

ІНТЕГРАЛЬНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ВИТРАТНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВОГО НАСОСА

А. Ю. Лебедєв;

П. М. Андренко, д-р техн. наук, професор,

*Національний технічний університет "Харківський політехнічний
інститут", м. Харків*

E-mail: andrenko47@mail.ru

Приведена розроблена фізична модель робочого процесу та інтегральна методика розрахунку витратної характеристики лабіринтно-гвинтового насоса.

***Ключові слова:** лабіринтно-гвинтовий насос, модель робочого процесу, методика розрахунку.*

Приведена разработанная физическая модель рабочего процесса и интегральная методика расчета расходной характеристики лабиринтно-винтового насоса.

***Ключевые слова:** лабиринтно-винтовой насос, модель рабочего процесса, методика.*

ВСТУП

Однією з сучасних тенденцій розвитку хімічної промисловості та нафтовидобутку є використання лабіринтно-гвинтових насосів. Вони дозволяють отримувати великі напори при малих подачах та працювати на рідині з малою в'язкістю. При значеннях коефіцієнта швидкохідності $n_s = 10-40$ економічна ефективність використання лабіринтно-гвинтових особливо вигідна у порівнянні з відцентровими насосами. Лабіринтно-гвинтові насоси значно простіші у виготовленні, ніж вихрові, та завдяки особливостям робочого процесу і відсутності механічного тертя деталей сфера їх можливого використання під час роботи в агресивних середовищах значно ширша. Це сприяє їх значному поширенню. Слід зазначити, що фізика робочого процесу лабіринтно-гвинтового насоса досконало не вивчена, а розрахунок їх робочих характеристик базується на використанні емпіричних коефіцієнтів отриманих експериментальним шляхом. Тому розробка методики розрахунку робочих характеристик лабіринтно-гвинтового насоса, яка не містить емпіричних коефіцієнтів, отриманих експериментальним шляхом, є актуальною науково-технічною задачею.

МЕТА СТАТТІ

Метою статті є розроблення інтегральної методики розрахунку витратної характеристики лабіринтно-гвинтового насоса.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

Переважає більшість робіт, де розглядаються робочий процес в лабіринтно-гвинтових каналах, присвячені ущільненням, наприклад робота [1]. У роботі [2] розглянуто робочий процес лабіринтно-гвинтового ущільнення в ламінарному режимі, яке подають як два гвинтових ущільнення. Неправомірність такого розгляду робочого процесу доведено експериментальним шляхом у роботі [3].

У роботах [3, 4] описано робочий процес та наведено методику розрахунку і проектування лабіринтно-гвинтових насосів. Під час опису робочого процесу течію рідини в насосі розглядають як течію між

розгортками поверхонь гвинта та втулки, які рухаються у взаємно протилежних напрямках зі швидкістю, яка дорівнює половині колової швидкості гвинта, що не зовсім відповідає фізиці процесу. Вважають, що сили тертя, які виникають в рідині, утворюють на виступах гвинта і втулки сили тиску, причому тертя є турбулентним. Під час розгляду течії робочої рідини між розгортками поверхонь гвинта та втулки нехтують відцентровими силами, розглядають квазіусталений режим течії в комірці насоса. При побудові витратної характеристики $H(q)$ цим методом необхідно знайти коефіцієнт напору насоса, який визначається експериментально, це обмежує сферу застосування розглянутої методики.

Під час розгляду фізики робочого процесу лабіринтно-гвинтових насосів площу між гвинтом та втулкою, як правило, розглядають як замкнену герметичну комірку [3], що є не зовсім коректно. Слід зазначити, що в каналах лабіринтно-гвинтових насосів має місце турбулентна течія рідини, яка містить незгасаючі пульсації місцевої швидкості. Це підтверджується експериментально дослідженнями, наведеними в літературних джерелах, наприклад у роботах [3, 5].

Проведений аналіз літературних джерел дозволив встановити, що до теперішнього часу не розроблено досконалої теорії робочого процесу лабіринтно-гвинтового насоса та методики розрахунку його витратної характеристики. Для їх розроблення необхідно в першу чергу уточнити фізичну модель робочого процесу цього насоса.

ФІЗИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ

Передача енергії робочій рідині відбувається за рахунок обертання гвинта відносно втулки, в результаті чого відбувається силова взаємодія між рідиною, що обтікає гвинт, та рідиною, яка обтікає втулку. На умовній поверхні розділу простору між гвинтом та втулкою відбувається активізація сили турбулентного тертя, яка підсилюється відцентровими силами, викликаними обертанням гвинта та вихорами, утвореними внаслідок нестаціонарної течії робочої рідини, проявляється дія густини рідини, яка обумовлює дифузію вихорів. Зазначимо, що сили турбулентного тертя й інтенсивність утворення вихорів залежать безпосередньо від геометричних параметрів гвинта та втулки, зазору між ними, властивості матеріалів (їх шорсткості), швидкості обертання гвинта та параметрів рідини, що перекачується (рис. 1).

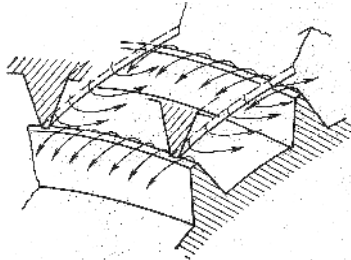


Рисунок 1– Утворення вихорів у комірці лабіринтно-гвинтового насоса

Вважали, що під час роботи насоса в комірці рух робочої рідини відбувається в двох взаємно протилежних напрямках:

- рух від входу насоса до його виходу, який обумовлений обертанням гвинта;
- рух під перепаду тиску між виходом та входом насоса та дією власної ваги, в результаті якого відбуваються витоки робочої рідини крізь зазор між виступом втулки та нарізкою гвинта.

Слід зазначити, що характер течії робочої рідини не однорідний по всій довжині гвинта. На вході в комірку відбувається формування течії.

Поблизу виходу картина течії також змінюється – комірка розкривається. Це обумовлює пульсації тиску на вході та виході з насоса. Частота зміни положень виступів і основна частота пульсацій дорівнює частоті обертання гвинта, помноженій на число заходів нарізки, це підтверджено експериментальними дослідженнями таких насосів, наведених у роботі [3].

ІНТЕГРАЛЬНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ВИТРАТНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВОГО НАСОСА

Під час її розроблення спиралися на наведену вище фізичну модель робочого процесу. Вважали, що течія робочої рідини в комірках є розвиненою турбулентною. Брало до уваги такі припущення: нехтували початковою ділянкою течії рідини в комірці; робочий процес брали усталеним – коефіцієнти втрат на вході і виході насоса визначаються за тими самими залежностями, що і для звичайних гідравлічних пристроїв при усталених режимах течії рідини; нарізки гвинта та втулки мають однакову форму та розміри і характеризуються гідравлічним радіусом. Характерні геометричні розміри лабіринтно-гвинтового насоса наведені на рис. 2.

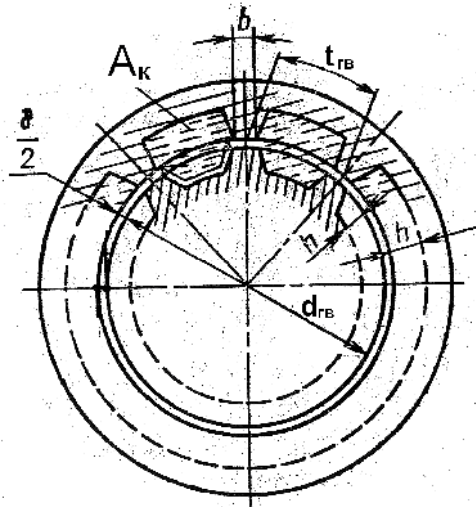


Рисунок 2 – Поперечний переріз лабіринтно-гвинтового насоса:
 $t_{гв}$ – крок гвинтової канавки в поперечному перерізі;
 b – ширина верхівок гвинта в поперечному перерізі;
 δ – діаметральний зазор між нарізками гвинта та втулки

Згідно з фізичною моделлю робочого процесу лабіринтно-гвинтового насоса середню витрату на його виході визначали за такою залежністю:

$$q_{сер} = z [q_1(n) - q_2(\Delta p_{вих})], \quad (1)$$

де z – кількість заходів; q_1 – витрата, обумовлена переміщенням об'єму рідини, яка знаходиться в гвинтовій комірці насоса за один оборот гвинта; q_2 – витрата обумовлена течією рідини, яка знаходиться в комірці насоса, крізь щілину, утворену виступом на втулці та западинами гвинта, під дією перепаду тиску на вході та виході насоса $\Delta p_{вих}$ та власної ваги у разі негоризонтального розміщення насоса.

Для отримання універсальної залежності середньої витрати на виході з насоса для різноманітних форм робочих органів їх розміри визначали через гідравлічний радіус R_r .

Витрату, обумовлену переміщенням об'єму рідини, яка знаходиться в гвинтовій комірці насоса, за один оборот гвинта визначали за залежністю

$$q_1(n) = k_{kw} A_k L_k \frac{n}{60}, \quad (2)$$

де k_{kw} - коефіцієнт, який враховує реальний об'єм гвинтового каналу:

$$k_{kw} = \frac{A_k L_k - A_k (4R_r + b) + \frac{4}{3} \pi (2R_r)^3}{A_k L_k}, \quad (3)$$

де A_k - площа гвинтового каналу, m^2 (рис. 2):

$$A_k = 4\pi R_r^2, \quad (4)$$

L_k - довжина гвинтової лінії, м:

$$L_k = \sqrt{(\pi d_{гв})^2 + s_{гв}^2}. \quad (5)$$

У формулах (2) - (5) беремо такі позначення: n - частота обертання гвинта, об/хв; $d_{гв}$ - діаметр гвинта, м; $s_{гв}$ - крок гвинтової канавки, м.

Витрату, обумовлену течією рідини, яка знаходиться в гвинтовій комірці насоса та протікає крізь щілину, утворену виступом на втулці та западинами гвинта, знаходили за залежністю

$$q_2(\Delta p_{вих}) = \mu(Re) \left[\frac{A_k}{2} + \delta R_r \right] \sqrt{2g \left(\frac{p_{вих} - p_{вх}}{\rho_c g} + h_{вт} + l_{гв} \right)}, \quad (6)$$

де $h_{вт}$ - втрати тиску на місцеві опори та тертя в каналі, утвореним виступом на втулці та западинами гвинта, які знаходили за залежністю

$$h_{вт} = \left(\lambda_t(Re) \frac{L_k}{4R_r} + \zeta_{вх} + \zeta_{вих} + k_{от} \zeta_{отв} \right) \frac{v_{сер.вих}^2}{2g}, \quad (7)$$

де $v_{сер.вих}$ - середня швидкість робочої рідини в гвинтовому каналі на виході з насоса, яку визначали із залежності

$$v_{сер.вих} = \frac{q_{сер}}{z A_k}. \quad (8)$$

У формулах (6) і (7) брали такі позначення: $\mu(Re)$ - коефіцієнт витрати крізь щілину, утворену виступом на втулці та западинами гвинта, визначали залежно від числа Re для середньої швидкості робочої рідини в гвинтовому каналі на виході з насоса, який визначали із залежності $Re = (4v_{сер.вих} R_r) / \nu_t$; ν_t - коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини, який враховує вміст газу, тиск та температуру; g - прискорення вільного падіння; l - довжина гвинта; ρ_c - густина робочої рідини з урахуванням вмісту газу, тиск та температуру; $p_{вих}$ і $p_{вх}$ - відповідно тиск на виході та вході в насос; $\lambda(Re)$ - коефіцієнт

гідралічного тертя, який визначали залежно від числа Re для середньої швидкості робочої рідини в гвинтовому каналі на виході з насоса за формулами, наведеними в роботі [6]; ζ та ζ' – коефіцієнти місцевих втрат на вході та виході, які відповідно брали 1,0 і 0,5; $v_{сер}$ – середня швидкість в щілині, утвореної виступом на втулці та западинами гвинта; $\zeta_{отв}$ – коефіцієнт місцевого опору при раптовій зміні прохідного перерізу, $\zeta_{отв} = 0,5$ [7]; $k_{от}$ – коефіцієнт, який враховує кількість раптових змін прохідного перерізу по довжині гвинтової канавки, який розраховується за формулою

$$k_{от} = Int \left(l_{гв} / s_{гв} \right), \quad (9)$$

де $Int \left(l_{гв} / s_{гв} \right)$ – ціла частина від числа $\left(l_{гв} / s_{гв} \right)$ (найближче менше число).

Зазначимо, що для забезпечення безкавітаційної роботи насоса тиск на його вході не повинен бути меншим, ніж тиск пароутворення. Так, тиск насиченої пари для води при $20^\circ C$ – 2,3388 кПа, при $30^\circ C$ – 4,2453 кПа.

Під час розрахунку витратної характеристики лабіринто-гвинтового насоса попередньо задавалися геометричними параметрами насоса (параметрами його робочих органів), параметрами робочої рідини та частотою обертання гвинта.

На першому етапі розрахунку за формулою (2) визначали витрату, обумовлену переміщенням об'єму рідини, яка знаходиться в гвинтовій комірці насоса, за один оборот гвинта – $q_1(n)$.

На другому етапі задавали витрату, обумовлену течією рідини, яка знаходиться в гвинтовій комірці насоса та протікає крізь щілину, утворену виступом на втулці та западинами гвинта – $q_2(\Delta p_{вих})$.

Відмітимо, що значення витрати $q_2(\Delta p_{вих})$ не повинно перевищувати значення витрати $q_1(n)$. За формулою (1) знаходили середню витрату на виході з насоса та за формулою (8) – середню швидкість робочої рідини в гвинтовому каналі на виході з насоса.

На третьому етапі за середньою швидкістю робочої рідини в гвинтовому каналі на виході з насоса розраховували число Рейнольда. За залежностями з роботи [6] визначали коефіцієнт втрат на тертя – $\lambda(Re)$ та за формулою (7) – втрати тиску на місцеві опори та тертя в каналі, утвореним виступом на втулці та западинами гвинта – $h_{вт}$. Знаходили коефіцієнт витрати крізь щілину, утворену виступом на втулці та западинами гвинта – $\mu(Re)$.

На четвертому етапі подавали формулу (6) у вигляді

$$p_{вих} - p_{вх} = \Delta p_{вих} = \frac{q_2(\Delta p_{вих})^2 \rho_c}{2\mu(Re)^2 \left[\frac{A_K}{2} + \delta R_r \right]^2} - \rho_c g (h_{вт} + l_{гв}). \quad (10)$$

Брали, що тиск на вході в насос $p_{вх} = 0$. Підставляли до формули (10) значення величин, визначених на другому та третьому етапах, та знаходили тиск на виході з насоса $p_{вих}$. Знаючи $q_{сер}$ та $p_{вих}$, отримали точку витратної характеристики.

На наступному етапі задавали нове значення витрати $q_2(\Delta p_{вих})$, повторювали етапи два – чотири та знаходили нову точку витратної

характеристики. Розрахунок повторювали для отримання необхідної кількості точок для побудови графічної залежності $H(q)$. Зазначимо, що максимальне значення тиску на виході з насоса отримали при $q_1(n) = q_2(\Delta p_{\text{вих}})$.

Відносна похибка між характеристиками, розрахованими за розробленою методикою та отриманою експериментальним шляхом, наведеним у роботі [3], не перевищує 20%. Таку розбіжність можна пояснити складністю механізму вихроутворення і дифузії рідини та перенесенням кількості руху на поверхні розділення рідини між гвинтом та втулкою. Безумовною перевагою розробленої методики є те, що на відміну від відомих не містить емпіричних коефіцієнтів, визначених експериментальним шляхом.

ВИСНОВКИ

Уперше розроблена інтегральна методика розрахунку витратної характеристики лабіринтно-гвинтового насоса. Вона на відміну від відомих не містить емпіричних коефіцієнтів, визначених експериментальним шляхом, та комплексно враховує всі геометричні та робочі параметри насоса, нестационарний характер течії робочої рідини, її параметри. Використання розробленої методики на етапі проектування лабіринтно-гвинтового насоса дозволяє обґрунтовано проводити вибір його геометричних параметрів.

SUMMARY

INTEGRAL COMPUTATION PROCEDURE OF THE FLOW METERING CHARACTERISTIC OF THE LABYRINTH-SCREW PUMP

Lebedev A.J., Andrenko, P.M.

National Technical University "Kharkiv Polytechnical Institute", Kharkiv

E-mail: andrenko47@mail.ru

The paper presents the developed physical model of the workflow and the integral method of calculating the flow characteristics of the labyrinth-screw pump.

Key words: *labyrinth-screw pump, a workflow model, a technique*

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Марцинковский В. А. Бесконтактные уплотнения роторных машин / В. А. Марцинковский. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
2. Мясковский Е. Г. Исследование лабиринтно-винтового уплотнения для вращающихся валов центробежных химических насосов: автореф. дис... на соиск. учен. степени канд. техн. наук / Е. Г. Мясковский. – М.: Московский институт химического машиностроения, 1965. – 18 с.
3. Голубев А. И. Лабиринтно-винтовые насосы и уплотнения для агрессивных сред / А. И. Голубев. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1981. – 112 с.
4. Голубев А. И. Лабиринтные насосы для химической промышленности / А. И. Голубев. – М.: Машиностроение, 1961. – 76 с.
5. Білокін І. І. Вплив газомісту рідини на характеристики лабіринтно-гвинтового насоса / І. І. Білокін, Ю. М. Стеценко, В. А. Макогон, В. Ф. Кошевий, П. М. Андренко, А. Ю. Лебедев // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2011. – №2/8 (50). – С. 32 – 35.
6. Приходько О. А. Технічна аерогідромеханіка : [навч. посіб.] / О. А. Приходько, Д. О. Сьомін. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2002. – 170 с.
7. Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления / А. Д. Альтшуль. – М.: Недра, 1982. – 224 с.

Надійшла до редакції 10 листопада 2011 р.