

ОПРЕДЕЛЯНЕ МИНИМАЛНАТА МОЩНОСТ НА ХИДРОАГРЕГАТИТЕ В ПАВЕЦ"ЧАИРА" В ТУРБИНЕН РЕЖИМ

Валентин ОБРЕТЕНОВ

Технически Университет – София, бул. "Кл.Охридски" 8, 1797 София, БЪЛГАРИЯ

Резюме

На основата на данни от моделни и натурни изследвания са анализирани енергийните и кавитационни характеристики на хидроагрегатите в ПАВЕЦ"Чаира" при работа в турбинен режим. Разработен е алгоритъм, който дава възможност чрез двумерна интерполация по данните от режимната таблица (тя се базира на данни от реални измервания) и препоръките на фирмата-производител (Toshiba) да бъдат определени стойностите на минималната мощност при различни условия на работа (различни коти на яз.»Белмекен» и яз.»Чаира», работа на един или два хидроагрегата).

Ключови думи: хидроагрегат, обратима турбомашина, кавитация, експлоатационен диапазон.

Въведение

Задача на тази работа е анализиране на режимите на работа на хидроагрегатите в ПАВЕЦ"Чаира" в турбинен режим с оглед определянето на експлоатационния диапазон. Оценките се основават на данни от опитни изследвания, направени през 1995, 1996, 2005 и 2006г., на данни от моделните изследвания в лабораторията на фирмата-производител (Toshiba) и експертизи за проточната част на обратимите турбомашини от ХГ1, ХГ2 и ХГ4.

Енергийни характеристики

Хидроагрегатите в ПАВЕЦ"Чаира" се експлоатират в турбинен режим в диапазона от активни мощности $110 \div 216$ MW. Той е определен на основата на препоръките на производителя (фирмата Toshiba – Япония) и от гледна точка на изискванията за регулиране на товара в енергийната система.

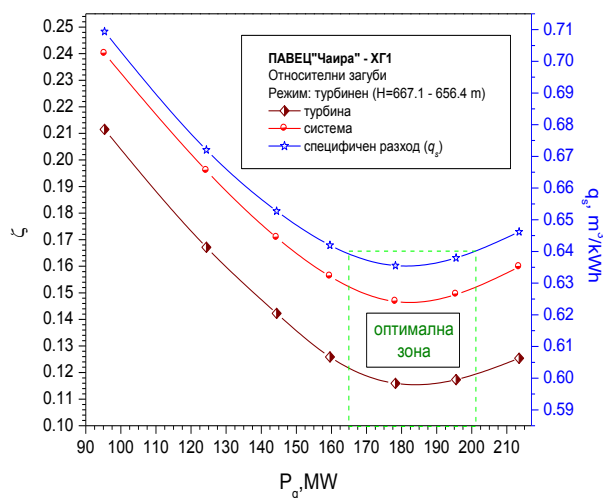
1. Режими на работа на хидроагрегатите

А. Оптимален режим

На фиг.1 е показано изменението на относителните загуби ζ в обратимата турбомашина и в системата, както и на специфичния разход q_s в зависимост от генераторната мощност при работа в турбинен режим [Обретенов, 2005].

Тъй като загубите в обратимата машина са с най-голяма стойност (около 87% от общите

загуби), те определят характера на изменение и на сумарните загуби. Оптималната зона за експлоатация на една хидравлична машина обикновено се дефинира, като се определи диапазона от режими, в които загубите нарастват с 5% спрямо минималната стойност.



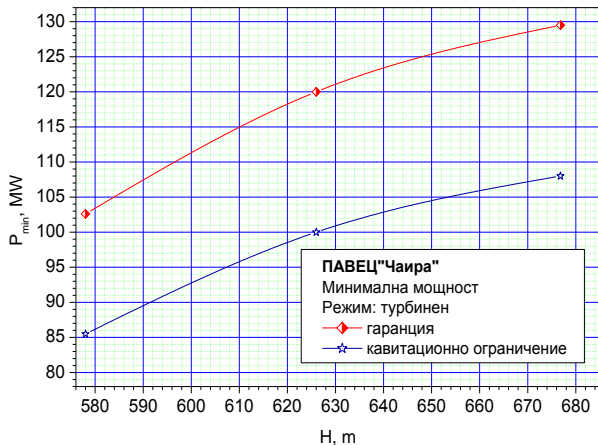
Фиг. 1. Енергийни загуби в машината и в системата

Тази зона е показана на фиг.1. Тя се характеризира със стойности на активната мощност на генератора $165 \div 201$ MW.

Б. Режим с минимална мощност

Понастоящем за минимална мощност на един хидроагрегат при работа в турбинен режим по инструкция е зададена стойност 110

MW. Според препоръките на фирмата-производител, минималната мощност се определя според стойността на напора по следния начин – фиг.2 (тя е построена по гаранциите на Toshiba - в контракта минималната мощност е дефинирана като 60% от максималната, което е нормално за радиално-осова обратима турбомашина.



Фиг.2. Изменение на минималната мощност според напора

На фиг.2 е показани минимално допустимите мощности за ограничено време (не повече от 100 часа през гаранционния период) от гледна точка на гаранциите за кавитационно износване.

От характеристиките на фиг.1 се вижда, че при 110 MW генераторна мощност енергийните загуби в машината и в системата са сравнително ниски. Това е лесно обяснимо, като се има предвид следното:

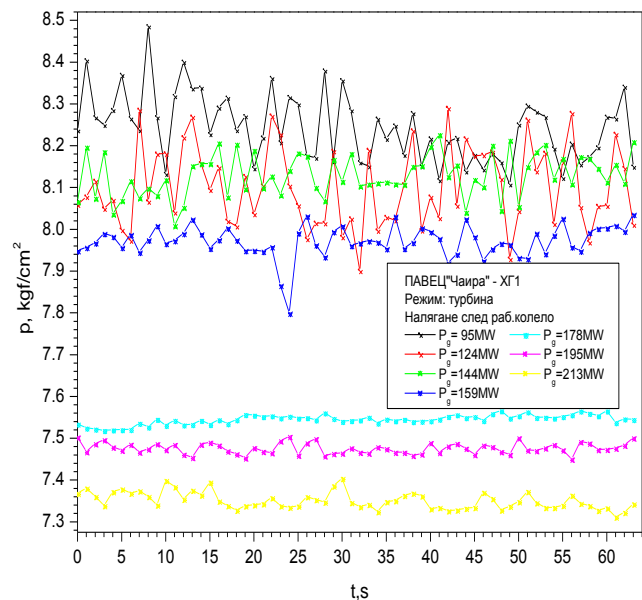
- Обратимата турбомашина е с много ниска бързоходност и работи в турбинен режим с прилична ефективност;
- По принцип енергийните загуби в електрическата машина са с ниска стойност и остават постоянни в много широк диапазон от режими;
- Ниската стойност на мощността се характеризира с ниска стойност и на дебита, което от своя страна означава малки хидравлични загуби в напорния тръбопровод;
- В останалите елементи на системата енергийните загуби са пренебрежимо малки и практически не оказват забележимо влияние върху енергийния баланс.

Кавитационни характеристики

Известно е, че в подобни случаи от съществено значение върху оценката за ограничението на мощността на хидроагрегата имат кавитационните и вибрационни

характеристики на хидравличната машина. В конкретния случай наблюденията на хидроагрегатите при направените през 1995 и 2004г. изследвания показаха, че с намаляване на активната мощност на генератора до 120MW шумът се увеличава значително, особено в зоната на дифузора.

Възникването и развитието на кавитационни явления в зоната от проточната част след изхода на работното колело (по принцип най-комплицираната в това отношение зона) може да се идентифицира, ако се измери налягането в тази зона. На фиг.3 е показано изменението на абсолютното налягане в мерна точка, разположена в горната част на входящия дифузор, непосредствено след работното колело (измерванията са направени при напори $H=656 \div 667m$).



Фиг.3. Изменение на налягането след работното колело

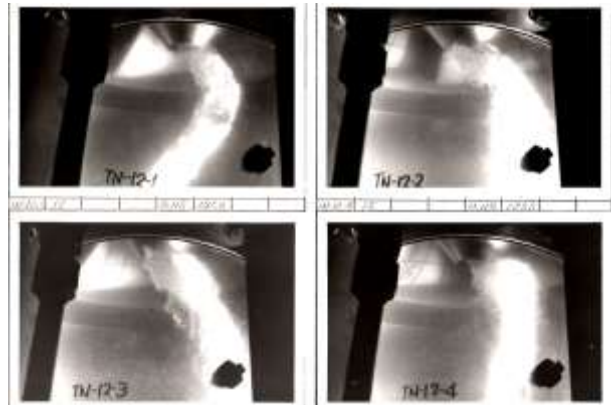
Резултатите от измерванията дават основание да се направи извода, че налягането в тази точка е по-високо от критичните стойности, при които могат да се развият кавитационни процеси. Трябва да се има предвид обаче, че ако по стената на входящия конус на дифузора налягането е по-високо от критичното (от гледна точка на развитието на кавитационни процеси), това не означава непременно, че в централната му част то не може да се понижи до критични стойности. Известно е, че работата на реактивните турбини в режими, различни от оптималния е свързана с увеличаване на преносната съставяща на абсолютната скорост на изхода на работното колело [Обретенов, 1996]. Това завъртане на течението води до увеличаване на налягането към периферията в

резултат на действието на центробежните сили и намаляване на налягането към оста на тръбата. Откъсването на течението от лопатките на работното колело генерира въздушни мехурчета (вихрова пелена), които след това предизвикват хидравлични удари при попадане в област с високо налягане в дифузора. Често това явление е резултат на профилирането на лопатъчната система на работното колело. То се наблюдава в определен диапазон на изменение на скоростта след работното колело, т.е. само при определени режими на работа. В подкрепа на казаното по-горе, на фиг.4 са показани данни от протокола от официалните моделни изследвания на модела за ПАВЕЦ "Чаира", проведени в лабораторията на Toshiba през м.ноември 1980г.

TEST NO.	16-1 (TN-16-2)	16-2	16-3	16-4
	weak	weak	weak	weak
TEST NO.	14-1 (TN-14-1)	14-2	14-3 (TN-14-2)	14-4 (TN-14-3)
	steady	moving	moving (not powerful)	irregular (weak)
TEST NO.	12-1 (TN-12-1)	12-2 (TN-12-3)	12-3 (TN-12-4)	12-4 (TN-12-5)
	moving (not powerful)	moving (not powerful)	moving (not powerful)	irregular (weak)
TEST NO.	10-1 (TN-10)			
	irregular (weak)			

Фиг.4. Вихров шнур

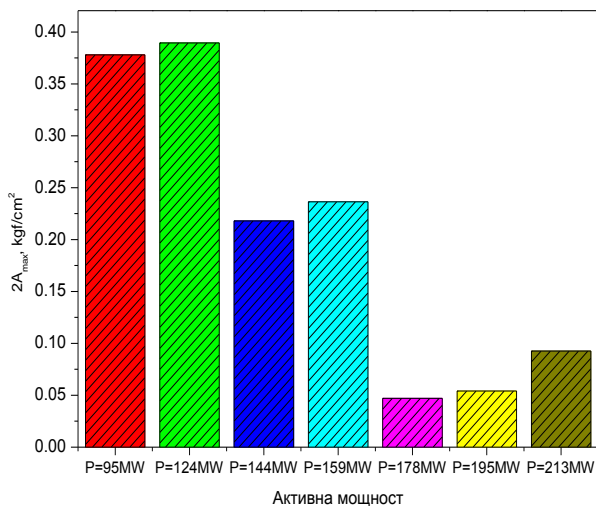
Представена е картина на т.нар. вихров шнур след работното колело в турбинен режим, чиято конфигурация и размери са определени благодарение на прозрачния входящ конусен дифузор (фиг.5).



Фиг.5. Фотографии на вихровия шнур в турбинен режим (лаборатория на Toshiba)

Показана е картината при различни режими на работа в експлоатационния диапазон: първото число (след TN) показва отварянето на направляващия апарат на модела, а второто – режима, който отговаря на различните стойности на напора на оригинала: 1 – $H=676.8\text{m}$; 2 – $H=640.0\text{m}$; 3 – $H=626.1\text{m}$; 4 – 578.0m . Ясно се вижда, че при режими, характеризиращи се с малки товари (малки отваряния на направляващия апарат - 10-12 mm), при които нараства периферната компонента на абсолютната скорост (при това по посоката на въртене), влиянието на вихровия шнур върху налягането след работното колело нараства.

Анализът на данните от измерването на налягането след работното колело показва съществено нарастване на пулсациите при малки товари. Този факт е илюстриран на фиг.6, където е показано изменението на максималната двойна амплитуда на колебанията на налягането при различните режими на работа. Очевидното нарастване на колебанията на налягането при товари под 124 MW показва, че в тези режими се засилва влиянието на вихровия шнур и е индикация за увеличени вибрации в тази зона.



Фиг.6. Изменение на амплитудата на колебанията на налягането след работното колело



Фиг.7. Работно колело на турбомашина №1

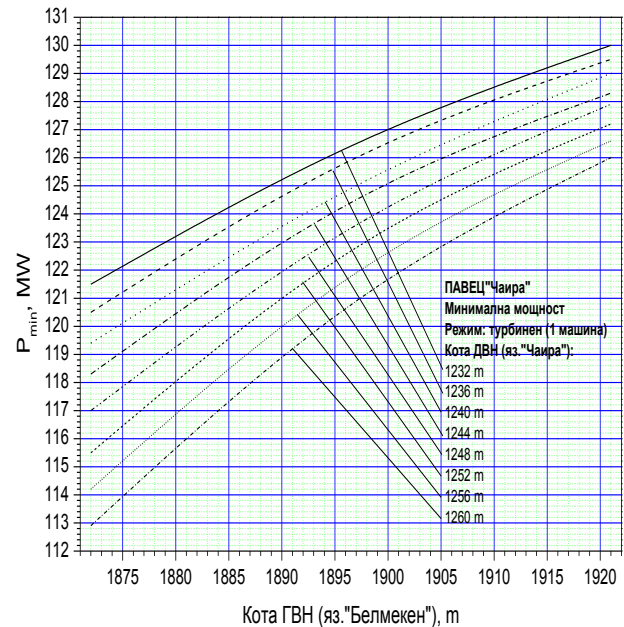
На фиг.7 са показани фотографии от изхода на работното колело на машината от ХГ1, направени през май 2005г. и през май 2007г. Известно е, че интензивността на износването непрекъснато се увеличава и пораженията за сравнително кратък период от време могат да направят работното колело негодно за експлоатация.

Относно ограничението на минималната мощност

Определянето на ограничението за минималната мощност на хидроагрегата в турбинен режим се базира главно на неговите енергийни, кавитационни и вибрационни характеристики, както и на изискванията по отношение на регулиране на параметрите на енергийната система.

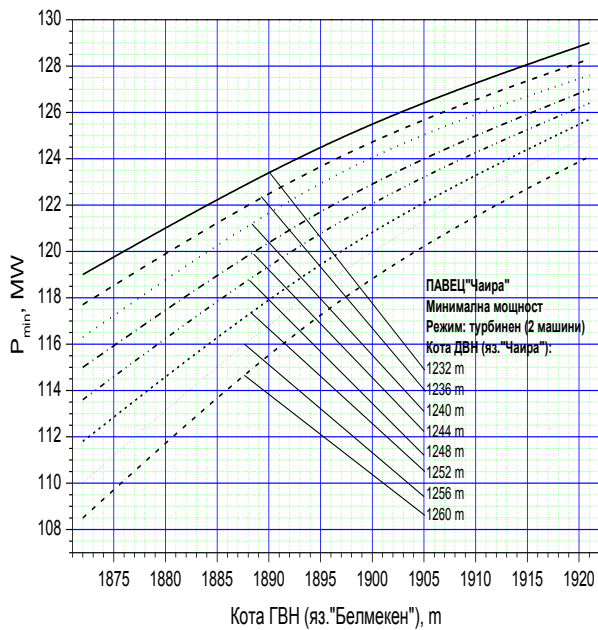
Предвид сложната схема на системата (по два хидроагрегата на общ напорен тръбопровод и значителни колебания на котите на ГВН и ДВН), определянето на минималната мощност на хидроагрегатите в турбинен режим следва да бъде съобразено с котите на двата изравнителя, хидравличните загуби в напорния тръбопровод и препоръките на фирмата-производител. За тази цел е разработен алгоритъм, който дава възможност чрез двумерна интерполация по

данните от режимната таблица (тя се базира на реални данни от измервания) и препоръките на Toshiba да бъдат определени стойностите на минималната мощност при различни условия (различни коти на ГВН и ДВН) при работа на един и два хидроагрегата. Резултатите от изчисленията са представени в графичен вид на фиг.8 (работа на един хидроагрегат) и фиг.9 (работа на два хидроагрегата).



Фиг.13. Минимална мощност при работа на един хидроагрегат

Представените на фиг.8 и фиг.9 графични зависимости могат да се използват за обосновано определяне на минималната мощност на хидроагрегатите в ПAVEЦ "Чаира" при работа в турбинен режим.



Фиг.9. Минимална мощност при работа на два хидроагрегата

Заклучение

Анализът на резултатите от опитните изследвания, както и данните от експлоатацията на хидроагрегатите в ПАВЕЦ "Чаира" дават основание да бъдат направени следните основни изводи:

1. Минималната мощност на хидроагрегатите в турбинен режим следва да бъде съобразена с котата на язовир „Белмекен” и яз. „Чаира”. От гледна точка на кавитационното износване на проточната част на обратимата турбомашина, както и колебанията на налягането след работното колело, определянето на минималната мощност на хидроагрегатите при различни коти на двата изравнителя следва да става според данните от фиг.8 и фиг.9.

2. Параметрите на оптималният режим на работа на хидроагрегатите за различните коти на двата изравнителя могат да бъдат обосновано определени от режимната таблица. Резултатите от проведените опитни изследвания показват, че при напор $H=660\text{m}$ оптималният режим на работа се характеризира със стойност на дебита

$Q \approx 32.1\text{m}^3/\text{s}$ и генераторната мощност е $P_g \approx 181\text{MW}$.

3. Необходимо е да се осигури регулярен мониторинг на работните колела на обратимите турбомашини, статусът на някои от които налага извършването на ремонтни работи за възстановяване на засегнатите от кавитация зони от лопатките. Това ще преустанови развитието на кавитационната ерозия, чиято интензивност при сегашното състояние на лопатъчните повърхнини ще нараства.

4. Необоснованото намаляване на стойността на минималната мощност при повисоки коти на язовир „Белмекен” освен изложеното в т.III води до нарастване на ерозионното износване на проточната част в зоната на двете лопатъчни системи предвид поголемите скорости на водата в тези режими. Необходимо е да се вземат мерки за възстановяване на нормалната гладкост на ерозираните повърхнини, тъй като те са предпоставка за генериране на т.нар. местна кавитация [Обретенов, 1996].

5. Необходимо е да се осигури експлоатация на машините както в помпен, така и в турбинен режим при нива на язовир „Чаира” над допустимата минимална кота, предписана от доставчика на машините.

6. Необходимо е да се направи оценка (на основата на технико-икономически анализ) на средствата, необходими за ремонти или доставка на нови работни колела и други елементи от проточната част на машините, както и загубите от престои на хидроагрегатите от една страна и изгодата за енергийната система от разширения диапазон на експлоатация - от друга.

Литература

Обретенов, В. Балансовое исследование обратимого гидроагрегата. Международна конференция „Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Сб.доклады, стр. 133-137, С.Петербург, 2005.

Обретенов В. Водни турбини и хидроенергийни съоръжения. Издателство на ТУ-София, 1996.

DETERMINING THE MINIMAL POWER TO THE UNITS IN CHAIRA PSPP IN TURBINE MODE

V. Obretenov

Summary

On the base of data from model and field acceptance tests are analyzed energies and cavitations characteristics to the units of Chaira PSPP of work in turbine mode. The algorithm for determining the minimal power of units at different levels of two lake dams (Belmeken and Chaira) is developed. The minimal values of power are specified by interpolation of data of a operation table to the Chaira PSPP and the recommendations of the company-supplier of the machines (Toshiba Co.).

Key words: pump-turbine, cavitation, unit, operation range.