

ТУРБОНАСОСНИЙ АГРЕГАТ ТА ЙОГО КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ

Горовий Сергій Олександровичкандидат технічних наук, доцент
Сумський національний аграрний університет
ORCID: 0000-0003-4136-5965
email: sergiy.gorovoy@snaeu.edu.ua**Головченко Галина Степанівна,**старший викладач
Сумський національний аграрний університет
ORCID: 0000-0003-3662-6163
email: halyna.holovchenko@snaeu.edu.ua

Турбонасосні агрегати проектується як енергетичні машини з внутрішнім гідроприводом у вигляді багатоступінчастої турбіни та насосної частини з потужною системою авторозвантаження вісьової сили. При цьому економічна доцільність їх використання потребує досягнення високого коефіцієнта корисної дії (к.к.д.), головна складова якого створюється максимально можливим зовнішнім об'ємним к.к.д. за рахунок проектування статично стійкої системи вісьового авторозвантаження з мінімально можливими витоками робочої рідини. Свій енергетичний внесок в значення загального к.к.д. дає як насосна, так і турбінна частини агрегата. Розрахунок загального к.к.д. турбонасосного агрегата доцільно вести методом послідовних наближень з виконанням необхідної умови балансу потужностей турбінної та насосної частин з урахуванням зовнішніх втрат енергії.

Ключові слова. Турбонасосний агрегат, відцентровий насос, ротор насоса, шпаринне ущільнення, виток рідини, тиск рідини, напор рідини, гідродинамічні сили.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnaeu.2020.2.7>

Постановка проблеми у загальному вигляді. Гідроприводні турбонасосні агрегати (ТНА) досить широко застосовуються в різних технологічних процесах, а саме там, де потрібні малі діаметральні габарити та можливість саморегулювання. При цьому в кожному випадку враховуються свої специфічні вимоги до конструктивних параметрів ТНА та на використання деяких матеріалів для робочих органів проточної частини агрегатів, незмінним залишається лише загальний фізичний підхід, коли обертальний момент, створюваний турбінним блоком ТНА, є приводним для насосної частини, яка виконує корисну роботу відповідну до місця застосування установки. Економічна доцільність використання ТНА потребує досягнення ним значного коефіцієнта корисної дії (к.к.д.).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. ТНА пластової рідини мають свої специфічні властивості, виходячи з умов експлуатації в гідравлічній мережі системи підтримання пластового тиску [1].

По перше, ці агрегати виконуються обмеженого зовнішнього діаметру, виходячи з внутрішніх розмірів обсадних труб водогінної скважини; по друге, вони повинні створювати значні гідравлічні напори для підняття рідини на поверхню та транспортування по мережі труб до накопичувального резервуара. Вказані особливості потребують створення багатоступінчатих ТНА з потужною системою гідравлічного авторозвантаження значної вісьової сили в середині агрегата. Транспортування рідини до місця споживання супроводжується втратами енергії рідини, які зумовлені як внутрішніми, так і зовнішніми чинниками цього процесу. Значну частину цих втрат складають зовнішні механічні втрати. Методики визначення цих втрат докладно викладені в роботах [2, 3, 4]. Слід лише зауважити, що ці втрати пропорційні третьому ступеню частоти обертання ротора ТНА, отже, враховуючи велими значні частоти обертання, а це п'ять – десять тисяч

обертів на хвилину, можуть сягати десятків кіловат.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Гідроприводні турбонасосні агрегати (ТНА) пластової рідини внаслідок особливостей їх робочого процесу проектується як багатоступінчаті гідравлічні машини (до десяти насосних ступеней та до десяти – дванадцяти турбінних ступеней) з потужною системою авторозвантаження значної (до десятків тисяч ньютонів) вісьової сили всередині агрегата. При цьому економічна доцільність їх використання потребує досягнення високого к.к.д., головна складова якого створюється максимально можливим зовнішнім об'ємним к.к.д. за рахунок проектування статично стійкої системи вісьового авторозвантаження з мінімально можливими витоками робочої рідини. Розрахунок загального к.к.д. ТНА доцільно вести методом послідовних наближень з виконанням необхідної умови балансу потужностей турбінної та насосної частин з урахуванням зовнішніх втрат енергії.

Виклад основного матеріалу дослідження. Якщо умовно розділити всі витрати енергії в ТНА на внутрішні та зовнішні, то загальний к.к.д. можна отримати у вигляді формули:

$$\eta_{ТНА} = \eta_{ТНА}^{внутр} \cdot \eta_{ТНА}^{зовн} \quad (1)$$

До внутрішніх втрат енергії потрібно віднести всі гідравлічні витрати в окремій ділянці насоса чи турбіни, при цьому к.к.д. однієї ділянки при умові використання швидкісного напору в наступній.

Зовнішні витрати енергії поділяються на гідравлічні, об'ємні та механічні.

Зовнішні гідравлічні - це втрати енергії (тиску) в підводі та у відводі насосної частини ТНА, підводі та у відводі

турбінної частини, а також так звані втрати з вихідною швидкістю з останньої ділянки турбіни. Ці види витрат дуже залежать від геометричної конфігурації проточної частини ТНА, тому їх обчислюють для конкретної конфігурації агрегату. При значних тисках багатоступінчатих ТНА відносна доля цих втрат незначна, тому можна ними нехтувати.

Зовнішні об'ємні витрати враховують витоки рідини в насосній та турбінній частинах ТНА в місця з меншим тиском. Для агрегатів пластової рідини в насосній частині ці втрати практично відсутні, а в турбінній частині вони дуже суттєві, бо це є виток рідини через пристрій вісьового розвантаження; цей виток може сягати 10...20 % від загального витоку крізь гідравлічний тракт турбіни.

Зовнішні механічні втрати - це втрати потужності на тертя в підшипникових опорах та втрати на дискове тертя всіх внутрішніх частин ТНА, які обертаються в рідині, окрім робочих колес.

Оскільки головний внесок в склад витрат енергії в ТНА вносять зовнішні об'ємні витрати, які зумовлені витоків крізь дроселі пристрою авторозвантаження, котрий, в свою чергу, є наслідком дії невірної вісьової сили, потрібно більш детально розглянути процес визначення вісьової сили.

Для ТНА пластової рідини обмеження за діаметральними габаритами не дають можливості застосувати в якості автоматичного розвантажувального пристрою традиційну гідравлічну п'яту. В той же час величина вісьового зусилля, що діє на ротор ТНА в робочому діапазоні витоків тисків, може сягати десятків тисяч ньютонів (тонн сили). Тому для ефективного розвантаження вісьової сили використовується „обернена” гідроп'ята, в якій циліндричний дросель виконаний на більшому діаметрі, ніж торцевий дросель пристрою авторозвантаження.

В насосній частині ТНА ця сила може бути досить точно визначена за методикою роботи [3]. Спрямована вісьова сила (T_n) в бік входу рідини в насосний агрегат.

В турбінній частині вісьова сила за напрямом співпадає з насосною; величина її може бути обчислена виходячи з припущення, що рідина перед робочим колесом вісьової турбіни рухається за законом: $g_u \cdot r = const$, тобто зі сталим моментом тангенціальної складової швидкості, а також зі сталою складовою швидкості $g_z = const$, якою зумовлюється загальний виток робочої рідини крізь турбіну. Нехтуючи статичним розподілом тисків, маємо:

$$\frac{P}{\rho q} + \frac{g^2}{2q} = \frac{P_c}{\rho q} + \frac{g_0^2}{2q}, \quad (2)$$

де: P та g - тиск та швидкість на довільному радіусі;

P_c та g_c - тиск та швидкість на середньому радіусі турбінної ступені.

Враховуючи з трикутника швидкостей, що: $g^2 = g_z^2 + g_u^2$ та $g_z = const$, отримуємо вираз для тиску:

$$P = P_c + \frac{\rho}{2} \cdot g_{uc}^2 \cdot \left(1 - \frac{r_c^2}{r^2} \right), \quad (3)$$

Складові вісьової сили, що діє на тильний бік лопаткової решітки турбоколеса обчислюється за формулою:

$$T_{T1} = \int_{r_k}^{r_n} P \cdot 2\pi \cdot dr = \pi \cdot (r_n^2 - r_k^2) \cdot \left(P_c + \frac{\rho g_{uc}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{2r_c^2 \cdot \ln\left(\frac{r_n}{r_k}\right)}{r_n^2 - r_k^2} \right) \right), \quad (4)$$

де: r_k - радіус кореня лопатки турбоколеса;

r_n - радіус периферії турбоколеса.

Складові вісьової сили, яка діє на безлопатевий тильний бік турбоколеса, може бути визначена з припущення, що рідина після міжступінного ущільнення в зазорі між нерухомою частиною та ступицею колеса обертається за законом твердого тіла з кутовою швидкістю $u_p = \frac{u}{2}$.

В цьому випадку маємо параболічний закон розподі-

лу тиску по радіусу [3].

$$P_D = P_k - \frac{\rho \cdot u^2}{8} \cdot \left[1 - \left(\frac{r}{r_k} \right)^2 \right], \quad (5)$$

де: „ k ” - індекс змінного радіуса.

Вісьова сила, зумовлена тиском P_D (дисковим тиском), обчислюється за формулою:

$$T_{T2} = \int_{r_{cm}}^{r_k} P_D \cdot 2\pi \cdot dr = \pi \cdot (r_k^2 - r_{cm}^2) \cdot \left(P_k + \frac{\rho u^2}{8} \cdot \left(1 - \frac{r_k^2 - r_{cm}^2}{2r_k^2} \right) \right) \quad (6)$$

де: P_k - обчислюється за формулою (3).

Вісьова сили від дії тиску на ступицю турбоколеса

обчислюється таким чином:

$$T_{T3} = P_{cm} \cdot \pi \cdot (r_{cm}^2 - r_{вала}^2), \quad (7)$$

де: P_{cm} - перепад тиску на турбоколесі;

$r_{вала}$ - радіус вала турбіни.

Загальна вісьова сила турбінної частини ТНА дорівнює:

$$T_T = (T_{T1} + T_{T2} + T_{T3}) \cdot Z, \quad (8)$$

де: Z - кількість ступенів турбіни (турбоколес).

Загальна вісьова сила ТНА в цілому:

$$T = T_H + T_T \quad (9)$$

Ця вісьова сила врівноважується „оберненою” гідроп'ятою за рахунок різниці тисків на торцеві кільцеві поверхні до- та після- циліндричного дроселя гідроп'яти, а також на кільцеву поверхню змінного торцевого дроселя та в заторцевому просторі. Оскільки величина витоку крізь торцевий дросель зумовлює зовнішні об'ємні витрати, потрібно провести статичний розрахунок системи вісьового розвантаження ротора ТНА.

Статичний розрахунок зводиться до визначення статичної характеристики „оберненої” гідроп'яти - залежності безрозмірного торцевого зазору u від величини вісьової сили T . Ця залежність знаходиться з умови вісьової врівноваженості ротора ТНА:

$$T = F, \quad (10)$$

$$F = F_1 P_1 - (0,5 F_3 + F_4) P_3 - (F_2 + 0,5 \cdot F_3) P_2, \quad (11)$$

де: F - сумарна сила, яка діє на торцеві кільцеві поверхні „оберненої” гідроп'яти;

F_1 - кільцева площа на вході в гідроп'яту (між валом ТНА та зовнішнім діаметром гідроп'яти);

F_2 - кільцева площа за циліндричним дроселем до торцевого дроселя;

F_3 - кільцева площа торцевого дроселя;

F_4 - кільцева площа за торцевим дроселем (між валом ТНА та нижнім діаметром гідроп'яти);

P_1, P_2, P_3 - тиски перед п'ятою, між дроселями п'яти та за п'ятою торцевого дроселя.

Методика побудови статичної характеристики прямої гідроп'яти докладно викладена в роботі [3]. Принципова різниця для „оберненої” гідроп'яти відсутня, лише потрібно враховувати, що напрям течії рідини в „оберненій” гідроп'яті відбувається в торцевому дроселі від периферії до центру. Безрозмірний торцевий зазор u (відношення робочого зазору x до базової величини x_δ) може бути отриманий як складна функція декількох параметрів: вісьової сили, тисків до- та після п'яти, кільцевих площ п'яти та проводимостей дроселів п'яти.

Рівняння балансу витоків крізь дроселі п'яти має вигляд:

$$q_1 \cdot (P_1 - P_2)^{0,5} = q_2 \cdot (P_2 - P_3)^{0,5}, \quad (12)$$

де: q_1 та q_2 - проводимості циліндричного та торцевого дроселів п'яти, які є параметрами геометричних розмірів дроселів та безрозмірного торцевого зазору.

Звідси отримуємо вираз для тиску P_2 між дроселями:

$$P_2 = \frac{q_1^2 \cdot P_1 + q_2^2 \cdot P_3}{q_1^2 + q_2^2} \quad (13)$$

Маючи вираз для проводимості q_2 через базову проводимість $q_{2\delta}$, а саме:

$$q_2 = q_{2\delta} \cdot u^{3/2}, \quad (14)$$

та вводячи коефіцієнт проводимості:

$$\alpha_{21} = \frac{q_{2\delta}^2}{q_1^2}, \quad (15)$$

приводимо рівняння (13) до вигляду:

$$P_2 = \frac{P_1 + \alpha_{21} \cdot u^3 \cdot P_3}{1 + \alpha_{21} \cdot u^3} \quad (16)$$

Маємо співвідношення площ „оберненої” п'яти:

$$F_1 - F_2 - 0,5 F_3 = 0,5 F_3 + F_4 = F_m \quad (17)$$

Використовуючи формулу (13), з урахуванням виразів (16) та (17), отримуємо вираз:

$$F = (P_1 - P_3) \cdot \frac{(F_m + F_1 \cdot \alpha_{21} \cdot u^3)}{(1 + \alpha_{21} \cdot u^3)} \quad (18)$$

Після підстановки формули (18) в формулу (10) отримуємо вираз для безрозмірного зазору u як функції вісьової сили T :

$$u = \left[\frac{1}{\alpha_{12}} \cdot \frac{(T - F_m \cdot (P_1 - P_3))}{(F_1 \cdot (P_1 - P_3) - T)} \right]^{1/3} \quad (19)$$

Робочий діапазон системи авторозвантаження зумовлюється вимогою:

$$u > 0.$$

З формули (19) очевидно витікає висновок, що ця умова виконується, коли:

$$F_m \cdot (P_1 - P_3) < T < F_1 \cdot (P_1 - P_3) \quad (20)$$

Гідростатична жорсткість системи авторозвантаження знаходиться таким чином:

$$\chi = \frac{\partial F}{\partial u} = 3 \cdot (P_1 - P_3) \cdot \alpha_{21} \cdot u^2 \cdot \frac{(F_1 - F_m)}{(1 + \alpha_{21} \cdot u^3)^2} > 0 \quad (21)$$

Додатність виразу (21) є свідомством статичної стійкості системи авторозвантаження.

Різниця тисків ($P_1 - P_3$) для ТНА пластової рідини може бути обчислена як тиск, котрий спрацьовується на турбіні:

$$(P_1 - P_3) = \rho \cdot q \cdot H_m.$$

Зовнішній виток крізь „обернену” гідроп’яту пропорційний квадратному кореню з перепаду тисків на гідроп’яті:

$$g_m \sim \sqrt{(P_1 - P_3)}, \text{ або: } g_m \sim \sqrt{\rho q H_m} \quad (22)$$

З урахуванням формули (16) маємо:

$$g_m = q_1 \cdot \left(\frac{\alpha_{21} \cdot u^3 \cdot \rho q H_m}{1 + \alpha_{21} \cdot u^3} \right) \quad (23)$$

Тоді зовнішній об’ємний к.к.д. дорівнює:

$$\eta_{TNA}^{зовн} = 1 - \frac{g_m}{Q_m}, \quad (24)$$

де: Q_m - загальний виток рідини крізь турбіну.

Висновки з даного дослідження. Загальний коефіцієнт корисної дії ТНА може бути отриманий розрахунковим шляхом, як функція зовнішнього об’ємного коефіцієнта корисної дії. Розрахунок зовнішнього об’ємного коефіцієнта корисної дії базується на визначенні величини вісьової сили та зумовленим наявністю цієї сили витоків рідини в системі авторозвантаження. Система авторозвантаження вісьових сил відповідає конструктивній схемі „оберненої” гідравлічної п’яти. Розрахунок загального коефіцієнта корисної дії доцільно вести шляхом послідовних наближень з використанням відомих характеристик робочих ступеней насосної та турбінної частин ТНА.

Список використаної літератури:

1. Евтушенко А.А. Скважинная гидродинамическая установка для пластовых вод /М.И. Кравцов, И.Б. Твердохлеб - Труды 8-ой Международной научно-технической конференции. «Насосы - 96» - Т.1- Сумы: ИПП „Мрія” ЛТД, 1996. - с. 77 - 86.
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. / Г. Шлихтинг - М.: ИИЛ, 1969.- 744 с.
3. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций. / В.А. Марцинковский, П.Н. Ворона - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 256 с.
4. Марцинковский В. А. Вибрации роторов центробежных машин. В 2-ух книгах. / В.А. Марцинковский - Книга 1. Гидродинамика дросселирующих каналов. - Сумы: Изд-во СумДУ, 2002. - 337 с.

Gorovoy S.A., Sumy National Agrarian University (Ukraine)

Golovchenko G.S., Sumy National Agrarian University (Ukraine)

Turbo pump unit and its coefficient of useful action

Turbo-pumping units are designed as power machines with internal hydraulic drive in the form of a multistage turbine and pumping part with a powerful axial force unloading system. In this case, the economic feasibility of using them requires the achievement of a high efficiency (efficiency), the main component of which is created by the maximum possible external volumetric efficiency. due to the design of a static stable axial unloading system with the least possible leakage of the working fluid. The transportation of liquid to the place of consumption is accompanied by losses of energy of the liquid, which are caused by both internal and external factors of this process. External mechanical losses account for a significant part of these losses. It should be noted that these losses are proportional to the third power of the TNA rotor speed, therefore, taking into account the very significant rotational speeds, and this is five to ten thousand revolutions per minute, they can reach tens of kilowatts. Its energy contribution to the value of total efficiency gives both pumping and turbine parts of the TNA unit. Calculation of total efficiency is advisable to carry out the TNA method by successive approximations with the fulfillment of the necessary condition for balancing the capacities of the turbine and pump parts, taking into account the external energy losses.

Key words. Turbopump unit, centrifugal pump, pump rotor, throat seal, fluid flow, fluid pressure, fluid pressure, hydrodynamic forces.

Дата надходження до редакції: 09.09.2020 р.