (2).

У роботі [2] вимірювальний трубопровід має два поступові переходи від більшого до меншого і навпаки (рисунок 1). Це дозволяє зменшити гідравлічний опір трубопроводу, але ускладнює отримання низьких значень l/d , що приводить до зростання похибок. Раптові переходи (рисунок 2) приводять до більших значень гідравлічного опору, але дозволяють отримати менші значення. Оцінимо величину гідравлічного опору.

Розглянемо розміри вимірювального трубопроводу. Згідно з вимогою формули (1)

$$\frac{r_{i2}}{h_2} = \frac{r_{i1}}{h_1} = \frac{49}{5} = 9,8.$$

Попередньо приймаємо $h_2 = 4$ мм. Тоді $r_{i2} = 39,2$ мм.

Перевіримо відповідність отриманих результатів на виконання вимоги швидкості потоку у прийомній магістралі.

$$v = \frac{4 \cdot 0,0175}{\pi(0,0784)^2} = 3,63 \text{ м/с}.$$

Наведені розміри вимірювального трубопроводу не відповідають вимогам (перевищена допустима швидкість 3, 25 м/с).

Приймаємо $h_2 = 4,5 \text{ мм}$. Тоді $r_{i2} = 44,1 \text{ мм}$.

$$v_2 = \frac{4 \cdot 0,0175}{\pi(0,0883)^2} = 2,86 \text{ м/с}.$$

Отже ці розміри вимірювального трубопроводу відповідають наведеній вимозі.

Втрати напору на місцевих опорах прийнято визначати формулою Вейсбаха [6]:

$$h_M = \xi_M \frac{v^2}{g}. \quad (15)$$

де ξ_M – коефіцієнт місцевого опору, який залежить від виду опору і визначається дослідним шляхом.

На рисунку 7 представлені випадки раптового звуження і розширення потоку.

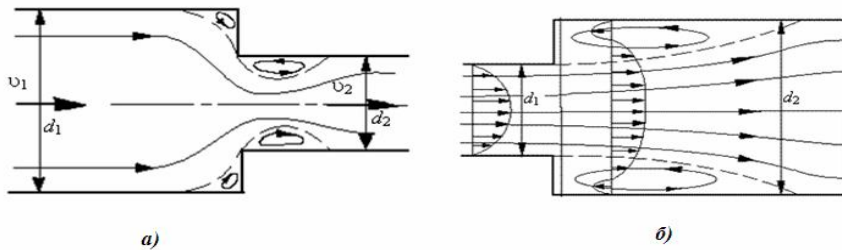


Рис 7. Раптові звуження і розширення потоку

Коефіцієнт місцевого опору на раптове звуження потоку можна визначити за формулою

$$\xi_{MPЗ} = 0,5(1 - S_2 / S_1), \quad (16)$$

де S_1, S_2 – площі перетину трубопроводу до і після звуження, відповідно.

Підставивши у формулу (16) отримані результати, получимо

$$\xi_{MPЗ} = 0,5 \left[1 - \frac{0,45^2}{0,49^2} \right] = 0,5(1 - 0,84) = 0,08.$$

Втрата напору при раптовому звуженню потоку за формулою (15)

$$h_{MP3} = 0,08 \frac{2,23^2}{9,81} = 0,041 \text{ м.}$$

Коефіцієнт місцевого опору на раптове розширення потоку можна визначити за формулою

$$\xi_{MPP} = (1 - S_1 / S_2), \quad (17)$$

де S_1, S_2 – площі перетину трубопроводу до і після розширення, відповідно.

Підставивши у формулу (17) отримані результати, получимо

$$\xi_{MPP} = \left(1 - \frac{0,45^2}{0,49^2}\right) = 0,16.$$

Втрата напору при раптовому розширенні потоку

$$h_{MPP} = 0,16 \frac{2,86^2}{9,81} = 0,13 \text{ м.}$$

Повна втрата напору на вимірювальному трубопроводі

$$h_{BT} = h_{MP3} + h_{MPP} = 0,041 + 0,013 = 0,171 \text{ м.}$$

При встановленні вимірювального трубопроводу на нагнітальній магістралі ця втрата увійде до складу додаткової втрати, що застосовується для узгодження мережі з насосом, тобто не буде оказувати впливу на отримані вище результати розрахунків.

При встановленні вимірювального трубопроводу на всмоктувальній магістралі відбудеться деяка зміна. Оцінимо її для випадку баластної системи (на заповнення).

$$\Delta h_{BCMB} = \Delta h_{BCM} + h_{BT} = 3,0 + 0,17 = 3,17 \text{ м}$$

$$k_{BCMB} = \frac{3,17}{63^2} = 0,0008.$$

Рівняння характеристики всмоктувальної магістралі

$$H_{BCM} = 0,5 + 0,0008Q^2.$$

За допомогою рівняння характеристики всмоктувальної магістралі знайдемо значення H_{VCM} при різних значеннях Q (таблиця 4).

Таблиця 4

Залежність H_{VCM} від витрати Q при заповненні з витратоміром

$Q, \text{ м}^3/\text{ГОД.}$	0	10	20	30	40	50	60	70	80
$H_{VCM}, \text{ м}$	0,5	0,58	0,82	1,22	2,03	2,5	3,38	4,42	5,62

За отриманими значеннями будуюмо характеристику і накладаємо її на лінію допустимої вакуумметричної висоти всмоктування насоса НЦВС-63/20М (рис. 8).

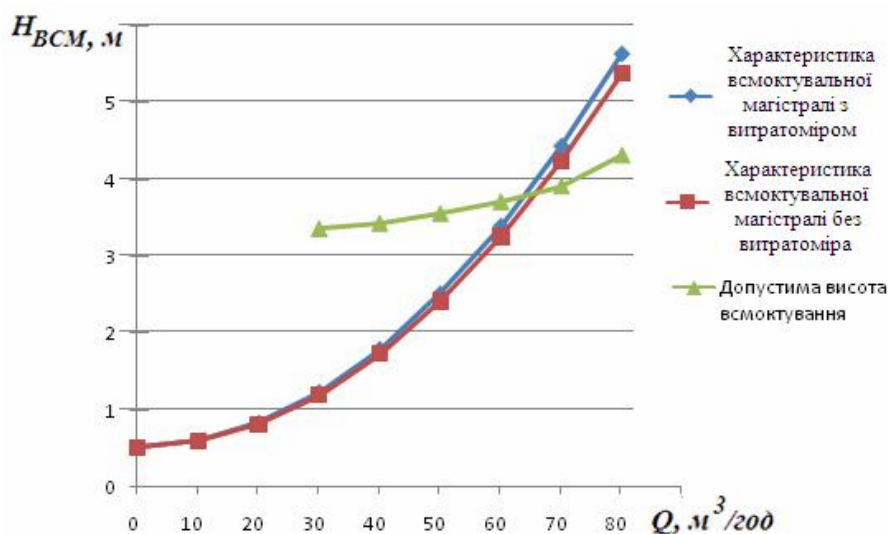


Рис. 8. Порівняння всмоктувальних характеристик баластної магістралі (на заповнення) при наявності тензометричного витратоміра та без нього

Висновки

1. Показано, що включення до складу баластної системи вимірювальних трубопроводів не викликає суттєвих змін у попередні гідравлічні розрахунки, так як при включенні у нагнітальний трубопровід цей опір включається до складу додаткових витрат щодо узгодження мережі і насосу, а при включенні до всмоктувальної мережі ця витрата не оказує суттєвого впливу на потрібний напір.

2. У зв'язку зі зростанням похибок по мірі росту співвідношення відстані між тензорезисторами до діаметру трубопроводу l/d ми пропонуємо використовувати вимірювальний трубопровід з раптовими звуженнями і розширеннями.

3. Показано, що для поширення діапазону швидкостей потоку доцільно використовувати схему вимірювання з трьома тензорезисторами.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Сайт компанії «Прамень». URL: <http://npropramen.ru/production> (дата звернення 15.02.2021).
2. Петросов Д.С., Гурюшкіна Н.Г., Коришуніна О.Н., Ільясіафов А.Д. Тензометрический расходомер: пат. Россия. № 2037796; опубл. 19.06.1995
3. Антохов О.Д., Гаур Т.О., Нікіфоров В.І., Цацко В.І. Тензометричний витратомір рідини. Вісник Одеського національного морського університету. 2018. № 4(57). С.121-130.
4. Системы трубные и балластные судовые. Правила и нормы проектирования РД 5.570-285. 1985. 83 с.
5. Симанин Н.А., Сазанов И.И. Гидравлика: учебник. Пенза: ПГТА, 2012. 267 с.
6. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям: за ред. М.О. Штейнберга. М: Машиностроение, 1992. 672 с.

REFERENCES

1. Sayt kompanii «Pramen». [Website of the Pramen company]. URL: <http://npropramen.ru/production> (accessed 15.12.2019). (in Russian).
2. Petrosov D.S., Guryushkina N.G., Korshunova O.N. Ilyasafov A.D. (1995) Tenzometricheskij rashodomer. [Strain gage flow meter]. Patent Rossii. № 2037796 (in Russian).
3. Antokhov O.D., Gaur T.O., Nikiforov V.I., Tsatsko V.I. (2018) Tenzometrychnyy vytratimir ridyny. [Tensometric fluid flowmeter]. Visnyk Odes'koho natsional'noho mors'koho universytetu, vol. 4, № 57, pp.121-130.
4. Rukovodyashchyy dokument (1985) Sistemy trubnyie i ballastnyie sudovyye. Pravila i normy proektirovaniya. [Pipe and ballast ship systems]. RD 5.570-285, pp. 83. (in Russian).
5. Simanin N.A., Sazanov I.I. (2012) Gidravlika. Uchebnik. [Hydraulics]. Penza: PGTA. (in Russian).
6. Idelchik I.E. (1992) Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam. [Hydraulic Resistance Reference]. Moscow: Mashinostroenie. (in Russian).

Стаття надійшла до редакції

Посилання на статтю: Цацко В.І., Дранчук С.М., Кочетков О.В., Машін В.М., Гаур Т.О., Вітюк М.В. Вимірювальний трубопровід тензометричного витратоміру рідини // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. наук. праць, 2021. № 3(66). С. 31-48. DOI 10.47049/2226-1893-2021-3-31-48.

Article received

Reference a JournalArtic: Tsatsko V., Dranchuk S., Kochetkov O., Mashin V., Gaur T., Vityuk N. Tensometric measuring pipe liquid flow meter // Herald of the Odessa national maritime university. 2021. 3(66). 31-48. DOI 10.47049/2226-1893-2021-3-31-48.