

ОПРЕДЕЛЯНЕ ОСОВОТО НАТОВАРВАНЕ НА ХОРИЗОНТАЛНА ФРАНЦИСОВА ТУРБИНА

Валентин ОБРЕТЕНОВ,

v_obretenov@tu-sofia.bg

Цветан ЦАЛОВ

tsalov@tu-sofia.bg

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

Резюме

Представени са резултати от експертен анализ на т. нар. осово натоварване на вала на хоризонтална Францисова турбина. Разгледана е методика за пресмятане на това натоварване. Изчисленията на силата, която натоварва вала в осово направление при експлоатацията на водната турбина, са направени за четири основни режима на работа (приема се, че работи един хидроагрегат). Моделирани са няколко възможни сценария от гледна точка на експлоатацията на турбината.

Ключови думи

Францисова водна турбина, осово натоварване, система за разтоварване, режими на работа

Въведение

Обект на анализ и оценка е осовото натоварване на Францисовата водна турбина с хоризонтален вал от ВЕЦ “Вугоуе” (Уганда), което е причина за възникналите проблеми при експлоатацията на двата хидроагрегата, инсталирани в централата. Турбините са със следните основни параметри:

- напор (разчетна стойност) $H=159.54$ m;
- дебит (максимална стойност) $Q=5.0$ m³/s;
- максимална ефективна мощност $P=7228$ kW;
- минимална ефективна мощност $P=2650$ kW;
- честота на въртене $n=600$ min⁻¹;
- гранична честота на въртене $n_p=955$ min⁻¹;
- основен диаметър $D_1=1350$ mm.

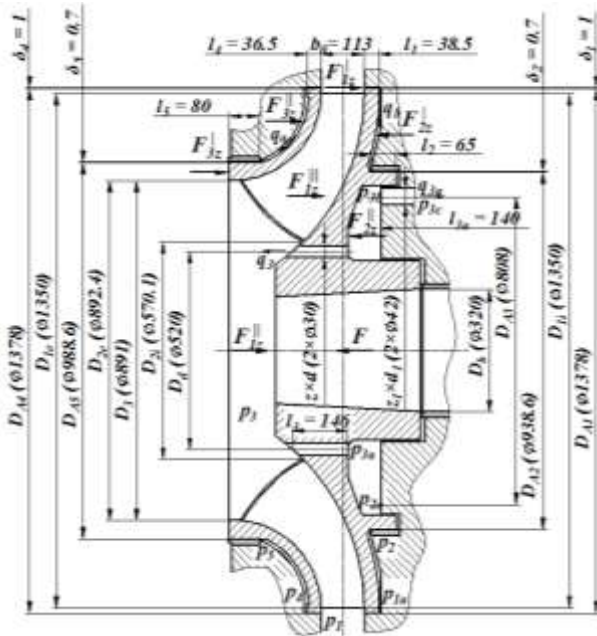
Турбините са произведени през 2008 г. от фирмата Mavel (Чехия). Очевидно става въпрос за бавноходна Францисова турбина с малка мощност, проточната част на която е разработена по модела F10 (спирална камера с кръгли сечения, многолопатков направляващ апарат, конусен дифузор). При компоновката на хидроагрегата е предпочетена конструкция с един вал, който е лагеруван в два плъзгащи лагера (предвиден е и маховик), като по-натовареният от гледна точка на силовата схема е комбиниран радиално-аксиален лагер.

Изчисленията на силата, която натоварва вала в осово направление (т. нар. осово натоварване) при експлоатацията на водната турбина са направени за 4 основни режима на работа (приема се, че работи един хидроагрегат):

- A. Работа на хидроагрегата с максимален товар (разгледани са варианти с различен брой на разтоварващите отвори);
- B. Работа на хидроагрегата с минимален товар;
- C. Работа на хидроагрегата в разгонен режим;
- D. Работа в режим на празен ход (хидроагрегатът е разтоварен, върти се с номиналната честота на въртене при възбуден генератор). С оглед изследването на всички възможности за претоварване на турбинния лагер е направено изчисление за още един, до известна степен хипотетичен, режим (D1): пусков режим непосредствено преди развъртането на турбината, като се приема, че водата е проникнала в двете зони между работното колело и капците на турбината.

За намаляването на осовото натоварване конструкторите на турбината са предвидили 8 разтоварващи отвора в работното колело с диаметър 30 mm, свързващи пространството над главината на работното колело с това към изпускателната тръба, както и още два отвора с диаметър 42 mm в капака на турбината, от които по тръби водата се отвежда към дренажната

система (фиг. 1). С цел установяване на зависимостта на осовата сила от броя на отворите в работното колело са направени допълнителни изчисления за работа с 2÷10 отвора, както и без отвори. Освен това са разгледани варианти на работа без наличие на дренажни отвори и при частично дроселиране на тези отвори.



Фиг. 1. Работно колело (геометрия, сили и налягане)

Методика на изчисление

Пресмятането на осовото натоварване е направено на основата на методиката, описана в [Обретенов 2008], като е взето предвид и преразпределението на налягането в пространствата между работното колело и капациите на турбината, в резултат на действието на центробежните сили върху въртящите се водни маси.

На фиг. 1 е показано работното колело на турбината, неговите размери и характерните сили и налягания, които се пресмятат по методиката.

Поради ограничеността на предоставената информация се наложи стойностите на някои характеристики, необходими за изчислението, да бъдат приети по данни от специализираната техническа литература, както и по данни от моделни и натурни изследвания на водни турбини с близка по стойност бързоходност.

1. Осова сила, F

За хоризонтална Францисова турбина осовата сила се определя по израза [Обретенов 2008]:

$$F = -F_{1z} + F_{2z} + F_{3z}$$

F_{1z} – сила от взаимодействието между водата и работното колело;

F_{2z} – сила от налягане между главината и капака;

F_{3z} – сила от налягане между венца и капака.

$$F_{1z} = F'_{1z} + F''_{1z} + F'''_{1z}$$

F'_{1z} – сила от налягането по входа на работното колело;

F''_{1z} – сила от налягането по изхода на работното колело;

F'''_{1z} – сила от действието на водата в междуплъватъчните канали.

$$F'_{1z} = \frac{\pi(D_{1e}^2 - D_{1i}^2)(p_{1e} - p_{1i})}{4 \cdot 2}$$

За конкретното работно колело $F'_{1z} = 0$ ($D_{1e} = D_{1i}$)

$$F''_{1z} = \frac{\pi D_3^2}{4} p_3$$

$$F'''_{1z} = \rho Q(c_{2mz} - c_{1mz})$$

$$F_{2z} = F'_{2z} + F''_{2z}$$

F'_{2z} – сила от налягането между периферията и уплътнението;

F''_{2z} – сила от налягането между уплътнението и вала.

$$\frac{D_{A1}}{2}$$

$$F'_{2z} = \int_{\frac{D_{A2}}{2}}^{\frac{D_{A1}}{2}} 2\pi r p(r) dr$$

$$F'_{2z} = \pi \frac{D_{A1}^2 - D_{A2}^2}{4} \left(p_{1a} - \frac{\rho \omega'^2}{4} \frac{D_{A1}^2 - D_{A2}^2}{4} \right)$$

$$\frac{D_{A2}}{2}$$

$$F''_{2z} = \int_{\frac{D_b}{2}}^{\frac{D_{A2}}{2}} 2\pi r p(r) dr$$

$$F''_{2z} = \pi \frac{D_{A2}^2 - D_b^2}{4} \left(p_{2a} - \frac{\rho \omega'^2}{4} \frac{D_{A2}^2 - D_b^2}{4} \right)$$

$$F_{3z} = F'_{3z} + F''_{3z}$$

F'_{3z} – сила от налягането между периферията и уплътнението;

F''_{3z} – сила от налягането между уплътнението и обтекаемата част на работното колело.

$$F'_{3z} = \pi \frac{D_{A5}^2 - D_3^2}{4} p_3$$

$$\frac{D_{A4}}{2}$$

$$F''_{3z} = \int_{\frac{D_{A5}}{2}}^{\frac{D_{A4}}{2}} 2\pi r p(r) dr$$

$$F''_{3z} = \pi \frac{D_{A4}^2 - D_{A5}^2}{4} \left(p_4 - \frac{\rho \omega'^2 D_{A4}^2 - D_{A5}^2}{4} \right)$$

2. Налягане и скорости

$$p_{1i} = p_{1e} = \rho g H_k - \rho \frac{c_1^2}{2}$$

H_k – напор пред входа на работното колело;

$H_{kA} = H - \zeta_n H$, напор пред работното колело в режим А: $H_{kA} = 154.31 \text{ m}$.

$H_{kB} = H_1 - \zeta_n H_1$, напор пред работното колело в режим В.

$H_1 = k_1 H$, напор режим В: $k_1 = 1.03$ (загубите в напорния тръбопровод намаляват). Стойността на k_1 е определена приблизително (липсват данни за тръбопровода) по данни от натурни изследвания на водни турбини у нас; $H_1 = 164.33 \text{ m}$. За напора пред работното колело се получава: $H_{kB} = 159.56 \text{ m}$.

$H_{kC} = H_2 - \zeta_n H_2$, напор пред работното колело в режим С.

$H_2 = k_2 H$, напор в режим С. Аналогично за този режим се приема $k_2 = 1.04$, при което за напора на турбината се получава $H_2 = 165.92 \text{ m}$, докато за напора пред работното колело: $H_{kC} = 161.11 \text{ m}$.

Стойностите на напора на турбината и напора пред работното колело в режимите D и D1 се приемат същите, каквито са в режим С (стойностите на дебита са много малки и загубите в напорния тръбопровод се изменят незначително).

В разгонен режим се приема стойност на дебита $Q = 0.195 \text{ m}^3/\text{s}$ на базата на данни от изследвания на моделната турбина PO73 [Обретенков 2008] и [www.hydrolab.tu-sofia.bg] с коефициент на бързоходност $n_s = 75$.

Пресмятанията за режим В (работа при минимален товар) са направени със стойност на дебита $Q_{\min} = 1.994 \text{ m}^3/\text{s}$. Тази стойност се получава, като се използват данни от натурни изследвания на бавноходната Францисова турбина от ВЕЦ “Алеко” (там е използван модела F7 на СКД). От отношението между минималната и максималната мощност се получава:

$$Q_{\min} = Q_{\max} \frac{P_{\min} H_{\max} \eta_{P_{\max}}}{P_{\max} H_{\min} \eta_{P_{\min}}}$$

За отношението $\frac{\eta_{P_{\max}}}{\eta_{P_{\min}}}$ по данни от натурните изследвания във ВЕЦ “Алеко” се получава $\frac{\eta_{P_{\max}}}{\eta_{P_{\min}}} = 0.947$.

За режима на празен ход (режим D) изчисленията са направени със стойност на дебита $Q_0 = 0.250 \text{ m}^3/\text{s}$ (тази стойност е определена на

основата на резултатите от натурните изследвания във ВЕЦ “Алеко”). За режим D1 се приема същата стойност на дебита.

По-долу са представени зависимостите за определяне стойностите на налягането и скоростта в зоната на работното колело на турбината:

$$c_{m3} = \frac{4Q}{\pi D_3^2}$$

$$c_{m2} = k c_3$$

$$k = 1.959 n_0^2 - 2.261 n_0 + 1.254$$

$$n_0 = \omega \left(\frac{Q}{\pi} \right)^{0.5} (2gH)^{-0.75}$$

$$p_1 = \rho g H - \rho \frac{c_{A1}^2}{2}$$

$$c_{A1} = \sqrt{c_{A1m}^2 + c_{A1u}^2}$$

$$c_{A1m} = \frac{Q}{\pi D_{A1} b_0}$$

$$c_{A1u} = \frac{c_{1u} D_1}{D_{A1}}$$

$$\omega' = k_\omega \omega$$

$$p_{1a} - p_2 = \frac{\rho \omega'^2 D_{A1}^2 - D_{A2}^2}{2 \cdot 4} = \Delta p_{1a-2}$$

$$p_{2a} - p_{3a} = \frac{\rho \omega'^2 D_{A2}^2 - D_d^2}{2 \cdot 4} = \Delta p_{2a-3a}$$

$$p_{2a} - p_{3b} = \frac{\rho \omega'^2 D_{A2}^2 - D_{A3}^2}{2 \cdot 4} = \Delta p_{2a-3b}$$

$$\frac{p_1 - p_{1a}}{p_2 - p_{2a}} = \left(\frac{\mu_2 S_{A2}}{\mu_1 S_{A1}} \right)^2 = K_1$$

$$S_{A1} = \pi D_{A1} \delta_1$$

$$S_{A2} = \pi D_{A2} \delta_2$$

$$S_d = z \frac{\pi d^2}{4}$$

$$S_{d_1} = z \frac{\pi d_1^2}{4}$$

$$C_1 = \frac{\mu_2^2 S_{A2}^2}{(K_1 + 1) \mu_3 \mu_{3a} S_d S_{d_1}} (p_1 - \Delta p_{1a-2}) + \frac{\mu_3 S_d}{\mu_{3a} S_{d_1}} (p_3 + \Delta p_{2a-3a}) + \frac{\mu_{3a} S_{d_1}}{\mu_3 S_d} (p_{3c} + \Delta p_{2a-3b})$$

$$C_2 = \frac{\mu_2^2 S_{A2}^2}{(K_1 + 1) \mu_3 \mu_{3a} S_d S_{d_1}} + \frac{\mu_3 S_d}{\mu_{3a} S_{d_1}} + \frac{\mu_{3a} S_{d_1}}{\mu_3 S_d}$$

$$C_3 = p_3 + p_{3c} + \Delta p_{2a-3a} + \Delta p_{2a-3b}$$

$$C_4 = (p_3 + \Delta p_{2a-3a})(p_{3c} + \Delta p_{2a-3b})$$

$$C_5 = \frac{2C_1 C_2 + C_3}{C_2^2 - 1}$$

$$C_6 = \frac{C_1^2 - C_4}{C_2^2 - 1}$$

$$p_{2a} = \frac{-C_5 - \sqrt{C_5^2 - 4C_6}}{2}$$

$$p_2 = \frac{p_1 - \Delta p_{1a-2} + K_1 p_{2a}}{K_1 + 1}$$

$$p_{1a} = p_2 + \Delta p_{1a-2}$$

$$p_{3a} = p_{2a} - \Delta p_{2a-3a}$$

$$p_{3b} = p_{2a} - \Delta p_{2a-3b}$$

$$p_{3c} = -\rho g H'_s$$

$$\frac{p_1 - p_4}{p_5 - p_3} = \left(\frac{\mu_5 S_{A5}}{\mu_4 S_{A4}} \right)^2 = K_3$$

$$p_4 - p_5 = \frac{\rho \omega'^2}{2} \frac{D_{A4}^2 - D_{A5}^2}{4} = \Delta p_{4-5}$$

$$S_{A4} = \pi D_{A4} \delta_4$$

$$S_{A5} = \pi D_{A5} \delta_5$$

$$p_4 = \frac{p_1 + K_3(p_3 + \Delta p_{4-5})}{K_3 + 1}$$

$$p_5 = p_4 - \Delta p_{4-5}$$

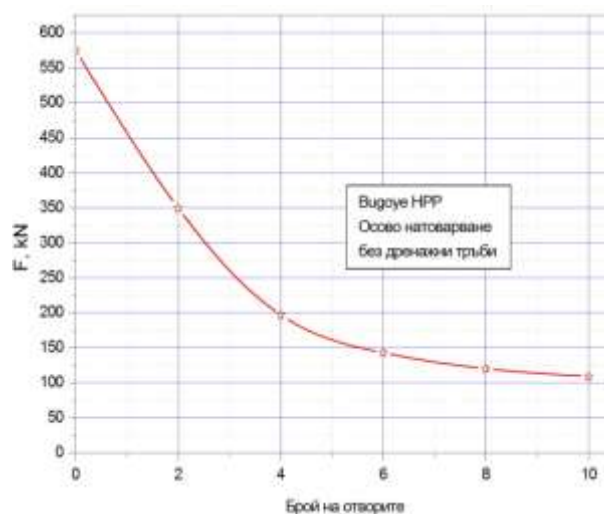
На основата на описаната по-горе методика е разработена изчислителна програма, която позволява да бъде изследвано изменението на осовата сила за различни режими на работа, както и за различни варианти на системата за намаляване на осовото натоварване.

Резултати

Основните резултати от направените изследвания могат да бъдат представени накратко по следния начин:

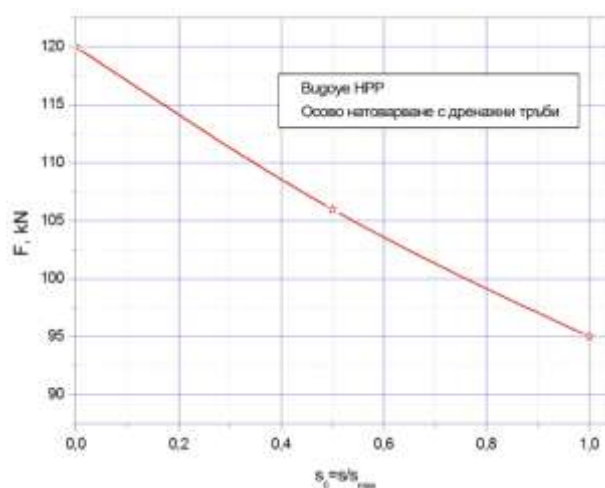
1. Сравнително високата стойност на напора (за Францисова турбина с малка мощност), както и компоновката на хидроагрегата е принудила конструкторите на турбината да осигурят забележимо намаляване на осовото натоварване чрез разтоварващи отвори. Уместно е да се отбележи, че при бавноходните турбини, предвид геометрията на лопатъчната система на работното колело, обикновено интегрирането на такива отвори в конструкцията среща затруднения. Тук този проблем е преодолян, при това може да се каже, че броя на отворите е определен правилно. Резултатите показват, че с увеличаване на броя

на отворите резултантната осова сила намалява, като gradientът на кривата забележимо намалява при $z > 4$ отвора. Този извод е илюстриран на фиг. 2.



Фиг. 2. Осово натоварване според броя на отворите

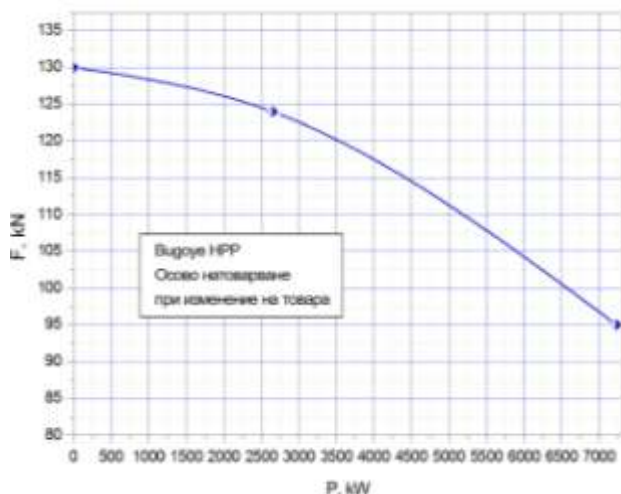
2. Използването на допълнителни дренажни отвори позволява да се намали стойността на осовата сила с около 20%. На фиг. 3 е показано изменението на осовата сила според относителното отваряне на дренажните отвори ($s_0 = s/s_{\max}$, където s_{\max} е площта, когато двата отвора са напълно отворени). Направеното изследване по т.1 и 2 дава възможност за оценка на стойността на осовата сила в случай, че по една или друга причина част от отворите не работят пълноценно.



Фиг. 3. Осово натоварване с дренажни тръби

3. В режим на минимална мощност стойността на осовата сила нараства до 124 кН при нормална работа на дренажните тръби. Този резултат наложи да бъдат направени пресмятания и за режима на празен ход (режим D). В този режим стойността на осовата сила се увеличава

до 130kN. На фиг.4 е показано в графичен вид изменението на осовата сила при изменение на ефективната мощност на турбината. С оглед изследването на всички възможности за претоварване на турбинния лагер беше направено изчисление за режима D1. Изчисленията показват, че за този режим осовата сила нараства до 196 kN.



Фиг.4. Зависимост на осовата сила от мощността на турбината

4. Данните от изчисленията за разгонния режим на работа показват, че в този режим осовото натоварване забележимо нараства и достига максимална (спрямо всички изследвани режими) стойност: $F = 201$ kN.

Заклучение

Резултатите от направеното изследване на осовото натоварване на Францисовата водна турбина от ВЕЦ “Видоуе” за основните режими на работа дават възможност да бъдат направени изводи за натоварването на турбинния лагер. Най-важните резултати от тези изчисления при нормална работа на 8-те разтоварващи отвора на работното колело и 2-та дренажни отвора (респ. дренажните тръби) са представени в табл. 1.

Таблица 1.

Режим	A1	B	C	D	D1
Осова сила, kN	95	124	201	130	196

Уместно е да се отбележи, че изчисленията са направени според конструктивната документация. Опитът показва, че изменението на конфигурацията на лабиринтните уплътнения, както и промяната на хлабините в тях (например от неправилна центровка на ротора) може да доведе до съществено нарастване на осовото натоварване, респ. претоварване на лагерите и авария на хидроагрегата.

Литература

Обретенов, В. Водни турбини. Екопрогрес, С., 2008.

www.hydrolab.tu-sofia.bg

DETERMINATION OF AXIAL LOAD OF HORIZONTAL FRANCIS TURBINE

Valentin OBRETENOV,

Tsvetan TSALOV

Summary

The results of expert analysis of the so-called axial loading of the horizontal shaft Francis turbine are presented. Examined is a methodology for calculating this load. Calculations of the force that loads the shaft axis during operation of water turbines are made in four basic modes of operation (assuming that operates one hydro unit). Modelings are several possible operations of turbine situations.