

Глазков М.М., канд. техн. наук,  
 Башта О.Т., канд. техн. наук,  
 Романенко В.Г., канд. техн. наук,  
 Сивашенко Т.І., канд. техн. наук

Національний авіаційний університет (м. Київ)

## КАВИТАЦІЙНИЙ РОЗРАХУНОК ВХІДНИХ МАГІСТРАЛЕЙ ОБ'ЄМНИХ НАСОСІВ ЗМІННОЇ ПОДАЧІ

*Представлена методика кавитационного расчета входных магистралей объемных насосов переменной подачи, которая позволяет определить возникновение кавитации на разных режимах работы и оптимизировать геометрические параметры питающего трубопровода*

*Cavitations calculations method of incoming main-lines volumetrical pumps of variable feed, which allows to determine the beginning of cavitations at different work regimes and to optimize geometrical parameters of incoming pipelines is presented*

**Вступ.** В авіаційному гідроприводі великої потужності, як джерела живлення, широко розповсюдження мають аксіально-поршневі насоси регульованої подачі. Режими роботи насоса, при яких відбувається виділення повітря і кавітація, супроводжуються підвищеним шумом, зниженням подачі, інтенсивними коливаннями тиску. Негативними наслідками цих явищ є ерозія деталей, втомлювальне руйнування трубопроводів, зниження в'язкості робочої рідини, її забруднення продуктами зносу.

Крім того, підвищений рівень коливань тиску в нагнітаючих магістралях, обумовлений процесами кавітації й аерації, є причиною виникнення вібрацій трубопроводів рідинної системи, ініціює хибне включення регулюючої апаратури. Кавітаційні коливання тиску є однією з причин розгерметизації гідравлічної системи. Вони також сприяють розвитку незатухаючих коливань клапанів, золотників, сервопоршнів, що приводить їх до передчасного зносу, появи наклепу і задирів на робочих поверхнях. Таким чином, процеси кавітації й аерації знижують надійність і довговічність не тільки насосів, але і гідроустаткування в цілому.

**Постановка проблеми.** Однією з головних причин виникнення кавітації в насосах є зниження тиску у вхідній магістралі. Фактори, що обумовлюють падіння тиску у вхідних лініях об'ємних насосів гідравлічної системи літака, представлені на рис.1. Зниження тиску в основному визначається гідравлічними втратами на тертя, в місцевих опорах, інерційними втратами. Вони в свою чергу залежать від властивостей і стану робочої рідини і геометричних параметрів вхідного трубопроводу. Тобто, для забезпечення безкавітаційної роботи насоса при певній рідині необхідно мати оптимізовані геометричні параметри

всмоктуючих трубопроводів. Що стосується довжини вхідного трубопроводу, то він повинен бути якомога коротким і мати мінімальну кількість місцевих опорів.

Одним із головних параметрів кавітаційного розрахунку є діаметр вхідного трубопроводу, так як його малі розміри ведуть до значних гідравлічних втрат, а великі – сприяють виділенню повітря, збільшуючи час на розвиток газової кавітації. Проте, великі значення діаметрів трубопроводів зменшують інерційні втрати і втрати на тертя.

**Мета роботи.** Розробити методику розрахунку вхідних магістралей об'ємних насосів змінної подачі, що дозволяє визначити виникнення кавітації, а також оптимізувати геометричні параметри вхідних трубопроводів.

**Методика розрахунку.** Для проектного розрахунку діаметра вхідного трубопроводу з урахуванням його довжини, розглянемо умови виділення повітря і виникнення кавітації, використовуючи схему вхідної магістралі аксіально-поршневого насоса (рис. 2).

Складемо рівняння Бернуллі для потоку робочої рідини у вхідному трубопроводі відповідно для перетину 1-1 і 2-2:

$$p_{\text{в}} = p_{\text{вх}} \pm \rho g H + \frac{\alpha v^2}{2} + \Delta p_{\text{тр}} + \sum p_{\text{м}} + p_{\text{ін}} ; (1)$$

$$p_{\text{вх}} = p_{\text{в}} \pm \rho g H - \frac{\alpha v^2}{2} - \Delta p_{\text{тр}} - \sum p_{\text{м}} - p_{\text{ін}} , (2)$$

де  $p_{\text{в}}$ ,  $p_{\text{вх}}$  – тиск в гідробаці і на вході в насос;  $\rho$  – густина робочої рідини;  $v$  – швидкість потоку рідини на вході в насос;  $\alpha$  – коефіцієнт Кореоліса, який враховує нерівномірність поля швидкостей в площині перетину всмоктуючого трубопроводу;  $\Delta p_{\text{тр}}$ ,  $\sum p_{\text{м}}$ ,  $\sum p_{\text{ін}}$  – гідравлічні втрати на тертя, сумарні втрати в місцевих опорах, інерційні втрати.

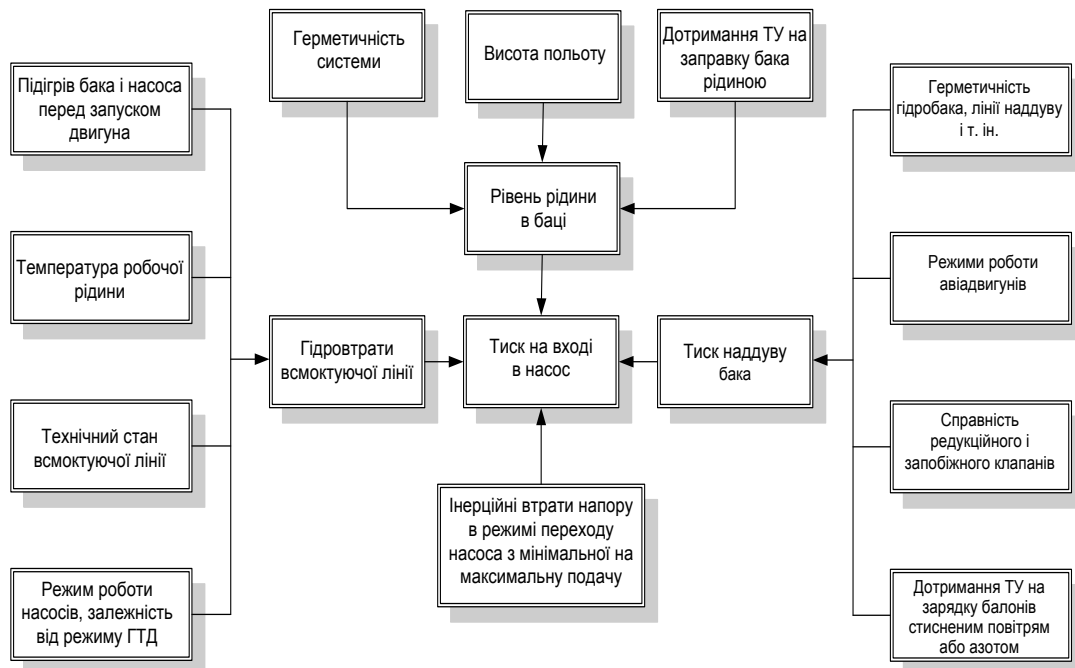


Рис. 1. Фактори, що обумовлюють зниження тиску у входній магістралі об'ємного насоса гідравлічної системи літака

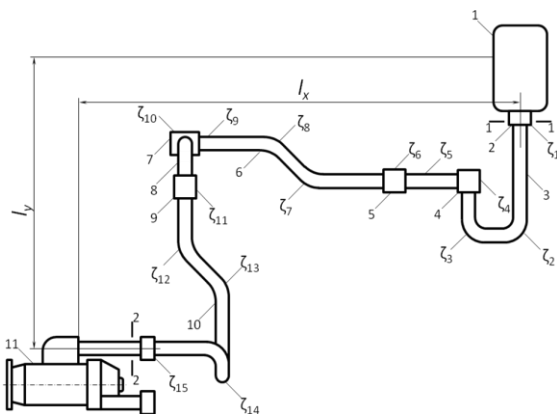


Рис. 2. Схема монтажу входного трубопроводу від гідробака до насоса НП-89Д, розташованому на лівому двигуні літака Ту-154: 1 – бак гідросистеми; 2 – патрубок; 3 – труба; 4 – трійник; 5 – перехідник; 6 – труба; 9 – клапан роз'ємний; 10 – шланг; 11 – насос НП-89Д.  $l_x = 3,2$  м,  $l_y = 2,1$  м,  $l_{1-4} = 0,8$  м,  $l_{4-9} = 2,6$  м,  $l_{9-12} = 3,0$  м,  $d_{1-4} = 0,038$  м,  $d_{4-9} = 0,03$  м,  $d_{9-12} = 0,024$  м.

Із виразу (2) слідує, що для забезпечення роботи насоса без кавітації і виділення повітря при всмоктуванні потрібно передати рідині енергію, яка потрібна для подолання всіх гідравлічних опорів і створення деякого її запасу на вході. Джерелом необхідної енергії може служити тиск наддуву гідробака. Проте, його величина є обмеженою, і крім того, частина енергії втрачається у вигляді гідравлічних втрат.

Наявність невеликого запасу енергії та величини тиску, що забезпечують без кавітаційну роботу насосів обумовлює підвищені вимоги до розрахунку всмоктуючих трубопроводів.

Для проектного вибору діаметра входного трубопроводу необхідно знати тиск на вході в насос  $[p_{ex}]$  та втрати в лінії всмоктування  $[p_{\Gamma}]$ , що допускаються:

$$[p_{ex}] = p_6 - [p_{\Gamma}]. \quad (3)$$

Сумарні гідравлічні втрати без врахування інерційних сил можна представити у вигляді:

$$\Sigma \Delta p_{\Gamma} = \Delta p_{mp} + \Sigma \Delta p_m + \frac{\alpha \rho v^2}{2}; \quad (4)$$

$$\Sigma p_{\Gamma} = \frac{\lambda \rho l v}{2d} + \frac{\Sigma \zeta_m \rho v^2}{2} + \frac{\alpha \rho v^2}{2}, \quad (5)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт втрат на тертя рідини у входному трубопроводі;  $l$  – довжина лінії всмоктування;  $d$  – діаметр всмоктуючого трубопроводу;  $\zeta_m$  – коефіцієнт опору.

В розрахунках часто виражають місцеві гідравлічні втрати через еквівалентні довжини трубопроводу, тобто фактичну довжину трубопроводу збільшують на довжину, еквівалентну по своєму опору величині місцевих опорів.

$$l_{роз} = l_{фак} + l_{екв}; \quad (6)$$

$$\frac{\zeta_m \rho v^2}{2} = \frac{l_{екв} \rho \lambda v^2}{2d}; \quad (7)$$

$$l_{екв} = \frac{d \zeta_m}{\lambda}. \quad (8)$$

З урахуванням вищевказаного вираз (5) приймає наступний вигляд:

$$\Sigma \Delta p_r = \frac{l_{\text{роз}} \lambda \rho v^2}{2d} + \frac{\alpha \rho v^2}{2}. \quad (9)$$

Останнє рівняння перетворимо шляхом підстановки в нього співвідношень

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad \text{і} \quad \lambda = \frac{64\nu}{dv}, \quad (10-11)$$

де  $\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини;  $Q$  – витрати рідини.

$$\Sigma \Delta p_r = \frac{64\nu l_{\text{роз}} \rho v^2}{2vd^2} + \frac{16\alpha \rho Q^2}{2\pi^2 d^4}. \quad (12)$$

$$\Sigma \Delta p_r = \frac{8\alpha \rho Q^2 + 128\nu l_{\text{роз}} Q \pi}{d^4 \pi^2}. \quad (13)$$

Таким чином, діаметр всмоктуючого трубопроводу може бути розрахований по формулі:

$$d = \sqrt[4]{\frac{8\alpha \rho Q^2 + 128\nu l_{\text{роз}} Q \pi}{\pi^2 \Sigma \Delta p_r}}. \quad (14)$$

**Інерційні втрати.** При розрахунку різних систем гідроприводу особливо з великими швидкостями і прискореннями, часто доводиться враховувати особливості, характерні для невстановленого руху рідини. До таких особливостей відносяться інерційні сили, що виникають в рідині. Нехтування цими особливостями може привести до значних помилок в розрахунках.

При розгляді вхідних магістралей об'ємних насосів потрібно враховувати, що тиск на вході в насос може знизитися до критичного значення із-за інерційних явищ. Надійних аналітичних методів розрахунку критичного значення тиску на вході в насос не існує. Деякі фактори в існуючих методиках розрахунку не враховуються, наприклад, різке зниження тиску, пов'язане з спорожненням бака при зарядці гідроаккумулятора. При дії сил інерції переносного руху на рідину інерційні втрати тиску в трубопроводі визначають по формулі:

$$\Delta p_{in} = \rho j l, \quad (15)$$

де  $j$  – прискорення при переносному русі;  $l$  – довжина трубопроводу.

Для визначення величини інерційного прискорення рідини необхідно знати значення приросту швидкості потоку  $\Delta v$  у вхідному трубопроводі за деякий час  $\Delta t$ .

$$j = \frac{\Delta v}{\Delta t}. \quad (16)$$

Значення  $\Delta t$  можна визначити експериментально. Наприклад, у випадку переходу насоса з режиму холостого ходу на режим максимальної подачі. Для деяких типів насосів

час  $\Delta t$  представлено у табл. 1 згідно [1]. Для насосів величина часу переходу різна і визначається не тільки його типом, але і технічним станом.

Таблиця 1

**Час перехідного режиму для деяких типів насосів**

Тип насосу	НП-34	НП-43	НП-70	НП-89	НП-96
$\Delta t_0$ – max, с	0,25	0,24	0,2	0,10	0,25
$\Delta t_{\text{max}}$ – 0, с	0,3	0,3	0,31	0,30	0,40

При розгляді дії інерційних сил використовують величину перенавантаження  $n$ , яка визначається по формулі:

$$n = \frac{j}{g}, \quad (17)$$

де  $g$  – прискорення сили тяжіння.

Слід зазначити, що втрати напору на подолання інерційних сил переносного руху залежать від величини і напрямку перенавантажень, що виникли при русі літака і розмірів трубопроводу вхідної магістралі:

$$\begin{aligned} \Delta p_{nx} &= g \rho l_x n_x; \quad \Delta p_{ny} = g \rho l_y (n_y - 1); \\ \Delta p_{nz} &= g \rho l_z n_z. \end{aligned} \quad (18)$$

де  $l_x, l_y, l_z$  – проекції довжини всмоктуючої магістралі на відповідні осі літака;  $n_x, n_y, n_z$  – проекції повного перенавантаження літака в напрямку відповідних його осей.

Повне перевантаження визначається співвідношенням:

$$n = \sqrt{n_x^2 + n_y^2 + n_z^2}. \quad (19)$$

З урахуванням інерційних втрат формула проектного розрахунку вхідного трубопроводу приймає наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \Sigma p_r &= \frac{8\alpha \rho Q^2}{d^4 \pi^2} + \frac{128\nu \pi l_{\text{роз}} Q}{d^4 \pi^2} + \\ &+ \rho j l + \Delta p_{nx} + \Delta p_{ny} + \Delta p_{nz}; \\ &\Sigma \Delta p_r d^4 \pi^2 - d^4 \pi^2 (\rho j l + \\ &+ \sqrt{(\rho g l_x n_x)^2 + (\rho g l_y (n_y - 1))^2 + (\rho g l_z n_z)^2} - \\ &- (8\alpha \rho Q^2 + 128\nu \pi l_{\text{роз}} Q)) = 0 \end{aligned} \quad (20)$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{8\alpha \rho Q^2 + 128\nu \pi l_{\text{роз}} Q}{\pi^2 (\Sigma \Delta p_r - \rho j l - \sqrt{(\rho g l_x n_x)^2 + (\rho g l_y (n_y - 1))^2 + (\rho g l_z n_z)^2})}}. \quad (21)$$

Для існуючих типів насосів, якщо відома його кавітаційна характеристика, знаходять тиск на вході в насос або кавітаційний запас насоса у відповідності з ГОСТ 17378-83 і порівнюють знайдені значення з кавітаційним запасом, що допускається.

**Приклад розрахунку.** В якості прикладу розрахуємо параметри вхідного трубопроводу, які визначають безкавітаційну роботу насоса НП-89Д (літак Ту-154). Розрахунки проводять на основі даних, які отримані в ході експериментальних дослідів, а також тих, які наведені в таблицях 1 і 2 даної методики.

1. Визначаємо величину гідравлічних втрат в лінії всмоктування із співвідношення (3):

$$[\Delta p_r] = p_\delta - [p_{ex}];$$

$$[\Delta p_r] = 320 - 150 = 170 \text{ КПа}.$$

Значення  $p_\delta$  для насоса НП-89Д вибираємо з табл. 2. Прийемо тиск, що допускається на вході  $[p_{ex}]$ , як тиск початку розвитку кавітації в насосі. Його значення визначається експериментально. Для насоса НП-89Д цей тиск складає 150 КПа.

2. Розрахункову довжину вхідного трубопроводу визначимо з формули:

$$l_{роз} = l_{факт} + l_{екв}$$

Фактична довжина  $l_{факт}$  вхідного трубопроводу, що живить насос НП-89Д, який розташований на лівому двигуні літака Ту-154, складає 6,4 м. З урахуванням схеми монтажу вхідного трубопроводу від гідробака до насоса НП-89Д (рис. 2) і даних про величину місцевих опорів визначимо значення еквівалентної довжини по формулі (8).

При плавному повороті труби круглого поперечного перетину коефіцієнти опору рекомендуються знаходити по формулі:

$$\zeta_a = \zeta_{90} A.$$

Таблиця 2

**Основні параметри авіаційних об'ємних насосів**

Тип насоса	Частота $n$ , об/хв	Подача $Q$ , л/хв	Тиск нуль. под. $P$ , МПа	Вхід тиск $P$ , МПа	Тиск нагніт $P$ , МПа	Діаметр труб $d$ , мм	Шв. руху рід у вх. тр $V$ , м/с	№ зав. кав. доп.	№	Найменування опору	$\alpha$	$A$	$\zeta_{90}$	$\zeta_{кв}$	$\frac{d}{R}$	$\zeta_m$	$l_{екв}$
НП 25-5	2200	17	-	0,05-1,20	22,0	-	-	6-8	1	Патрубок	-	30	-	0,5	-	0,50	0,79
НП-27	4000	1,7	-	0,20-0,30	18,5	-	-	-	2	Згин труби	90	1	0,2	-	0,28	0,20	0,31
									3	Згин труби	90	1	0,2	-	0,32	0,21	0,33
									4	Трійник	-	150	-	0,3	-	0,40	0,62
НП-34	4000	38	19,0-20,5	0,17-0,35	18,0	16	-	-	5	Згин труби	120	1,1	0,18	-	0,21	0,19	0,29
									6	Перехідник	135	600	-	0,4	-	0,70	0,37
НП-43	4000	40	20,5-22,0	0,11-0,22	20,0	24	1	20-22	7	Згин труби	120	1,1	0,17	-	0,20	0,19	0,29
									8	Згин труби	140	1,2	0,20	-	0,26	0,24	0,37
НП-70	40100	60	20,3-22,0	0,24-0,56	18,0	17	-	-	9	Згин труби	80	0,9	0,15	-	0,16	0,14	0,23
									10	Перехідник	-	-	-	-	-	0,12	0,18
									11	Клапан	-	-	-	-	-	0,90	1,40
НП-72	4000	38	20,0-21,6	0,12-0,22	18,0	-	-	-	12	Згин труби	90	1	0,15	-	0,21	0,15	0,23
									13	Згин труби	160	1,2	0,16	-	0,17	0,20	0,31
НП-85	4000	90	19,3-21,0	0,22-0,45	19,5	42	-	-	14	Згин труби	160	1,2	0,10	-	0,07	0,12	0,18
									15	Згин труби	100	1	0,15	-	0,15	0,15	0,23
НП-89	4000	55	20,6-22,6	0,14-0,34	19,6	24	2	16-18	15	Згин труби	160	1,2	0,10	-	0,07	0,12	0,18
									16	Згин труби	100	1	0,15	-	0,15	0,15	0,23
НП-96	3600	75	19,7-21,5	0,09-0,55	17,7	-	-	-	17	Згин труби	160	1,2	0,10	-	0,07	0,12	0,18
									18	Згин труби	100	1	0,15	-	0,15	0,15	0,23
НП-107	2500	155	20,3-22,0	0,30-0,50	19,0	-	-	-	19	Згин труби	160	1,2	0,10	-	0,07	0,12	0,18
									20	Згин труби	100	1	0,15	-	0,15	0,15	0,23

НП-72	4000	38	20,0-21,6	0,12-0,22	18,0	-	-	18-20
НП-85	4000	90	19,3-21,0	0,22-0,45	19,5	42	-	-
НП-89	4000	55	20,6-22,6	0,14-0,34	19,6	24	2	16-18
НП-96	3600	75	19,7-21,5	0,09-0,55	17,7	-	-	-
НП-107	2500	155	20,3-22,0	0,30-0,50	19,0	-	-	-

Коефіцієнт  $\zeta_{90}$  визначається по формулі А. Д. Альшуля:

$$\zeta_{90} = \left[ 0,2 + 0,001(100\lambda)^8 \sqrt{\frac{d}{R}} \right],$$

де  $d$  – діаметр трубопроводу;  $R$  – радіус зкруглення.

Значення опорів в трійнику, при вході з гідробаку в трубу, перехіднику з кутом повороту розраховуються також по формулі, запропонованій А. Д. Альшулем:

$$\zeta = \zeta_{кв} + \frac{A}{Re}$$

де  $\zeta_{кв}$  – значення коефіцієнта місцевого опору в квадратичній області;  $Re$  – число Рейнольдса.

Таблиця 3

**Значення деяких типів місцевих опорів з урахуванням числа Рейнольда**

Найменування опору	Re	$\zeta$	Re	$\zeta$	Re	$\zeta$
Патрубок	1100	0,52	1700	0,51	2200	0,50
Трійник	1100	0,44	1700	0,42	2200	0,40
Перехідник	1100	0,94	1700	0,76	2200	0,70

Таблиця 4

**Значення місцевих опорів вхідного трубопроводу насоса НП-89Д і відповідних ним величин еквівалентних довжин**

№	Найменування опору	$\alpha$	$A$	$\zeta_{90}$	$\zeta_{кв}$	$\frac{d}{R}$	$\zeta_m$	$l_{екв}$
1	Патрубок	-	30	-	0,5	-	0,50	0,79
2	Згин труби	90	1	0,2	-	0,28	0,20	0,31
3	Згин труби	90	1	0,2	-	0,32	0,21	0,33
4	Трійник	-	150	-	0,3	-	0,40	0,62
5	Згин труби	120	1,1	0,18	-	0,21	0,19	0,29
6	Перехідник	135	600	-	0,4	-	0,70	0,37
7	Згин труби	120	1,1	0,17	-	0,20	0,19	0,29
8	Згин труби	140	1,2	0,20	-	0,26	0,24	0,37
9	Згин труби	80	0,9	0,15	-	0,16	0,14	0,23
10	Перехідник	-	-	-	-	-	0,12	0,18
11	Клапан	-	-	-	-	-	0,90	1,40
12	Згин труби	90	1	0,15	-	0,21	0,15	0,23
13	Згин труби	160	1,2	0,16	-	0,17	0,20	0,31
14	Згин труби	160	1,2	0,10	-	0,07	0,12	0,18
15	Згин труби	100	1	0,15	-	0,15	0,15	0,23

16	Штуцер	-	-	-	-	-	0,15	0,23
Сумарне значення							4,52	6,36

Значення вказаних місцевих опорів, розрахованих з урахуванням різної величини значень числа Рейнольдса, представлені в таблиці 3. Результати розрахунків всіх видів опорів і відповідних їм еквівалентних довжин представлені в таблиці 4.

Таким чином, розрахункова довжина складає:

$$l_{роз} = 6,4 + 6,79 = 13,19 \text{ м.}$$

3. Визначимо інерційні втрати:

$$p_{ин} = jgl + \sqrt{(n_x \rho g l_x)^2 + ((n_y - 1) \rho g l_y)^2 + (n_z \rho g l_z)^2};$$

$$p_{ин} = 18,3 \cdot 850 \cdot 6,4 +$$

$$+ \sqrt{(n_x \cdot 850 \cdot 9,81 \cdot 3,2)^2 + ((n_y - 1) \cdot 850 \cdot 9,81 \cdot 2,1)^2}.$$

Згідно норм льотної придатності літаків цивільної авіації максимальне перевантаження літака по осі ОХ повинна бути  $n_{x\max} \leq 1$ , по осі ОУ визначається співвідношенням:

$$n_{y\max} = 1 + \frac{250}{\sqrt{m}},$$

де  $m$  – польотна маса літака.

Для літаків типу Ту-154 рекомендується приймати наступні максимальні значення перевантажень:

$$n_x = {}^{+0,5}_{-0,3}, \quad n_y = {}^{+4,0}_{-0,5}, \quad n_z = 0.$$

Результати розрахунків інерційних втрат представлені в таблиці 5.

Таблиця 5

#### Результати розрахунку інерційних втрат тиску у вхідній магістралі насоса НП-89Д

№	$n_x$	$n_y$	$n_z$	$P_{nx}$ , КПа	$P_{ny}$ , КПа	$P_{nz}$ , КПа
1	0	0	0	0	0	100,036
2	1	0	0	26,68	0	126,319
3	0,3	0	0	8,00	0	108,041
4	-0,3	0	0	8,00	0	92,031
5	-0,3	-0,5	0	8,00	52,53	127,495
6	0,3	4,0	0	8,00	26,26	153,213

4. Знаходимо мінімальне значення діаметра вхідного трубопроводу, який здатен гранично забезпечувати безкавітаційну роботу насоса з урахуванням інерційних втрат по формулі (21):

$$d = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot 850 \cdot (0,0009166)^2 + 128 \cdot 3,14 \cdot 0,0009166 \cdot 0,0001319}{(3,14)^2 \cdot (170 - 153,213) \cdot 10^3}} =$$

$$= 14,8 \text{ мм.}$$

5. Визначаємо реальні гідравлічні втрати у вхідній магістралі з урахуванням довжин і діаметрів її ділянок (рис. 2).

$$\Delta p_r = \frac{150 \rho v Q \left[ \sum \left( \frac{l}{d} \right) + \sum \left( \frac{l}{d} \right)_{екв} \right]}{\pi d^3};$$

$$\Delta p_r = 150 \cdot 850 \cdot 10^{-5} \cdot 0,9166 \cdot 10^{-3} \cdot \left[ \frac{0,8}{0,038} + \frac{2,05}{0,038} \right] \cdot$$

$$\left( 3,14 \cdot (0,038)^3 \right)^{-1} + 150 \cdot 850 \cdot 10^{-5} \cdot$$

$$\cdot 0,9166 \cdot 10^{-3} \cdot \left[ \frac{2,6}{0,03} + \frac{3,13}{0,03} \right] \cdot \left( 3,14 \cdot (0,03)^3 \right)^{-1} +$$

$$+ 150 \cdot 850 \cdot 10^{-5} \cdot 0,9166 \cdot 10^{-3} \cdot \left[ \frac{3,0}{0,024} + \frac{1,18}{0,024} \right] \cdot$$

$$\cdot \left( 3,14 \cdot (0,024)^3 \right)^{-1} = 7,83 \text{ КПа.}$$

6. Визначаємо сумарні гідравлічні втрати:

$$\Sigma \Delta p_r = \Delta p_r + \Delta p_{ин};$$

$$\Sigma \Delta p_r = 7,83 + 153,213 = 161,0436 \text{ КПа.}$$

7. Визначаємо кавітаційний запас насоса НП-89Д у стаціонарному режимі роботи згідно ГОСТ 12378-83.

$$\Delta h = \frac{p_{ex} + \frac{\rho v^2}{2} - p_{нр}}{\rho g};$$

$$p_{ex} = p_o - p_r;$$

$$p_{ex} = 320 - 7,8306 = 312,1693 \text{ КПа};$$

$$\Delta h = \left( 312,1693 + \frac{850 \cdot (2,2)^2}{2} - 60 \right) (850 \cdot 9,81) = 37,67 \text{ м.}$$

Таким чином, кавітаційний запас насоса НП-89Д у стаціонарному режимі, забезпечує безкавітаційну роботу, так як задовольняє кавітаційний запас, що допускається (див. табл. 2).

**Висновок.** Таким чином, методика кавітаційного розрахунку вхідних магістралей об'ємних насосів змінної подачі, дозволяє визначати розрахунковим шляхом виникнення кавітації на різних режимах роботи, а також оптимізувати геометричні параметри вхідних трубопроводів з урахуванням інерційних втрат тиску. В якості критерію наявності кавітації служить кавітаційний запас, що допускається.

#### Літературні джерела

1. Глазков М.М., Ланецкий В.Г., Макаренко Н.Г., Челюканов И.П., Кавитация в жидкостных системах воздушных судов. – К.: КИИГА, 1987. – 64 с.