

ISSN 1994-4691

Всеукраїнський

науково-технічний

журнал

**ПРОМИСЛОВА
ГІДРАВЛІКА І
ПНЕВМАТИКА**

2(28)

2010

ISSN 1994-4691



9 771994 469005

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

Національний авіаційний університет, м. Київ

КАВІТАЦІЙНИЙ 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 широке розповсюдження мають аксіально-поршневі насоси регульованої подачі. Режими роботи насоса, за 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 рідиної системи, ініціює хлибне включення регулюючої апаратури. Кавітаційні коливання тиску є однією з причин розгерметизації гідравлічної системи. Вони також сприяють розвитку незатухаючих коливань клапанів, золотників, сервопоршнів, що призводить їх до передчасного зносу, появи наклепу і залірів 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 коротшим і мати мінімальну кількість місцевих опорів.

Одним із головних параметрів кавітаційного розрахунку є діаметр вхідного трубопроводу, через те що 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 перетини 1-1 і 2-2:

$$p_0 = p_{вх} \pm \rho g H + \frac{\alpha v^2}{2} + \Delta p_{тр} + \sum p_v + p_m \quad (1)$$

$$p_{вх} = p_0 \pm \rho g H - \frac{\alpha v^2}{2} - \Delta p_{тр} - \sum p_v - p_m \quad (2)$$

де $p_0, p_{вх}$ – тиск у гідробаті і на вході в насос; ρ – густина робочої рідини; v – швидкість потоку рідини на вході в насос; α – коефіцієнт Коріоліса, який враховує нерівномірність поля швидкостей в площині перетину всмоктуючого трубопроводу; $\Delta p_{тр}, \sum p_v, \sum p_m$ – гідравлічні втрати на тертя, сумарні втрати в місцевих опорах, інерційні втрати.

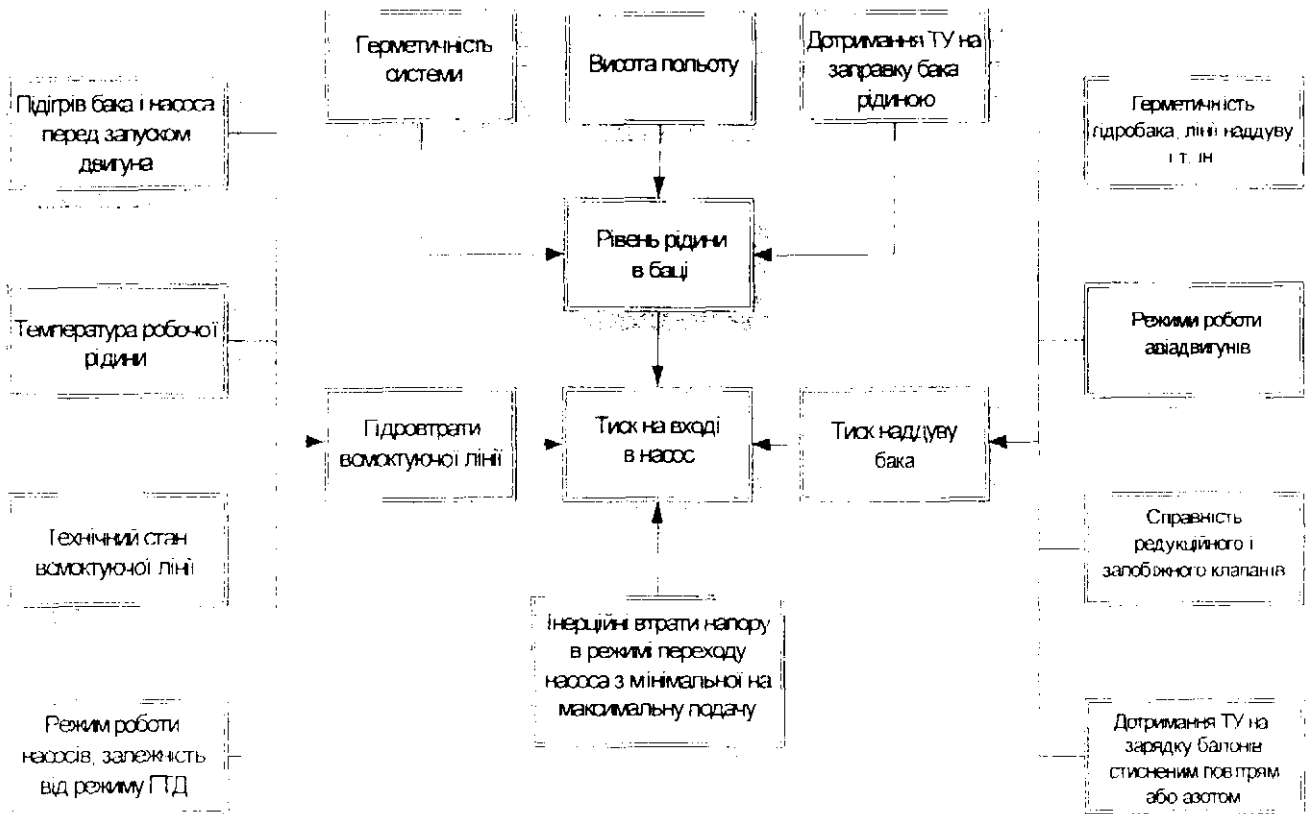


Рис. 1. Фактори, що обумовлюють зниження тиску у входній магістралі об'ємного насосу гідравлічної системи літака.

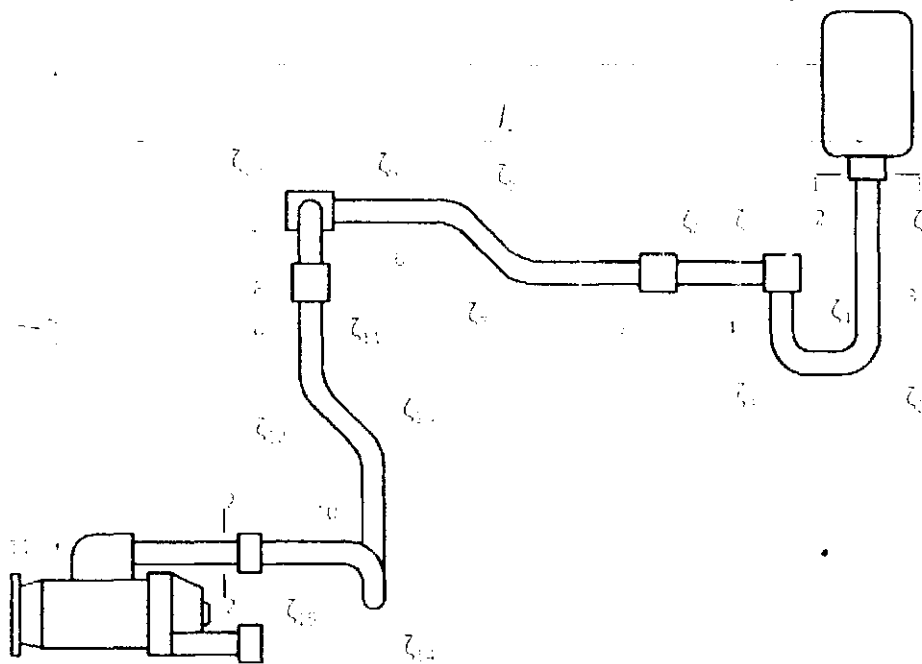


Рис. 2. Схема монтажу входного трубопроводу від гідробака до насоса НП-89Д, розташованому на лівому двигуні літака Ту-154: 1 – бак гідросистеми; 2 – патрубок; 3 – труба; 4 – трійник; 5 – перехідник; 6 – труба; 9 – клапан роз'ємний, 10 – шланг; 11 – насос НП-89Д.

$$l_1 = 3,2 \text{ м}, l_2 = 2,1 \text{ м}, l_{1,4} = 0,8 \text{ м}, l_{2,9} = 2,6 \text{ м}, l_{9,11} = 3,0 \text{ м}, d_{1,4} = 0,038 \text{ м}, d_{2,9} = 0,03 \text{ м}, d_{9,11} = 0,024 \text{ м}.$$

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 безкавітаційну роботу насосів, обумовлює підвищені вимоги до розрахунку всмоктуючих трубопроводів.

Для проектного вибору діаметра вхідного трубопроводу необхідно знати тиск на вході в насос $[p_{ав}]$ та втрати в лінії всмоктування $[p_f]$, що допускаються:

$$[p_{ав}] = p_0 - [p_f]. \quad (3)$$

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

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

$$\Delta p_f = \frac{\lambda \rho l v}{2d} + \frac{\Sigma \zeta_u \rho v^2}{2} + \frac{\alpha \rho v^2}{2}, \quad (5)$$

де λ – коефіцієнт втрат на тертя рідини у вхідному трубопроводі; l – довжина лінії всмоктування; d – діаметр всмоктуючого трубопроводу; ζ_u – коефіцієнт опору.

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

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

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

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

З урахуванням вищевказаного вираз (5) приймає наступний вигляд

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

Останнє рівняння перетворимо шляхом підстановки в нього співвідношень

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

де ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини; Q – витрати рідини.

$$\Sigma \Delta p_f = \frac{64 \nu_{прз} \rho v^2}{2 \pi d^2} + \frac{16 \alpha \rho Q^2}{2 \pi^2 d^4}, \quad (12)$$

$$\Sigma \Delta p_f = \frac{8 \alpha \rho Q^2 + 128 \nu_{прз} Q \pi}{d^4 \pi^2}. \quad (13)$$

Таким чином, діаметр всмоктуючого трубопроводу може бути розрахований за формулою

$$d = \sqrt[4]{\frac{8 \alpha \rho Q^2 + 128 \pi \nu_{прз} Q}{\pi^2 \Sigma \Delta p_f}}. \quad (14)$$

Інерційні втрати

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

При розгляді вхідних магістралей об'ємних насосів потрібно враховувати, що тиск на вході в насос може знизитися до критичного значення через інерційні явища. 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 зі спорожненням бака при зарядці гідроакумулятора. При дії сил інерції переносного руху на рідину інерційні втрати тиску в трубопроводі визначають за формулою

$$\Delta p_m = \rho j l, \quad (15)$$

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

Для знаходження величини інерційного прискорення рідини необхідно знати значення приросту швидкості потоку Δv у вхідному трубопроводі за деякий час Δt .

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

Значення Δt можна визначити експериментально. Наприклад, у випадку переходу насоса з режиму холостого ходу на режим максимальної подачі. Для деяких типів насосів час 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 насоса	НП-34	НП-43	НП-70	НП-89	НП-96
$\Delta t_0 - \max, c$	0,25	0,24	0,2	0,10	0,25
$\Delta t_{\max} - 0, c$	0,3	0,3	0,31	0,30	0,40

При розгляді дії інерційних сил використовують величину перевантаження n , яка визначається за формулою

$$n = \frac{J}{g}, \tag{17}$$

де g – прискорення сили тяжіння.

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

$$\Delta p_{nx} = g\rho l_x n_x; \Delta p_{ny} = \rho g l_y (n_y - 1); \Delta p_{nz} = \rho g l_z n_z, \tag{18}$$

де l_x, l_y, l_z – проекції довжини всмоктуючої магістралі за відповідними осями літака; n_x, n_y, n_z – проекції повного перенавантаження літака за напрямком відповідних його осей.

Повне перевантаження визначається співвідношенням

$$n = \sqrt{n_x^2 + n_y^2 + n_z^2}. \tag{19}$$

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

$$\Sigma p_f = \frac{8\alpha\rho Q^2}{d^5\pi^2} + \frac{128\nu\pi l_{\text{пов}}Q}{d^4\pi^2} + \rho l + \Delta p_{nx} + \Delta p_{ny} + \Delta p_{nz}; \tag{20}$$

$$\Sigma \Delta p_f d^5\pi^2 - d^5\pi^2(\rho l + \sqrt{(\rho g l_x n_x)^2 + (\rho g l_y (n_y - 1))^2 + (\rho g l_z n_z)^2} - (8\alpha\rho Q^2 + 128\nu\pi l_{\text{пов}}Q)) = 0$$

$$d = \sqrt[5]{\frac{8\alpha\rho Q^2 + 128\nu\pi l_{\text{пов}}Q}{\pi^2(\Sigma \Delta p_f - \rho l - \sqrt{(\rho g l_x n_x)^2 + (\rho g l_y (n_y - 1))^2 + (\rho g l_z n_z)^2})}}. \tag{21}$$

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 методички.

1. Визначимо величину гідравлічних втрат у лінії всмоктування із співвідношення (3):

$$[\Delta p_f] = p_{\text{вх}} - [p_{\text{вх}}];$$

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

Значення $p_{\text{вх}}$ для насоса НП-89Д вибираємо з табл. 2. Приймемо тиск, що допускається на вході $[p_{\text{вх}}]$, як тиск початку розвитку кавітації в насосі. Його значення визна-

чається експериментально. Для насоса НП-89Д цей тиск складає 150 КПа.

2. Розрахункову довжину вхідного трубопроводу визначимо за формулою

$$l_{\text{роз}} = l_{\text{факт}} + l_{\text{екв}}.$$

Фактична довжина $l_{\text{факт}}$ 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 за формулою (8).

При плавному повороті труби круглого поперечного перетину коефіцієнти опору рекомендується знаходити за формулою

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

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_1 , МПа	Тиск нагніт. P_2 , МПа	Діаметр вх. труб d , мм	Шв. рід у вх. тр. V , м/с	Доп. зап. h , м
НП 25-5	2200	17	-	0,05-1,20	22,0	-	-	6-8
НП-27	4000	1,7	-	0,20-0,30	18,5	-	-	-
НП-34	4000	38	19,0-20,5	0,17-0,35	18,0	16	-	-
НП-43	4000	40	20,5-22,0	0,11-0,22	20,0	24	1	20-22
НП-70	40100	60	20,3-22,0	0,24-0,56	18,0	17	-	-
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 ζ_{90} визначається за формулою А.Д. Альтшуля:

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

де d – діаметр трубопроводу; R – радіус зкруглення.

Значення опорів в трійнику, при вході з гідробаку в трубу, перехіднику з кутом повороту розраховуються також за формулою А.Д. Альтшуля

$$\zeta = \zeta_{\text{кр}} + \frac{A}{\text{Re}}$$

де $\zeta_{\text{кр}}$ — значення коефіцієнта місцевого опору в квадратичній області; Re — число Рейнольдса.

Таблиця 3
Значення деяких типів коефіцієнтів місцевих опорів з урахуванням числа Рейнольдса

Найменування опору	Re	ζ	Re	ζ	Re	ζ
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	α	A	ζ_{90}	ζ_{180}	$\frac{d}{R}$	$\zeta_{\text{в}}$	$l_{\text{екв}}$
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, наведено в таблиці 3. Результати розрахунків всіх видів опорів і відповідних їм еквівалентних довжин наведено в таблиці 4.

Таким чином, розрахункова довжина складась:

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

3. Визначимо інерційні втрати:

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

$$p_{\text{ин}} = 18,3 \cdot 850 \cdot 6,4 + \sqrt{(n_x \cdot 850 \cdot 9,81 \cdot 3,2)^2 + ((n_y - 1) \cdot 850 \cdot 9,81 \cdot 2,1)^2};$$

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

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

де m — польотна маса літака.

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

$$n_x = \begin{matrix} +0,5 \\ -0,3 \end{matrix}, n_y = \begin{matrix} +4,0 \\ -0,5 \end{matrix}, n_z = 0.$$

Результати розрахунків інерційних втрат наведено в таблиці 5.

Таблиця 5
Результати розрахунку інерційних втрат тиску у вхідній магістралі насоса НП-89Д

№	n_x	n_y	n_z	$P_{\text{ин}x}$, КПа	$P_{\text{ин}y}$, КПа	$P_{\text{ин}z}$, 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 за формулою (21):

$$d = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot 850 \cdot (0,0009166)^2 + 128 \cdot 3,14 \cdot 0,0009166 \cdot 0,0001319}{(3,14) \cdot (170 - 153,213) \cdot 10^6}} = 14,8 \text{ мм}$$

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

$$\Delta p_l = \frac{150 \text{ рв} Q \left[\sum \left(\frac{l}{d} \right) + \sum \left(\frac{l}{d} \right)_{\text{екв}} \right]}{\pi d^5};$$

Прикладна гідромеханіка, гідромашини і гідроневмоагрегати

$$\begin{aligned} \Delta p_f &= 150 \cdot 850 \cdot 10^{-5} \cdot 0,9166 \cdot 10^{-3} \cdot \left[\frac{0,8}{0,038} + \frac{2,05}{0,038} \right] \cdot \\ &\quad \left(3,14 \cdot (0,038)^3 \right)^{-1} + 150 \cdot 850 \cdot 10^{-5} \cdot \\ &\quad \cdot 0,9166 \cdot 10^{-3} \cdot \left[\frac{2,6}{0,03} + \frac{3,13}{0,03} \right] \cdot \left(3,14 \cdot (0,03)^3 \right)^{-1} + \\ &\quad + 150 \cdot 850 \cdot 10^{-5} \cdot 0,9166 \cdot 10^{-3} \cdot \left[\frac{3,0}{0,024} + \frac{1,18}{0,024} \right] \cdot \\ &\quad \cdot \left(3,14 \cdot (0,024)^3 \right)^{-1} = 7,83 \text{ КПа}. \end{aligned}$$

6. Визначаємо сумарні гідравлічні втрати:

$$\Sigma \Delta p_f = \Delta p_f + \Delta p_m;$$

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

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

$$\Delta h = \frac{p_c - \frac{\rho v^2}{2} - p_m}{\rho g};$$

$$p_{*c} = p_c - p_f;$$

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

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

Таким чином, кавітаційний запас насоса НП-89Д у стаціонарному режимі, забезпечує безкавітаційну роботу, оскільки 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. Критерієм наявності кавітації служить кавітаційний запас, що допускається.

Література

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

Надійшла 29.03.2010 р.