УДК 665.9

А.В. КОВЕРІН, НТУ «ХПІ», Харків, Україна
О.В. ПОТЕТЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПІ», Харків, Україна

Радіально-осьова гідротурбіна на напори 500 м із широким діапазоном експлуатаційних режимів

Проектування високоефективних гідротурбін на напори 400–800 метрів та прямоточних ГА на напори 40–250 метрів вимагає ретельного вивчення особливостей складної структури потоку в проточній частині та особливостей робочого процесу. Тому для розробки сучасних ГТ і виходу вітчизняного гідротурбобудування на світовий рівень необхідно проводити більш глибокий аналіз внутрішньої структури потоку в каналах високонапірних гідротурбін, розробляти більш точні математичні методи моделювання і прогнозувати проточну частину та вібраційні показники і приділяти більше уваги системам автоматичного керування гідротурбін.

Ціль роботи – створення математичних моделей оптимізованого робочого процесу для проточних частин високонапірних гідротурбін РО400–800 та прямоточних гідроагрегатів на напори 40–250 метрів і визначення їх характерних закономірностей на основі гідродинамічного аналізу реальної структури потоку в каналах, що дозволило суттєво підвищити ККД, надійність і довговічність експлуатації гідротурбін.

Розробка нових гідродинамічних методів розрахунку і використання соплових підвідних каналів у ГТ дозволило значно знизити гідравлічні втрати за рахунок забезпечення більш рівномірного підводу потоку до робочого колеса і ламінарного режиму течії в пограничних шарах у більшій частині підвідних органів і лопатевій системі робочого колеса.

Виготовлення більш точних моделей для прогнозування нестаціонарних явищ у проточній частині гідротурбіни дозволила значно підвищити її надійність і довговічність.

Гідравлічні втрати складаються із втрат енергії у підвідних органах, в робочому колесі і у відвідному органі. При розробці проточної частини гідротурбіни і лопатевої системи робочого колеса ставиться задача на оптимальному режимі роботи узгодити потоки, які залишають попередній елемент, з потоком, що забезпечує мінімальні втрати в подальшому елементі, включаючи лопатеву систему. Крім того, кожен елемент проточної частини повинен мати оптимальну форму, що забезпечує мінімум втрат у самому цьому елементі. Все вищевикладене реалізується на практиці, але, на жаль, на режимах, що відрізняються від оптимального, не можна гарантувати ні узгодження між собою різних елементів проточної частини, ні мінімуму втрат в кожному з них.

Пропонується вирішення цієї проблеми, можливе з застосуванням багаторядних лопатевих систем, розворот яких здійснюється за комбінаторною

залежністю, що забезпечує максимально можливе узгодження елементів проточної частини. Розглянуто варіанти конструктивних рішень і особливостей робочого процесу гідротурбіни з багаторядною лопатевою системою.

Недоліком існуючих високонапірних робочих коліс є малий діапазон зміни експлуатаційних напорів і витрат, що забезпечують високу ефективність і надійність експлуатації. При зміні $n_1^{'}$ або $Q_1^{'}$ на 25 % у бік збільшення або зменшення в порівнянні з оптимумом, циркуляційні втрати можуть досягати 15 – 25 %. Крім того, різко зростає нестаціонарність потоку, що погіршує надійну роботу гідротурбіни.

У даній роботі розглянута радіально-діагональна гідравлічна турбіна з двома лопатними системами – радіально-осьового і діагонального типу, між якими встановлюється направляючий апарат.

Застосування такої лопатевої системи суттєво покращує експлуатаційні характеристики гідротурбіни.

Тобто сумарна лопатева система може мати на оптимальному режимі витрати, що не перевищують втрати в одній лопатевій системі.

Враховуючи, що підведення і відведення одне й те ж для двох лопатевих систем, то можна припустити, що є можливість одержати вищий ККД ніж окремо отриманий в радіально-осьовій і діагональній гідротурбіні.

Безперечною перевагою застосування такої лопатевої системи є вищі енергетичні і експлуатаційні показники на режимах відмінних від оптимального.

Великою перевагою є можливість застосування гідротурбіни з дворядним робочим колесом для умов експлуатації з широким діапазоном зміни напорів і витрат.

При цьому зменшення витрат енергії і підвищення надійності роботи на цих режимах досягається за рахунок зменшення вихідної циркуляції потоку (тобто циркуляційних витрат).

У даній роботі виконано розрахунок нової гідравлічної турбіни РОД 500, проточна частина якої має дві лопатеві системи: радіально-осьову та діагональну та напрямний апарат між ними.

Список літератури:

1. *Барлит В. В.* “Гидравлические турбины ” Киев “ Вища школа” 1977г.

2. “Выбор типа гидротурбины (насос-турбины) при помощи универсальных характеристик, определение основных параметров и построение ее эксплуатационной характеристики” Методические указания: под ред. Барлита В. В. Харьков, 1994г.

3. Справочник конструктора гидротурбин /Под ред. Н.Н. Ковалева. – М.; Л.: Машиностроение, 1971.

4. ”Расчет обтекания решеток профилей лопастных систем гидромашин” Методические указания под редакцией Барлита В.В Харьков 2005г.

5. Турбины гидравлические для гидроэлектростанций(сборник ГОСТов) т.1.-Л.,-198,-Е.2;1986.