

в корпусі 1 рухомого сопла 2 з заслінкою 3, в якій виконано отвір для відведення робочої рідини і тильна сторона якої спирається на пружину 4, розташовану в корпусі 1, що разом з рухомим соплом 2 з заслінкою 3 утворюють переливний клапан.

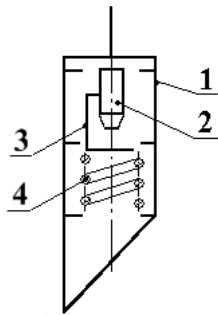


Рисунок 2. – Схема пристрою диспергування РР:

1 – корпус; 2 – сопло; 3 – заслінка; 4 – пружина.

Працює диспергуючий пристрій наступним чином: при потраплянні до його корпусу 1, робоча рідина отримує розгін в соплі 2 і вдаряється об заслінку 3, в результаті чого механічні домішки диспергуються на частки розміром 5-6 мкм і менше, після чого вона відводиться до зливної частини баку 1 крізь отвір в заслінці 3, величина якого залежить від тиску в системі та величини зусилля настроювання пружини 4.

За рекомендаціями, які наведено в [3] диспергуючий пристрій встановлюється в

допоміжну лінію гідросистеми (підпитки механізмів регулювання, керування насосів та гідроапаратури). Також допускається його встановлення до основної лінії в випадку об'єднання процесів дроселювання та диспергування, які не викликають зміни характеристик навантаження та швидкості виконавчого механізму та додаткових втрат потужності.

Висновок. Таким чином, запропоноване в даній статті схемне рішення ГЖГ та його компоновка дозволяє підвищити показники його технічного рівня, ефективність функціонування та надійність, розширити область застосування, зменшити шум та вібрацію, підвищити точність підтримування тиску в гідроагрегаті, збільшити термін роботи робочої рідини.

Список літератури: 1. Гидроагрегат живлення гидросистем. МПК F15B9/00. Заявка на выдачу патенту на корисну модель № U200908569 від 31. 08. 2009 р. / Андренко П.Н., Кліт-ной В.В., Панамарьова О.Б. 2. Аврунин Г.А., Грицай И.В., Кириченко И.Г. и др. Объем-ный гидропривод и гидропневмоавтоматика: Учебное пособие. – Харьков: ХНАДУ, 2008. – С. 412. 3. Гидропневмосмазочное оборудование. Диспергирующее устройство. Тип ГД. Листок-каталог. – М.: ВНИИТЭМР, 1985. – С. 2.

Поступила в редколлегию 11.10.2009

УДК 621.224

О.С. ВАХРУШЕВА, аспірант, НТУ «ХП»

Н.Г. ШЕВЧЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХП»

С.М. КОВАЛЬОВ, старший викладач, НТУ «ХП»

ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ВТРАТ У СОПЛОВОМУ АПАРАТІ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ ГІДРОТУРБИНИ НА НАПОРИ ПО-НАД 600 М

Метою цієї роботи становить оцінка гідравлічних втрат у сопловому апараті конструкції радіально-осьової гідротурбіни на напори понад 600 метрів, що запатентована. Використовується метод розрахунку інтегральних характеристик прикордонного шару у сопловому апараті.

Ключові слова: радіально-осьова гідротурбіна, статор, напрямний апарат, робоче колесо, сопловий апарат, прикордонний шар.

The purpose of the given article is the estimate of hydraulic losses in the nozzle channel of the licensed construction of the radial-axial hydraulic turbine on a head over 600 metres. The computational method of integral performances of a boundary layer in nozzle channel is used.

Key words: Francis turbine, the stator ring, a guide vaves, runner, nozzle channel, boundary layer.

1. Обґрунтування застосування нового конструктивного рішення, щодо конструкції високонапірної радіально-осьової гідротурбіни

Відомі високонапірні радіально-осьові гідротурбіни, вживані на напори понад 200 м, містять спіральну камеру, статор, регулюючий і запірний орган (направний апарат), робоче колесо з жорстко закріпленими лопатками [2, 3].

Однак, недоліком таких гідротурбін є істотне зростання гідравлічних втрат при застосуванні їх на напори понад 500 м. При цьому, втрати енергії при напорах 600-700 м в органах, що підводять, зростають і складають близько $2/3$ від сумарних гідравлічних втрат. Гідравлічні втрати при обтіканні лопаток напрямного апарату доходять до 60-75% від втрат в тракті, що підводить. Це пов'язано з тим, що в РО гідротурбінах (на напори близько 500 м і вище) спіральною камерою не забезпечується приблизно 30-50% від потрібного моменту кількості руху перед робочим колесом (V_{ur}), а формується колонами статора і лопатками напрямного апарату. Це приводить до необхідності застосування густих ґрат профілів колон статора і лопаток напрямного апарату. І як наслідок, швидкості обтікання поверхні колон статора і лопаток напрямного апарату, а отже і гідравлічні втрати істотно зростають [4].

У роботі [1] пропонується конструкція турбіни, де в якості регулюючого та, можливо, запірного органа застосовується сопловий підвідний орган гідротурбіни. На рис.1 показано осьовий розріз високонапірної РО гідротурбіни та представлено сопловий канал у плані.

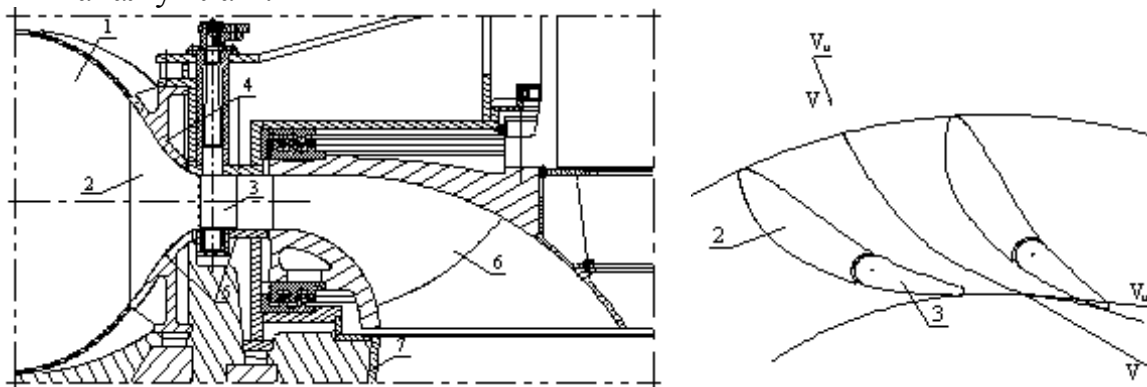


Рисунок 1 – Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна [2]:

- 1 – спіральна камера; 2 – колони статора; 3 – вихідний елемент статора (сопловий апарат); 4, 5 – верхня і нижня поверхні обертання статора;
6 – робоче колесо, 7 – відсмоктувальна труба

При роботі турбіни спіральна камера 1 забезпечує рівномірний по всьому колу підвід води через область соплового підвідного органа до робочого колеса 6, створюючи лише частину моменту кількості руху перед робочим колесом 6. Основна частина моменту кількості руху рідини, необхідного перед робочим колесом 6 для оптимальної роботи гідротурбіни, формується не в просторій спіральній камері 1, а в спеціально

спрофільованих криволінійних (спіральних) конфузорних соплових каналах, розташованих рівномірно по колу перед робочим колесом 6.

Сопловий канал утворено верхньою 4 і нижньою 5 поверхнями обертання й поверхнями колон статора 2 і 3, причому вихідні елементи статора 3 виконані поворотними.

У цих каналах швидкість потоку V , а отже і її компоненти: витратна V_r і окружна V_u складові збільшуються в кілька разів забезпечуючи оптимальні умови підведення потоку до робочого колеса 6 з мінімальними втратами енергії, що властиво для соплових конфузорних каналів.

При цьому поворот вихідних елементів 3 забезпечує широкий діапазон експлуатації гідротурбіни по напорах і витратах.

2. Визначення втрат у сопловому апараті за методом розрахунку прикордонного шару

Прикордонний шар – частина течії в'язкої рідини, що примикає до твердої непроникної поверхні, у межах якої відбувається різка зміна швидкості по величині (від 0 до 99%) [5].

В інженерній практиці теорію прикордонного шару використовують для спрощення математичної моделі течії в'язкої рідини. У результаті розрахунку прикордонного шару можна визначити втрати на тертя на твердій поверхні:

$$h_{\text{тр}} = \frac{U_{\infty}^2}{2g} \cdot C_f, \quad (1)$$

де U_{∞} – швидкість потоку, що набігає;

C_f – коефіцієнт повного опору поверхні, що змочується в'язкою рідиною,

$$C_f = \frac{\int_0^L \tau_w dx}{\rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot L} = \int_0^L c_f dx; \quad (2)$$

L – довжина поверхні, що змочується; τ_w – напруга тертя на поверхні;

c_f – місцевий коефіцієнт опору,

$$c_f = 0,0131 \cdot \left(\text{Re}^{**} \right)^{1/6}, \quad (3)$$

де $\text{Re}^{**} = \frac{U_e \delta^{**}}{\nu}$; δ^{**} – товщина втрати імпульсу; U_e – швидкість зовнішньої течії,

ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості.

Розподіл $\text{Re}^{**}(x)$ уздовж поверхні визначається розрахунком інтегральної характеристики прикордонного шару δ^{**} , що отримана із інтегрального співвідношення Кармана при довільному розподілу швидкості $U_e(x)$.

2.1. Наближений метод розрахунку інтегральних характеристик прикордонного шару

Для розрахунку інтегральних характеристик турбулентного шару при малих градієнтах тиску використовується метод, розроблений Лойцяньським Л.Г. для ламінарного шару, а потім узагальнений для випадку турбулентного прикордонного шару як до

конфузорних, так і до дифузорних ділянок, де існують позитивні градієнти тиску [5, 6, 7].

Для розв'язку інтегрального співвідношення Кармана що до розрахунку прикордонного шару, Лойцянский ввів формпараметр Φ , який однозначно пов'язаний з інтегральними величинами δ^{**} , δ^* і напругою тертя на поверхні τ_w :

$$\Phi = \frac{U_e' \delta^{**}}{U_e} \cdot G(Re^{**}),$$

$$\text{де } G = A \cdot (Re^{**})^m - \text{універсальний множник; } Re^{**} = \frac{U_e \delta^{**}}{\nu}; \delta^{**} = \int_0^{\delta} \frac{u}{U_e} \left(1 - \frac{u}{U_e}\right) dy -$$

товщина втрати імпульсу; U_e – швидкість зовнішньої течії (відома величина); A, m – емпіричні коефіцієнти, які залежать від режиму течії рідини [5, 7].

В основі розглянутого емпіричного методу розрахунку прикордонного шару лежить головний профіль швидкості u/U_e , що не допускає перетинів (для конфузорних участків).

У дифузорній області, де існують позитивні градієнти тиску, профілі швидкості різко змінюють свою форму. Ця зміна форми профілю призводить до зростання абсолютної величини Φ і застосування спрощеного методу, заснованого на припущенні сталості ξ та H , стає неможливим.

Якщо виконується умова $\Phi = \frac{U_e' \delta^{**}}{U_e} G(Re^{**})$, $\Phi \leq -2 \div -3$, то існує відрив, інакше безвід-

ривне обтікання.

Було запропоновано вважати, що зі зникненням напруги тертя τ_{ct} на поверхні тіла поблизу точки відриву зникає й вплив в'язкості. Тому в цьому випадку рівняння імпульсів допускає простий розв'язок:

$$\frac{\delta_i^{**}}{\delta_s^{**}} = \left(\frac{U_{es}}{U_{ei}} \right)^{2+H_s},$$

де δ_s^{**} , U_{es} – товщина втрати імпульсу та швидкість зовнішньої течії в точці відриву.

За експериментальними даними прийнято $H_s = \left(\frac{\delta'}{\delta''} \right) = 2,8$.

Таким чином, знаючи величину розподілу формпараметру $\Phi(x)$, можна визначити зміну інтегральних параметрів Re^{**} , δ^{**} , а також встановити наявність відриву прикордонного шару. У роботі [7] алгоритм та програма розрахунку інтегральних характеристик за допомогою ЕОМ були апробовані шляхом порівняння з експериментом.

2.2 Розрахунок профільних втрат у сопловому апараті гідротурбіни типу РО-500

Розрахункова область – конфузорний сопловий канал для радіально-осьової гідротурбіни РО-500 представлена на рис. 2. За прототип використовуємо універсальну характеристику радіально-осьової гідротурбіни РО-500/3508-B-80 [3].

Розміри на рис. 2 показані для модельної турбіни з діаметром робочого колеса $D_1=0.8\text{м}$.

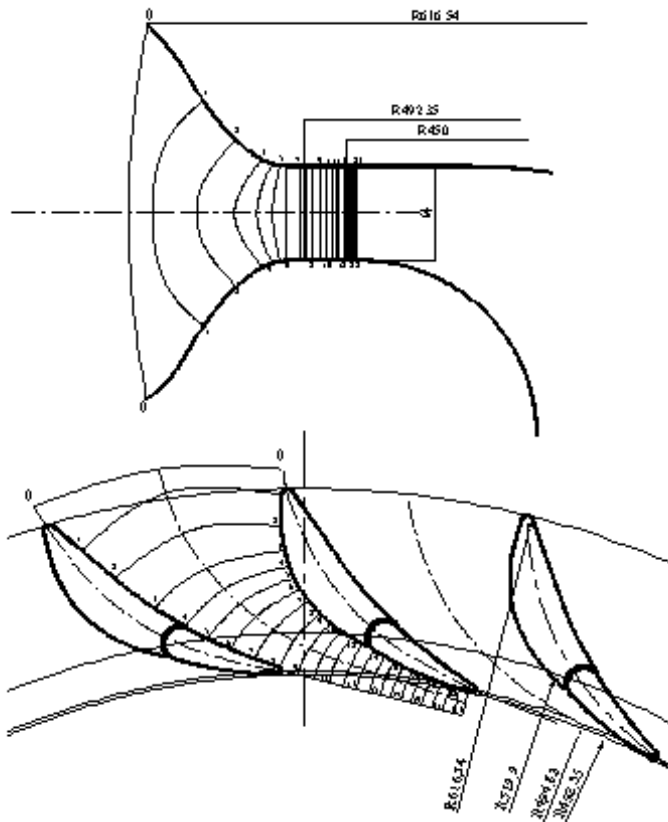


Рисунок 2 – Конфузорний канал радіально-осьової гідротурбіни у сопловому каналі.

Рівношвидкісний меридіональний потік являє собою окремий випадок вісесиметричної течії у порожнині гідромашини, у котрій середня швидкість потоку уздовж будь-якої нормалі до ліній струму постійна.

Припускаємо, що по висоті соплового каналу швидкість постійна, елементарна витрата між сусідніми лініями току однакова $\Delta Q = \text{const}$ і дорівнює $Q_\varphi = \frac{Q_p}{z}$, де z – кількість лопаток соплового каналу ($z = z_0$). Значення меридіональної швидкості V_m на різних нормалях $n_i - n_i$ сітки потоку визначається витратою Q_φ й розмірами поперечного перерізу потоку та розраховується по формулі:

$$V_m(x) = \frac{Q_\varphi}{\sum_{i=N} (L_\varphi)_i \cdot \sum_{i=N} (L_b)_i}, \quad (4)$$

де L_φ , L_b – довжини нормалей до ліній струму у плані та радіальному перетині каналу; x – довжина каналу.

За допомогою ЕОМ виконано побудову рівношвидкісної течії у сопловому каналу.

У результаті побудови рівношвидкісної течії ідеальної рідини в розрахунковій області на поверхнях каналу отримано залежності розподілу швидкості $\bar{U}_e(x) = \frac{U_e(x)}{U_\infty}$, які представлені на рис. 3.

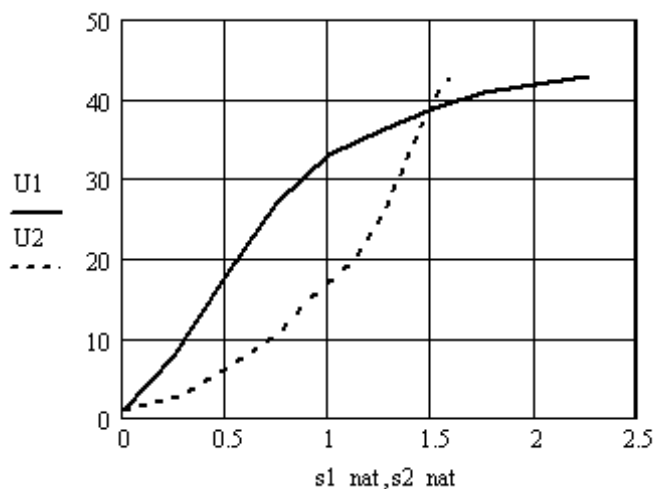
Основні розрахункові геометричні та кінематичні параметри:

$D_1 = 4.5 \text{ м}$ – діаметр робочого колеса; $H = 500 \text{ м}$ – напор турбіни; $b_0 = 0.8 \cdot D_1 = 0.64 \text{ м}$ – висота спрямовуючого апарату; $z_0 = 24$ – кількість лопаток спрямовуючого апарату; $(Q_I')_{\text{расч}} = 0.273 \text{ м}^3/\text{хв}$; $(n_I')_{\text{расч}} = 63 \text{ об/хв}$ – значення витрати та оборотів, що приведені до $D_1 = 1 \text{ м}$, $H = 1 \text{ м}$; $\delta_{\text{сп}} = 42^\circ$ – кут потоку спіралі; $\alpha_1 = 6^\circ$ – кут потоку, що натікає на робоче колесо гідротурбіни (оптимальний режим).

Завдання вирішується у два етапи.

На першому етапі розрахунку визначають значення швидкостей $U_e(x)$ в точках профілів ґрат побудовою рівношвидкісної течії

На другому етапі по обчислених величинах відносних швидкостей на поверхнях соплового каналу $\bar{U}_e(x)$ визначають інтегральні параметри прикордонного шару $\delta^{**}(x)$ та $Re^{**}(x)$ на його двох сторонах по алгоритму, що наведений в п.2.1.



Величину втрат на заданому режимі при відомих граничних умовах потоку на вході у сопловому апараті визначають по формулах (1) - (3).

Значення відносних сумарних втрат напору у каналі, що підводить рідину до робочого колеса турбіни, визначаємо за допомогою наступної формули:

$$\frac{z_0}{z_1} \cdot 100, \% \quad (5)$$

Рисунок 3 – Залежності розподілу відносної швидкості $\bar{U}_e(x)$ на поверхнях соплового каналу

Обчислені значення представлені в табл. 1.

Таблиця 1. Визначення втрат в уздовж соплового каналу

Сторона каналу	Тильна сторона	Лицьова сторона
$L_{max}, \text{м}$	1,57	2,25
δ^{**}	$9,459 \cdot 10^{-5}$	$2,597 \cdot 10^{-4}$
$\bar{\eta}_{emp}, \%$	0,363	0,64

3. Аналіз отриманих результатів

Значення втрат у сопловому каналі дорівнює 1.003%. Звідси можна зробити висновки, що втрати енергії в соплових апаратах у три рази менше, ніж у тих органах підводу, які використовують у номенклатурі [2, 3].

Це має декілька пояснень. По-перше, максимальна величина швидкості досягається на невеликій довжині вихідних елементів. По-друге, соплові канали забезпечують на виході рівношвидкісну течію без властивих для спіральних камер вихроутворень та градієнтів швидкостей і тисків. Окрім того, соплові апарати спеціальної конструкції з ламінарним режимом течії у прикордонному шарі забезпечують додаткове зменшення гідравлічних втрат на тертя. Течія, яка наближається до ідеального підведення, по коловому напрямку й по висоті, дає можливість спрофілювати лопатеві системи робочого колеса, що приведе до зниження гідравлічних втрат.

Список літератури: 1. Деклараційний патент України на корисну модель №14284, МПК F03B 3/00. 2. Справочник по гидротурбинам. / Под ред. Н.Н.Ковалева –Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. – 496с. 3. Турбины гидравлические для гидроэлектростанций (сборник ОСТов) т.1.–Л.: 1986. –198с. 4. *Потетенко О.В., Панченко Н.С.* Вихревой характер движения жид- кости в спиральной камере и межлопастных каналах направляющего аппарата высоконапорных радиально-осевых гидротурбин РО500 // Гидравл.машины. – Вып.7, 1978. 5. *Лойцянский Л.Г.* Механика жидкости и газа. – М.: Наука,1987. – 903 с. 6. *Тонаж Г.И.* Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин. – Л.: Изд-во Ленинградского университета, 1989. – 208с. 7. *Шевченко Н.Г.* Разработка метода расчета и исследование потока в кольцевом затворе и плоских кольцах статора высоконапорной радиально-осевой гидротурбины. Дис. на соиск. уч. степени к.т.н. Х., 1989. – 170с.

Поступила в редколлегию 23.09.2009

УДК 621.01:621.436

М. С. СВИНАРЕНКО, аспирант (НТУ «ХП»)

ПРОЕКТУВАННЯ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГАСИТЕЛІВ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ

Отримана залежність для визначення зміни об'єму проточної порожнини гасителя під час роботи його роботи в об'ємному гідроагрегаті. Розроблена методика проектування сильфонів та пружин, з урахуванням особливостей їх роботи у гідравлічних гасителях пульсацій тиску, яка забезпечує їх високу стійкість та надійність.

Dependence for definition of change of definition of a flowing cavity гасителя during its work in the volumetric hydrounit is received. The technique of designing сильфонов and springs in view of features of their work in hydraulic гасителях pulsations of pressure which provides their high stability and reliability is developed.

Вступ. Серед проблем які повинні бути вирішені при проектуванні гідравлічних гасителів пульсацій тиску, особливе місце займає питання правильного вибору параметрів пружних елементів. Високі динамічні навантаження таких елементів викликають необхідність врахування різносторонніх динамічних факторів, що в свою чергу приводить до необхідності уточнення деяких їх конструктивних параметрів, розрахованих за допомогою існуючих інженерних методик. Тому, існуючі методики їх проектування, в разі їх застосування для проектування гідравлічних гасителів пульсацій тиску, повинні бути доповнені аналізом коливальних явищ, які суттєво впливають на точність відтворення ними заданих функцій, та її утомлену міцність. Крім того при роботі пружних елементів в гідравлічних гасителях пульсацій тиску відбувається зміна об'єму їх проточних порожнин, яку необхідно враховувати при математичному описі робочих процесів, що відбуваються в гасителях. До пружних елементів що використовуються в гідравлічних гасителях пульсацій тиску відносяться сильфони, пружини і мембрани. Зауважимо, що в розробленому нами гідравлічному гасителі пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів [1] використовуються сильфони і пружини, тому основну увагу приділимо саме ним.

Аналіз публікацій. Питанням проектування пружин присвячена достатня кількість літературних робіт, наприклад [2 – 4]. За умовами праці пружини гідравлічних гасителів пульсацій тиску найбільш близькі до пружин паливної апаратури, проектуванню яких присвячені роботи таких вчених, як А.А. Грунауер, О.Л. Гри-