

УДК 621.52:631.624

## МЕТОДИКА ПЕРЕРАХУНКУ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ВАКУУМНИХ СИСТЕМ ЗАЛИВУ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ МЕЛІОРАТИВНИХ АВТОМАТИЗОВАНИХ НАСОСНИХ СТАНЦІЙ

Філіпович Ю.Ю. – к.т.н., доцент,

Національний університет водного господарства та природокористування

У статті виконано аналіз експериментальних досліджень і чисельних розрахунків робочих циклів вакуумних систем, який свідчить про те, що двом однаковим вакуумним насосам при однакових значеннях параметра живильних труб різних діаметрів  $\mu S_T$  відповідатиме один і той самий графік робочого циклу. Це дало змогу, користуючись теорією подібності, за всіх інших однакових умов поширити результати одного дослідження на живильні труби інших розмірів.

**Ключові слова:** вакуумна система, живильна труба вакуум-системи, фізичне та математичне моделювання, теорія перерахунку параметрів.

**Филипович Ю.Ю. Методика перерасчета рабочих параметров технологических процессов вакуумных систем заливки центробежных насосов мелиоративных автоматизированных насосных станций**

В статье в результате анализа экспериментальных исследований и расчетов рабочих циклов вакуумных систем доказано, что двум одинаковым вакуумным насосам при одинаковых значениях параметра питательных труб разных диаметров  $\mu S_T$  отвечает один и тот же график рабочего цикла. Это позволяет, пользуясь теорией подобия, при всех других одинаковых условиях распространить результаты одного опыта на питательные трубы других размеров.

**Ключевые слова:** вакуумная система, питательная труба вакуумной системы, физическое и математическое моделирование, теория пересчета параметров.

**Filipovicsh Yu.Yu. Technique for recalculating the working parameters of technological processes of vacuum priming systems for centrifugal pumps in ameliorative automated pumping stations**

As a result of the analysis of experimental studies and calculations of the operating cycles of vacuum systems, it is proven that two identical vacuum pumps with the same values of the parameter of feeding tubes of different diameters  $\mu S_T$  are subject to the same work cycle schedule. This allows, using the theory of similarity, under all other identical conditions, applying the results of one experiment to the feeding tubes of other sizes.

**Key words:** vacuum system, feeding tube of vacuum system, physical and mathematical modeling, theory of parameter recalculation.

**Постановка проблеми.** Насоси меліоративних насосних станцій установлюються, як правило, з позитивною висотою всмоктування. Найчастіше на таких станціях використовуються горизонтальні відцентрові насоси, які постійно повинні бути в залитому стані. Досягається це різними методами [1], але найбільш ефективним для використання на автоматизованих насосних станціях вважається застосування вакуумних установок.

Натепер вакуумні установки автоматизованих насосних станцій мають тривалість робочих циклів у межах 10÷12 хвилин. З метою енергозбереження та підвищення надійності роботи насосних станцій необхідно довести тривалість робочого циклу до 15 й більше хвилин, щоб вакуумний насос протягом однієї години включався в роботу не більше ніж чотири рази [1].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Окремі праці, присвячені автоматизації заливки відцентрових насосів, з'явилися ще в першій половині ХХ сто-

ліття. Так, ученими Б.С. Тікуновим, А.І. Лукіним, В.І. Турком, Є.Д. Шевцовим та А.А. Лаговським ще в 1934 році пропонувалися такі способи автоматичного заливу насосів, як мембранний клапан, влаштування бачка на всмоктувальному або напірному трубопроводі та автоматично діючий бачок з шаровим клапаном.

З розвитком систем заливу пов'язана низка досліджень у цій галузі. Детально проблему заливу відцентрових насосів, установлених з позитивною висотою всмоктування, розглянули К.П. Вишневський, Ю.П. Євреєнко, В.Я. Карелін, А.В. Мінаєв, Р.А. Новодьоржкін, Г.І. Кривченко, К.І. Лисов, І.А. Чаюк, М.Т. Назаров, Б.А. Мусієнко, О.Д. Петрик, О.В. Подласов, В.І. Турк, М.А. Палішкін, С.С. Руднев, М.М. Флорінський, В.Ф. Чебаєвський, В.М. Черкаський.

Натепер системи заливу відцентрових насосів досліджуються на кафедрі гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин Національного університету водного господарства та природокористування (м. Рівне).

**Постановка завдання.** Точні аналітичні методи дослідження гідроаеродинамічних явищ охоплюють обмежене коло задач [2]. У низці випадків аналітичний розв'язок пов'язаний зі значними математичними труднощами, а досить часто сувора математична постановка задачі виявляється неможливою у зв'язку з проблемами в дослідженні явища. Не завжди можна отримати задовільний результат і з допомогою чисельних методів розрахунку.

В основу розробки принципу подібності для перерахунку характеристик робочого циклу вакуумної установки покладено принцип фізичного й математичного моделювання.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Системи або явища називаються подібними, якщо всі кількісні характеристики однієї з них можна отримати пропорційним перетворенням характеристик іншої [3]. Для цього створюється подібна система – фізична модель, з допомогою якої вивчаються процеси, які відбуваються під час роботи справжньої системи. Моделювання на основі подібності доцільно використовувати для оцінювання надійності унікальних об'єктів. Достовірність моделювання в основному визначається наявністю методичної похибки, яка виникає за будь-яких спроб формалізації процесу функціонування об'єктів. Чим вища формалізація процесів функціонування об'єктів, тим більша можливість виникнення методичної похибки [3].

Оскільки дослідна установка має натурні розміри й експлуатується згідно із загальноприйнятими вимогами, то виконання першої та другої умов подібності дотримуються. Для перевірки третьої умови подібності визначаємо сили, які є найбільш впливовими під час роботи вакуумної установки: це сили в'язкості рідини, тиску (вакууму) та інерції при неусталеному русі води.

Сила в'язкості характеризується числом Рейнольда. Оскільки лінійні розміри установки відповідають натурним і під час виконання дослідів швидкості у вакуумних комунікаціях подібні до реальних, беремо

$$Re = \frac{v \cdot l}{\nu} = idem.$$

Подібність сил тиску (вакууму) визначається рівністю чисел Ейлера. Так як під час роботи вакуумної установки вакуум створювався реальний ( $h_{BAK} = 3 \div 9$  м), то й у цьому випадку число Ейлера

$$Eu = \frac{P}{\rho \cdot v^2} = idem.$$

На рисунку 1 представлено розрахункову схему вакуумної установки.

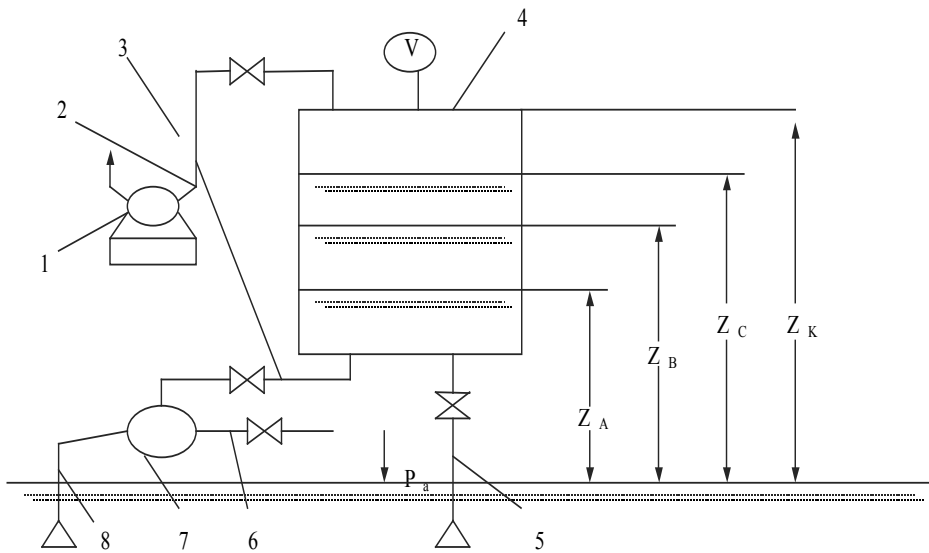


Рис. 1. Розрахункова схема вакуумної установки: 1 – вакуумний насос; 2 – всмоктувальна лінія вакуумного насоса; 3 – комунікація, яка відводить повітря з корпусу відцентрового насоса у вакуумний котел; 4 – вакуумний котел; 5 – живильна труба вакуумної установки; 6 – напірна труба відцентрового насоса; 7 – відцентровий насос; 8 – всмоктувальна лінія відцентрового насоса

Дотримується також і рівність чисел Струхалія, що свідчить про подібність сил інерції під час неусталеного руху рідини [4]:

$$St = \frac{v \cdot t}{l} = idem.$$

Отже, під час розроблення принципу подібності для перерахунку параметрів однієї вакуумної установки на іншу нами дотримано всі три умови подібності моделювання фізичних процесів.

Аналіз експериментальних досліджень і чисельних розрахунків робочих циклів вакуумних систем на ЕОМ свідчить, що двом однаковим вакуумним насосам при однакових значеннях параметра живильних труб  $\mu S_T$  різних діаметрів (де  $\mu$  – коефіцієнт витрати живильної труби вакуум-котла,  $S_T$  – площа перерізу цієї труби,  $m^2$ ) відповідатиме один і той же графік робочого циклу установки [5]. Це дає змогу, користуючись принципом подібності при всіх інших однакових умовах, поширити результати одного дослідження, який проводиться в лабораторії, на живильні труби інших розмірів вакуумних установок інших насосних станцій.

На установці з робочою живильною трубою  $d_m = 200$  мм проведено серію дослідів, метою яких було визначення параметра  $\mu S_T$  цієї труби при різних значеннях відкриття засувки на ній. Зміст експерименту полягав у визначенні параметрів  $h_{BAK}$  і  $Z$  робочих циклів вакуумної установки. Засувка обладнана висувним шпинделем, і відкриття її визначалося виходом  $h$  шпинделя з бугельної стійки [5].

Усього виконано десять серій дослідів, починаючи з відкриття  $h = 10$  мм і закінчуючи максимальним відкриттям  $h = 200$  мм.

Значення приведеної площі  $\mu S_T$  живильної труби вакуум-системи визначено за формулою (1):

$$\mu S_T = \frac{Q}{\sqrt{2g(\bar{h}_{\text{BAK}} - \bar{Z})}} = \frac{Q}{4,43\sqrt{(\bar{h}_{\text{BAK}} - \bar{Z})}} \quad (1)$$

Результати обчислень показані у зведеній таблиці 1.

Таблиця 1

**Результати розрахунку параметрів  $\mu S_T$  живильної труби  
з діаметром 200 мм**

Вихід шпинделя $h$ , см	Значення параметрів $m$						$\bar{\mu} \bar{S}_T$
	1	2	3	4	5	6	
0,9	0,000112	0,00011	0,00012	0,00011	-	-	0,0001115
2,0	0,00074	0,000912	0,000723	0,000956	0,000764	0,000586	0,00078
3,1	0,00147	0,00137	0,00138	0,00137	-	-	0,0014
3,8	0,00172	0,00171	0,00198	0,00180	0,00182	0,00184	0,00181
5,0	0,00308	0,0029	0,00313	0,00313	-	-	0,00306
6,1	0,0044	0,00419	0,00453	0,00396	0,00396	0,0042	0,00421
8,0	0,00607	0,00564	0,00603	0,00582	0,00603	0,00606	0,00594
12,4	0,0085	0,00877	0,00899	0,00875	-	-	0,00875
16,0	0,0106	0,0112	0,0107	0,0115	0,0105	0,0113	0,01097
20,0	0,0143	0,0123	0,0097	0,0120	0,0106	0,0105	0,0116

На основі отриманих значень приведеної площі будують криву  $\bar{\mu} \bar{S}_T = f(h)$  [5]. Користуючись цією кривою, можна побудувати графіки робочого циклу для будь-якої вакуумної установки, оснащеної живильною трубою, яка має показник  $\mu S_T$  менший або рівний, ніж максимальне значення цього показника, тобто менший, ніж  $\bar{\mu} \bar{S}_T = 0,0116 \text{ м}^2$ .

Для перевірки цього положення за викладеною вище методикою попередньо визначено показники  $\mu S_T$  для живильних труб з діаметрами  $d_m = 81,5 \text{ мм}$  і  $d_m = 50 \text{ мм}$ . Вони, відповідно, виявилися рівними  $0,00151$  і  $0,00049 \text{ м}^2$ . За графіком  $\bar{\mu} \bar{S}_T = f(h)$  визначаємо відповідні їм значення виходу шпинделя  $h_1 = 28$  і  $h_2 = 17 \text{ мм}$ .

Таблиця 2

**Порівняння параметрів робочих циклів вакуумної установки  
при різних діаметрах постачальних труб з рівними параметрами  $\mu S_T$**

№ з/п	Діаметр труби $d_m$ , мм Вихід шпинделя $h$ , мм Параметр $\mu S_T$ , $\text{м}^2$	$h_{\text{BAK},A} = Z_A = Z_{A'}$ , м	$h_{\text{BAK},B'}$ , м	$Z_{B'}$ , м	$h_{\text{BAK},C} = Z_C$ , м	$t_{1'}$ , с	$t_{2'}$ , с	$t_{3'}$ , с	$t_{4'}$ , с
1	$d_m = 200$ ; $h = 28$ ; $\mu S_T = 0,00151$	3,2	6,36	3,70	4,00	30	20	517	567
2	$d_m = 81,5$ ; $h = 81,5$ ; $\mu S_T = 0,00151$	3,2	6,40	3,72	4,01	30	20	520	570
3	$d_m = 200$ ; $h = 15$ ; $\mu S_T = 0,00049$	3,2	6,86	3,40	3,82	30	75	450	555
4	$d_m = 50$ ; $h = 50$ ; $\mu S_T = 0,00049$	3,2	6,90	3,42	3,84	30	75	453	558

Установлюємо на засувці труби з діаметром 200 мм ці значення виходу шпинделя та знімаємо всі параметри ( $h_{BAK}$ ,  $Z$ ,  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$ ,  $t_4$ ) графіка робочого циклу вакуумної установки при таких відкриттях засувки. Координати характерних точок обох графіків наведені в першому і третьому рядках таблиці 2.

Після цього було знято такі ж графіки робочого циклу установки для живильних труб з діаметрами  $d_{m,1}=81,5$  і  $d_{m,2}=50$  мм, а координати їх характерних точок записані в ту саму таблицю в другий і четвертий рядок.

Порівнюючи числові дані першого і другого, а також третього й четвертого рядків таблиці, бачимо, що вони виявилися подібними і майже збігаються. Це доводить вірність висунутого на початку положення, що, маючи одну живильну трубу відносно великого діаметру, можна з її допомогою одержати графік робочого циклу установки для будь-якої іншої вакуумної установки з живильною трубою, яка має показник  $\mu S_T$  менший чи рівний, ніж показник  $\mu S_T$  установлені в лабораторії живильної труби, при інших рівних умовах експлуатації вакуумної системи.

Основні характеристики робочого циклу вакуумної системи залежать від багатьох параметрів: розміру вакуум-котла, часу роботи вакуум-насоса в робочому циклі, розміру живильної труби вакуумної установки, кількості повітря, яке підсмоктується у вакуумний котел під час робочого циклу [6].

Важливу роль у формуванні робочого циклу вакуумної установки відіграє саме приведена площа живильної труби  $\mu S_T$ . Оскільки величина приведеної площі живильної труби  $\mu S_T$  включає в себе низку простих елементів і понять, таких як діаметр живильної труби  $d$ , довжина її  $l$ , коефіцієнт шорсткості стінок труби  $n$  і сумарний коефіцієнт опору місцевих втрат  $\Sigma \zeta_i$ , то, використовуючи як вихідну обмежену кількість параметрів  $\mu S_T$ , можна досліджувати вплив на робочий процес практично безмежної кількості вищеназваних елементів і понять. Для цього необхідно встановити функціональну залежність  $\mu S_T = f(d, l, n, \Sigma \zeta_i)$ . Із цією метою виконано експериментальні дослідження, які детально описані в статті [7].

Приведена площа живильної труби рівна

$$\mu \cdot S_T = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \sqrt{\frac{d^{1/5}}{124,5 l \cdot n^2 + d^{1/5} \cdot \Sigma \zeta_i}} \quad (2)$$

З отриманої формули (2) видно, що зі збільшенням діаметра труби  $d$  параметр  $\mu S_T$  зростає, а в разі зростання довжини труби  $l$ , коефіцієнта шорсткості її стінок  $n$  і суми опорів місцевих втрат  $\Sigma \zeta_i$  він, навпаки, зменшується.

У таблиці 3 наведено значення коефіцієнта витрати живильної труби  $\mu$  для різних значень відносного відкриття засувки  $h/d$  (де  $h$  – висота виходу шпинделя засувки з бугельної стійки,  $d$  – внутрішній діаметр засувки), а також значення  $\zeta_i$  та  $\Sigma \zeta_i$ .

Таблиця 3

Розрахункові дані для побудови кривої  $\mu=f(h/d)$ 

$h/d$	1,0	0,75	0,5	0,25	0,125
$\zeta_i$	0	0,26	2,08	17,0	97,8
$\Sigma \zeta_i$	2,8	3,06	4,88	19,8	100,6
$\mu$	0,415	0,406	0,356	0,2095	0,098

За даними першого й четвертого рядків таблиці 3 на рисунку 2 будемо розрахувати криву  $\mu=f(h/d)$  і накладемо на неї дослідні точки, які досить добре розташувалися відносно кривої. Користуючись цією кривою, досить легко знайти

коефіцієнт витрати живильної труби при різних значеннях відкриття засувки. Той факт, що під час повного відкриття засувки значення  $\mu=0,415$ , підтверджують експериментальні дослідження, які описані в праці [8], де цей коефіцієнт виявився рівним  $\mu=0,414$ .

Крива  $\mu=f(h/d)$  свідчить про те, що в разі зменшення відкриття засувки коефіцієнт витрати живильної труби  $\mu$  спочатку зменшується дуже повільно, а потім швидкість зменшення його безперервно зростає й у разі відкриття  $h/d=0$  коефіцієнт витрати також виявляється рівним нулю.

Коефіцієнт витрати живильної труби залежить від її довжини  $l$ , діаметра  $d$ , коефіцієнта шорсткості стінок  $n$  і коефіцієнта місцевих опорів труби  $\Sigma\zeta_i$ . Щоб прослідкувати, як кожен із цих параметрів впливає на коефіцієнт витрати живильної труби, при різних значеннях кожного з параметрів лабораторної установки визначено відповідні їм значення  $\mu$ . Результати цих розрахунків наведено в таблиці 4, на їх основі побудовано криві, показані на рисунку 3.

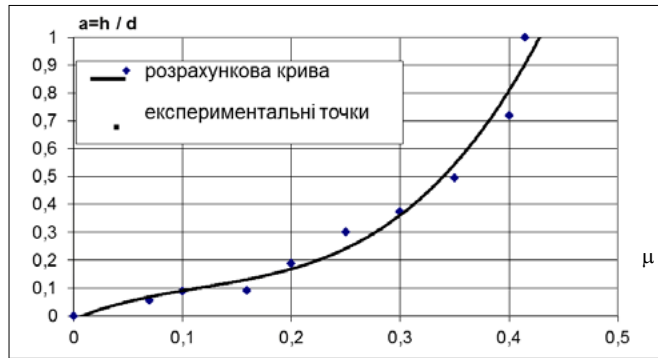


Рис. 2. Крива залежності  $\mu=f(h/d)$ /розрахункова й експериментальна

Таблиця 4

Вплив  $l$ ,  $d$ ,  $n$  та  $\Sigma\zeta_i$  на коефіцієнт витрати  $\mu$   
(базові параметри:  $l=19,4$  м,  $d=0,2$  м,  $n=0,012$ ,  $\Sigma\zeta_i=2,8$ )

$\frac{l}{\mu}$	$\frac{9,7}{0,483}$	$\frac{19,4}{0,415}$	$\frac{29,1}{0,371}$	$\frac{38,8}{0,338}$	$\frac{48,5}{0,313}$
$\frac{d}{\mu}$	$\frac{0,1}{0,313}$	$\frac{0,2}{0,415}$	$\frac{0,3}{0,471}$	$\frac{0,4}{0,501}$	$\frac{0,5}{0,522}$
$\frac{n}{\mu}$	$\frac{0,006}{0,531}$	$\frac{0,012}{0,415}$	$\frac{0,018}{0,325}$	$\frac{0,024}{0,261}$	$\frac{0,030}{0,216}$
$\frac{\Sigma\zeta_i}{\mu}$	$\frac{1,4}{0,478}$	$\frac{2,8}{0,415}$	$\frac{4,2}{0,373}$	$\frac{5,6}{0,342}$	$\frac{7,0}{0,317}$

На основі проведених розрахунків будемо графіки залежності коефіцієнта витрати живильної труби від діаметра та довжини живильної труби, коефіцієнта шорсткості її стінок і коефіцієнта місцевих опорів труби (рис. 3), що дає можливість проаналізувати вплив вищеназваних параметрів на коефіцієнт витрати труби, а отже, і на тривалість робочого циклу вакуумної системи.

Побудовані графіки залежності параметрів  $l$ ,  $d$ ,  $n$  і  $\Sigma\zeta_i$  від  $\mu$  свідчать про те, що зі збільшенням  $l$ ,  $n$  і  $\Sigma\zeta_i$  коефіцієнт витрати живильної труби зменшується, а зі зменшенням коефіцієнта витрати тривалість робочого циклу вакуумної установки в разі постійної тривалості роботи вакуум-насоса в робочому циклі також зменшується, що призводить до збільшення витрат електроенергії й подорожчання робочого процесу вакуумної установки. Отже, для економії енергоресурсів

сів під час експлуатації вакуумної установки довжину, коефіцієнт шорсткості й коефіцієнт місцевих опорів живильної труби вакуумної системи варто якомога зменшувати [5].

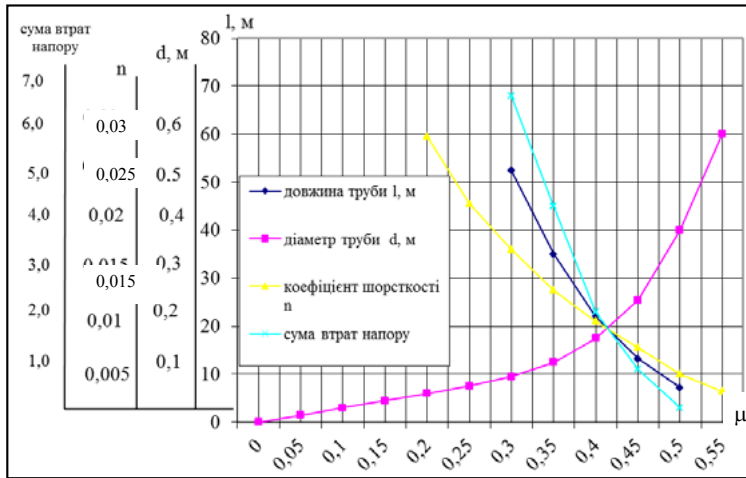


Рис. 3. Графіки залежності  $l$ ,  $n$ ,  $d$  і суми втрат напору ( $\Sigma\zeta$ ) від коефіцієнта витрати  $\mu$

Аналізуючи криву  $\mu=f(d)$ , бачимо, що  $\mu$  невідносно зростає зі збільшенням діаметра живильної труби  $d$ .

Висновки і пропозиції. Аналіз експериментальних досліджень і чисельних розрахунків робочих циклів вакуумних систем на ЕОМ свідчить, що двом однаковим вакуумним насосам при однакових значеннях параметра живильних труб різних діаметрів  $\mu S_T$  відповідатиме один і той самий графік робочого циклу вакуумної установки. Це дало змогу, користуючись теорією подібності, при всіх інших однакових умовах поширити результати одного дослідження, який проводиться в лабораторії, на живильні труби інших розмірів.

На установці з робочою живильною трубою  $d_m=200$  мм проведено серію дослідів, метою яких було визначення параметра  $\mu S_T$  цієї труби при різних значеннях відкриття засувки на ній, сутність яких полягала у визначенні характеристик робочих циклів вакуумної установки. З усіх значень  $\mu S_T$ , отриманих для певного виходу шпинделя  $h$ , за розрахунковий береться середньоарифметичний параметр  $\bar{\mu} \bar{S}_T$ .

Проведена лабораторна перевірка цього положення на живильних трубах з діаметром 50 і 81,5 мм показала добру збіжність основних параметрів робочого циклу, що доводить правильність висунутого вище положення.

Так як параметр  $\mu S_T$  включає в себе низку простих елементів і понять, таких як діаметр живильної труби  $d$ , довжина її  $l$ , коефіцієнт шорсткості стінок  $n$  і сумарний коефіцієнт опору місцевих утрат  $\Sigma\zeta$ , то, використовуючи як вихідні обмежену кількість параметрів  $\mu S_T$ , можна досліджувати вплив на робочий процес практично безмежної кількості вищеназваних елементів і понять. Для цього нами встановлено функціональну залежність  $\mu S_T=f(d, l, n, \Sigma\zeta)$ . Зі збільшенням діаметра труби параметр  $\mu S_T$  зростає, а в разі зростання  $l$ ,  $n$  і  $\Sigma\zeta$  він, навпаки, зменшується. Отже, у результаті проведених досліджень розкрито, по суті, принцип математичного моделювання робочого процесу вакуумної установки.

Наявність графіка  $t_{\mu}=f(\mu_{ST})$  дає змогу виконати економічне обґрунтування діаметра живильної труби. Проведений нами розрахунок ураховує вплив близько тридцяти різних параметрів на технологічний процес вакуумної установки.

Зі збільшенням довжини, коефіцієнта шорсткості живильної труби та суми втрат напору в ній коефіцієнт витрати живильної труби зменшується, а зі зменшенням коефіцієнта витрати  $\mu$  тривалість робочого циклу вакуумної установки в разі постійної тривалості роботи вакуум-насоса в робочому циклі також зменшується, що призводить до збільшення витрат електроенергії й подорожчання робочого процесу вакуумної установки. Отже, для економії енергоресурсів під час експлуатації вакуумної установки довжину, коефіцієнт шорсткості й коефіцієнт місцевих опорів живильної труби вакуумної системи варто якомога зменшувати.

Результати наукових досліджень опубліковані в працях [5; 7; 9].

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ:

1. Рекомендации по проектированию систем заливки центробежных насосов/подред. Н.А. Палишкина, А.В. Подласова, В.А. Строчак. Киев: УкрНИИГиМ, 1981. 42 с.
2. Агроскин И.И., Дмитриев Г.Т., Пикалов Ф.И. Гидравлика / под общ. ред. И.И. Агроскина. Москва-Ленинград: Энергия, 1964. 352 с.
3. Дружинин Г.В. Надёжность автоматизированных производственных систем. Москва: Энергоатомиздат, 1986. 480 с.: ил.
4. Справочник по гидравлическим расчетам / под ред. П.Г. Киселёва. Москва: Энергия, 1972. 312 с.
5. Філіпович Ю.Ю. Моделювання робочого циклу вакуумної установки. Вісник Рівненського державного технічного університету. Вип. 2. Ч. 1: Гідромеліорація і гідротехнічне будівництво. Рівне, 1999. С. 237–240.
6. Філіпович Ю.Ю. Вплив розмірів елементів вакуумної системи автоматизованої насосної станції на тривалість її робочого циклу. Водне господарство України. 1999. № 5–6. С. 39–41.
7. Назаров М.Т., Філіпович Ю.Ю. Робочий процес вакуумної установки автоматизованої насосної станції і зв'язок його з параметрами живильної труби. Вісник РДТУ. Серія «Гідромеліорація і гідротехнічне будівництво». Рівне, 1999. Спецвипуск. С. 145–151.
8. Назаров Н.Т. Вакуумные установки автоматизированных насосных станций настоящего и будущего. Лабораторные исследования, теоретические изыскания, гидравлические расчеты. Ровно: Изд-во РГТУ, 1999. 112 с.
9. Филипович Ю.Ю. Установка для заливки центробежных насосов мелиоративных насосных станций. Проблемы мелиоративного строительства и водохозяйственного обустройства на современном этапе. Горки: БСХА, 2000. С. 125–129.