FRI-9.3-1-THPE-11

CHARACTERISTICS OF A MODELING HYDROCINETIC TURBINE

Assoc. Prof. Krasimir Tuzharov, PhD
Department of Heat, Hydraulics and Ecology,
"Angel Kanchev" Univesity of Ruse
Phone: 0885 597 230
E-mail: tujarov@uni-ruse.bg

Prof. Gencho Popov, PhD
Department of Heat, Hydraulics and Ecology,
"Angel Kanchev" Univesity of Ruse
Tel.:
E-mail: gspopov@uni-ruse.bg

Assoc. Prof. Kliment Klimentov, PhD
Department of Heat, Hydraulics and Ecology,
"Angel Kanchev" Univesity of Ruse
Phone:
E-mail: kklimentov@uni-ruse.bg

Senior Assistent. Ivajlo Nikolaev, PhD
Department of Heat, Hydraulics and Ecology,
"Angel Kanchev" Univesity of Ruse
Phone:
E-mail: nikolaev@uni-ruse.bg

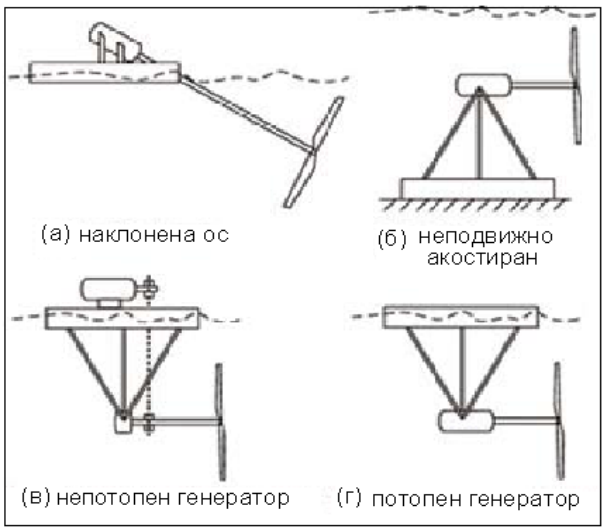
Senior Assistent. Boris Kostov, PhD
Department of Heat, Hydraulics and Ecology,
"Angel Kanchev" Univesity of Ruse
Phone:
E-mail: bkostov@uni-ruse.bg

Abstract: *In the work were obtained the analytical characteristics of the hydrokinetic axial turbine by using the Sabinin method, which comonly was used for calculation of axial winds, but here it was adapted to the operating conditions of hydrokinetic turbine.*

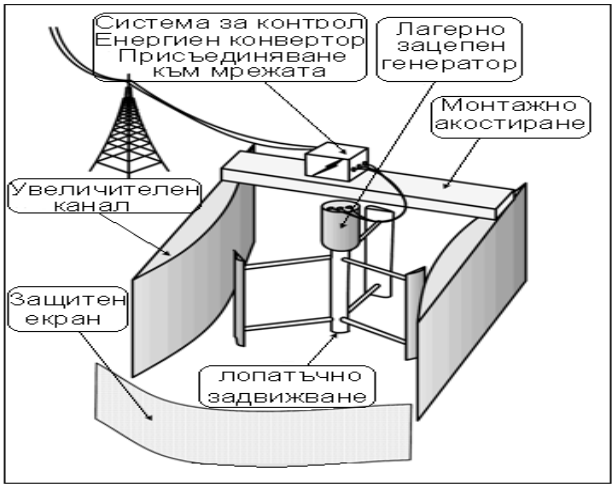
Keywords: *hydrokinetic power, axial rotor.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Интересът към възобновяемите енергиийни източници възниква след 1973 година по времето на петролната криза по две причини – първо необходимост от алтернативна енергия вместо петрола, въглищата и газта, които са изчерпаеми източници на енергия и второ поради глобалното затопляне причинено от парниковия ефект вследствие използването на фосилни горива. Един от представителите на екологичните енергийни източници са хидрокинетичните турбини, затова въпросите свързани с експлоатацията им като получаване на честотните характеристики в зависимост от скоростта на водата, определяне на енергонаситеността са актуални.



Фиг.1. Схеми на инсталиране на осово поточни хидрокинетични турбини



Фиг.2. Усилващ канал на осово поточни хидрокинетични турбини

ИЗЛОЖЕНИЕ

Хидрокинетичните турбини са проектирани да работят при минимална скорост на водата от $1..2\frac{m}{s}$ и оптимална $2{,}5..3{,}6\frac{m}{s}$ в зависимост от ресурса на мястото.

Фиг. 3 Подходящо място за инсталиране на хидрокинетична турбина до село Ряхово, Русенска област.

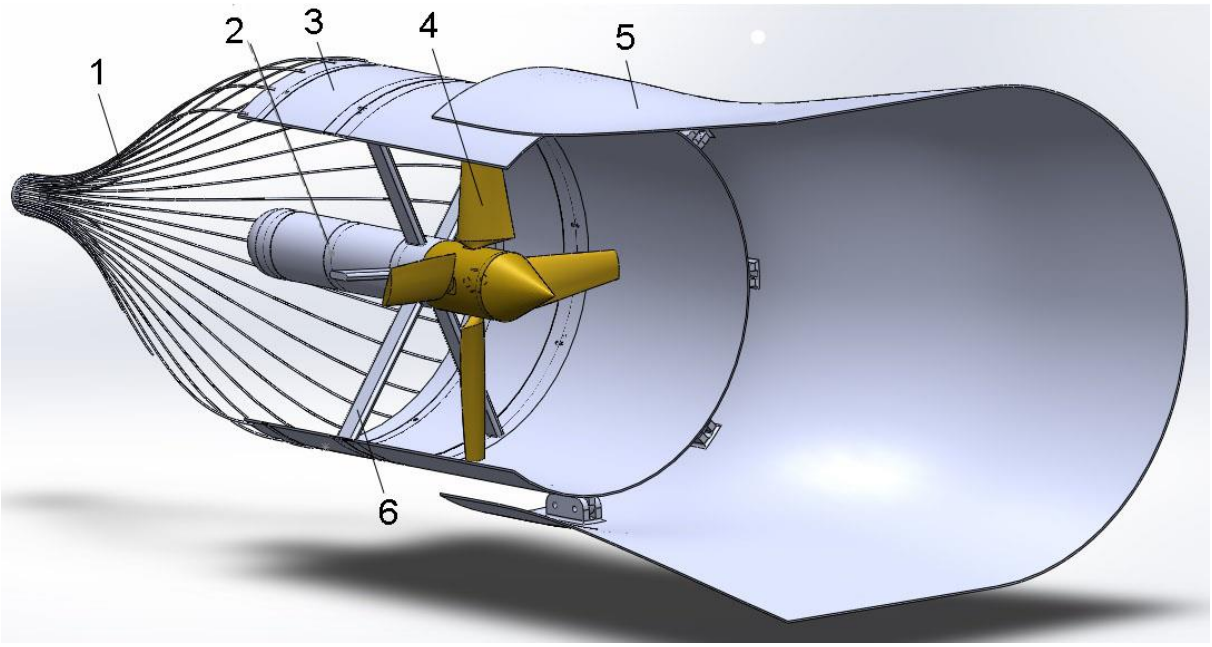
Дълбочината на водата влияе върху избора на място, тъй като диаметърът на ротора зависи от нивото на водата над агрегата. Поради тези причини хидрокинетичните устройства работят най-добре на места с относително устойчив поток през цялата година, където няма

продължителни периоди на ниско водно ниво. Използват се четири схеми за инсталиране на хидроагрегата дадени на фиг. 1. За разлика от вятърните турбини за увеличаване на мощността без големи конструктивни и монтажни затруднения около ротора се поставя усилващ скоростта на течението канал (фиг. 2). В зависимост от разположението на оста на въртене хидрокинетичните турбини биват с хоризонтална (фиг. 1) и с вертикална (фиг. 2) ос.

Въз основа на разгледаните литературни източници, при използването на тази технология трябва да бъдат решени следните задачи: избор на подходящо място за инсталиране на турбината; избор на принципна схема на турбинната инсталация; проектиране на турбината и получаване на работните и характеристики. По течението на река Дунав най-подходящо място е при село Ряхово, Русенска област, където скоростта на водата е 4 km/h (според данните при хидрометричните рейки по реката). Сателитна снимка на избраното място е показана на фиг. 3.

При агрегатиране на хидрокинетичен двигател с електрически генератор подходяща е схемата с осово работно колело (фиг.1). За получаване на компактна конструкция на агрегата се приема механизмът за предаване на въртеливото движение на колелото към генератора да бъде вграден в обтекателя. С цел увеличаване на скоростта на водата, която обтича работното колело се използва концентратор на кинетичната енергия, който се състои от цилиндрична тръба, преминаваща в дифузор (фиг. 2). Това позволява скоростта на водното течение да нарасне 1,5..2 пъти (Gaden D., 2007).

Механизъм за регулиране на честотата на въртене на работното колело не се предвижда, защото средногодишната скорост на водата се изменя в малки граници. Електрическият генератор се препоръчва да е постояннотоков, защото липсата на регулатор на мощността на турбината води до производството на електрически ток с променлива честота. Получената електрическа енергия се акумулира, след което чрез инвертор се получават стабилизирани стойности на напрежението и мрежовата честота.

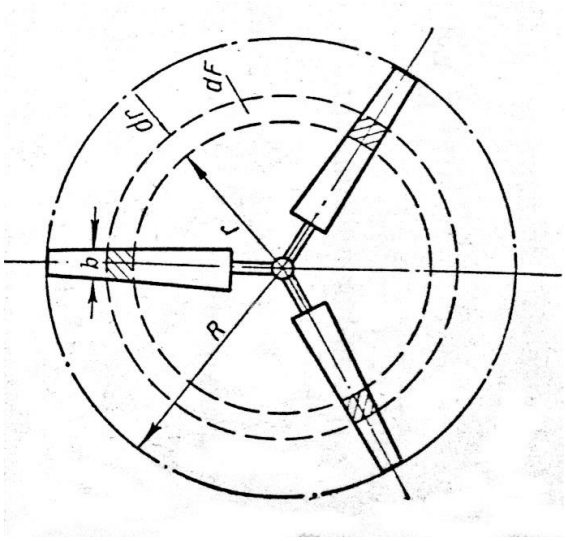


Фиг. 4. Хидрокинетична турбина

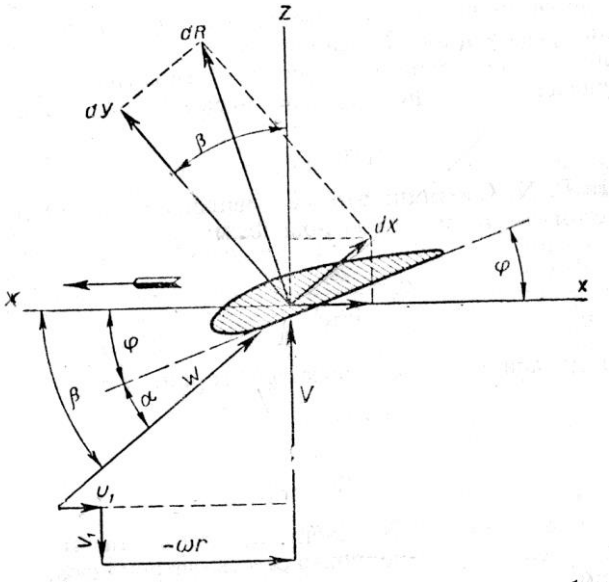
1-решетка предпазна; 2-обтекател и кожух на електрическия генератор; 3-корпус на турбината; 4-работно колело (лопатки, главина и обтекател); 5-дифузор; 6-носачи за свързване на хидроагрегата към корпуса на турбината.

Въз основа на направения анализ е поставена като цел на този доклад разработването на хидрокинетична турбина за моделни изследвания, която да бъде инсталирана по поречието на река Дунав, в близост до село Ряхово, където скоростта на водата е

$v = 1..1{,}5 m/s$. За постигане на целта са решени следните задачи: проектиране на кинетичен хидродвигател (фиг. 4) за задвижване на електрогенератор, който да работи при скорост на водата v = 2 m/s и да осигурява мощност на вала $P = 1000W$ при бързоходност $\lambda = 3$, брой на лопатките $z = 4$ и коефициент на мощността $C_p = 0{,}4$; хидродинамично изчисление на работното колело 4 и построяване на работните му характеристики.



Фиг. 5 Изчислителна схема на работното колело по методиката на Сабинин



Фиг. 6 Елементарна лопатка със скоростните и силовите триъгълници
Y -подемната сила; X -съпротивителната сила;

Конструкцията на проектираната хидрокинетична турбина е дадена на фиг. 4. Хидродинамичните изчисления на работното колелото са направени по медодиката на Сабинин (Fateev, E. M., 1958, Yanson, R. A., 2007, Yakovlev, A. I., 2001), която е приспособена към условията на работа на хидрокинетичната турбина. Разглежда се работата на елементарен участък от лопатките на колелото, като с две концентрични окръжности с радиуси r и $r + dr$ се отделя от лопатките на колелото пръстеновидна повърхнина (фиг. 5). Този пръстен отделя от лопатките участък с дължина dr, се нарича елементарна лопатка (фиг. 6). Флуидът затворен между тези повърхнини се нарича елементарна пръстеновидна струя.

Предполага се, че разликата между наляганията $(p_1 - p_2)$ от двете страни на работното колело действа и върху пръстеновидната повърхнина (получена при пресичането на описаната от работното колело повърхнина с елементарната пръстеновидна струя) и се възприема от елементарните лопатки. На тази основа се съставят уравненията на връзката:

$$zbc_y = 8\pi r \frac{e}{(1+e)(1-e)^2} \cdot \frac{1}{(\lambda_u + \mu)\sqrt{1+\lambda_u^2}} \tag{1}$$

$$\lambda = \lambda_u (1-e) - \frac{e}{\lambda_u (1+e)} \tag{2}$$

$$\lambda_u = \lambda \frac{1+\sqrt{1+\frac{4e}{\lambda^2}\cdot\frac{1-e}{1+e}}}{2(1-e)} = z\frac{1+\sqrt{1+\frac{\varsigma_i}{\lambda^2}}}{2(1-e)} \tag{3}$$

$$C_M = \frac{4e}{\Lambda}\frac{1-e}{1+e}[(1-\frac{r_o^2}{R^2}) - 2\mu(\frac{\Lambda_u}{3} + \frac{1-\frac{r_o}{R}}{\Lambda_u} - \frac{1-\frac{r_o^2}{R^2}}{2})] \quad (4)$$

$$M = C_M \pi R^3 \rho \frac{\upsilon^2}{2} \quad (5)$$

$$C_P = C_M \Lambda,\ P = C_P \pi R^3 \rho \frac{\upsilon^2}{2}\omega \quad (6)$$

където z е броят на лопатките на колелото, b-широчината на лопатките, c_y-хидродинамичният коефициент на подемната сила, $e = \frac{\upsilon_1}{v}$-деформацията на потока, $\mu = \frac{c_x}{c_y}$ - обратно качество на хидродинамичния профил, $\lambda_u = \frac{1}{tg\beta} = \frac{\lambda}{1-e}$-модулът на локалната бързоходност, $\lambda = \frac{\omega r}{v}$-локалната бързоходност на елементарната лопатка, $\Lambda = \frac{\omega R}{v}$-бързоходността на ротора, $\Lambda_u = \frac{\Lambda}{1-e}$-модулът на бързоходността на ротора; $\beta = \alpha + \varphi$ – ъгълът между равнината на въртене на колелото и направлението на потока, α .- ъгълът на атака на относителната скорост w спрямо хордата на лопатката, φ-ъгълът на установяване на лопатката, $C_P = C_{Pi}\frac{1-\mu\lambda_u}{\lambda_u+\mu}.\frac{\lambda}{1-e} = C_{Pi}\eta_e$-коефициентът на мощността на реалното колело, C_{Pi}- коефициентът на мощността на идеалното колело; $\omega = \frac{\pi}{30}n$-ъгловата скорост на ротора.

Уравненията (1), (2) и $\lambda = \frac{\omega r}{V}$, позволяват, за да се направи пълно хидродинамично пресмятане на колелото при зададени ω, R, v и форма на профила на лопатките (c_y, c_x). Задавайки „е" в границите 0,28..0,35 и най-изгодния ъгъл на атака по диаграмата на су и сх за дадения профил се пресмята $\mu = \frac{c_x}{c_y}$. След заместване на стойностите на z, e и μ в уравнение (3) се намира стойността на относителния модул λ_u. По-нататък като се използва уравнение (1) се намира сумарната широчина на лопатките zb

$$zb = \frac{8\pi r}{c_y}.\frac{e}{(1+e)(1-e)^2}.\frac{1}{(z_u+\mu)\sqrt{1+z_u^2}} \quad (7)$$

Накрая се определят ъглите φ на установяване на лопатката за всеки текущ радиус r:

$$\varphi = arcctg\,\lambda_u - \alpha \quad (8)$$

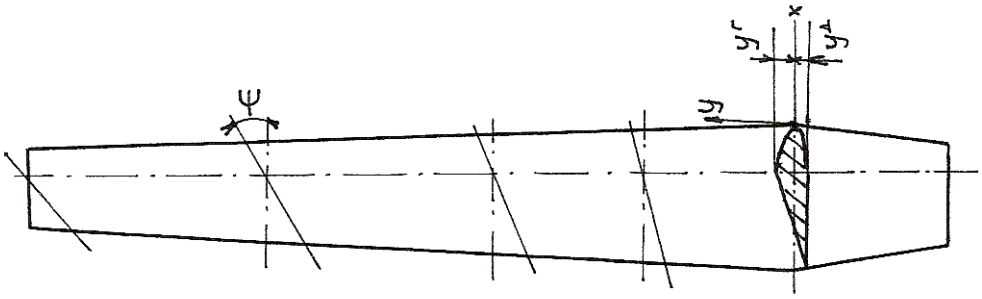
Пресмятанията започват с определяне диаметъра на колелото

$$D = \sqrt{\frac{0{,}471P}{v^3 C_P}}, m \quad (9)$$

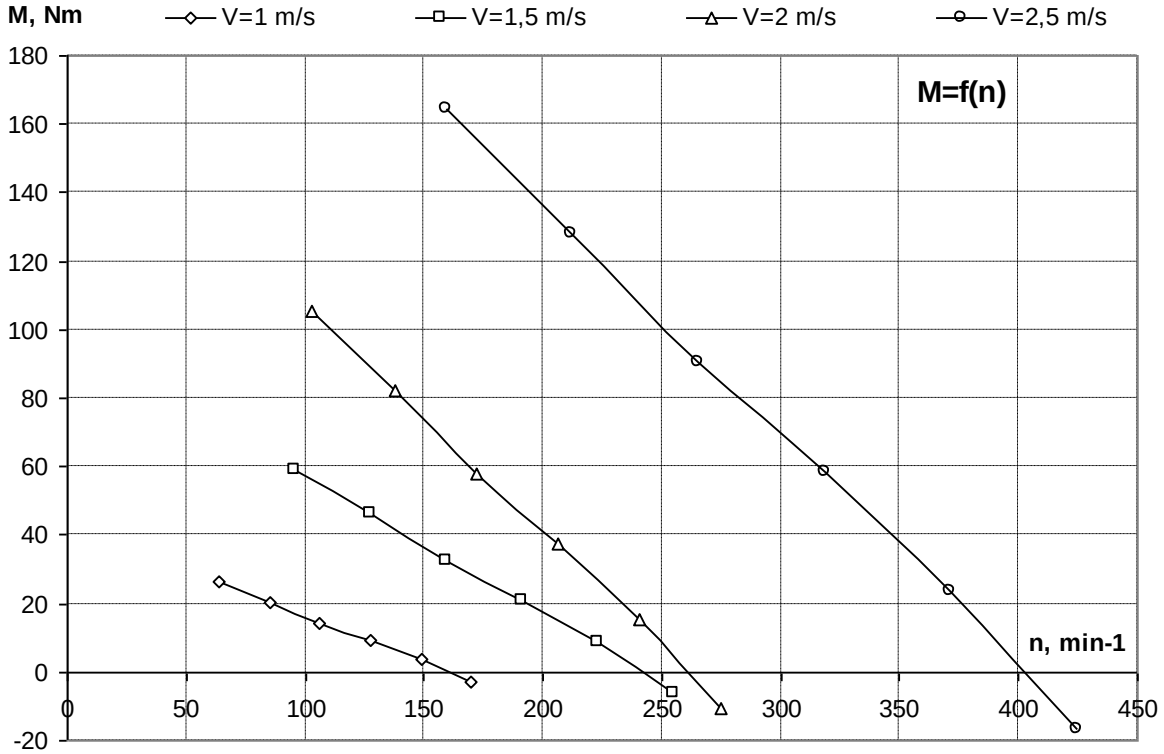
и скорост на въртене

$$n = \frac{30v\lambda}{R\pi}, min^{-1} \quad (10)$$

Пресметнатите стойности за дадените входни данни са $D = 0{,}9m$, а за скоростта на въртене $n = 57\,min^{-1}$



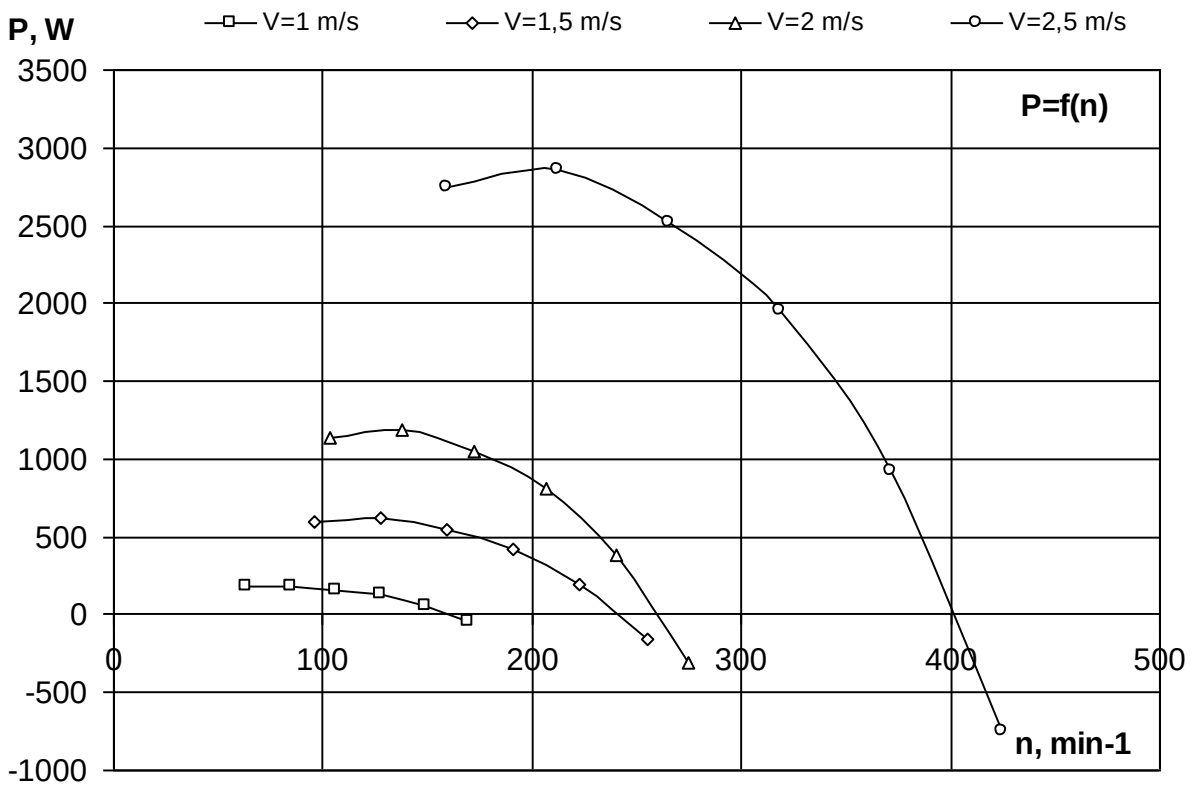
Фиг. 7 Изчислителна схема на лопатката



Фиг. 8 Хидродинамични характеристики за въртящия момент на ротора на хидрокинетичната турбина

Следващата стъпка е избор на вида и относителната дебелина на хидродинамичния профил на поне пет контролни сечения от лопатките. Избран е профил Есперо на ЦАГИ, тъй като е напълно изследван и са получени всички негови хидродинамични характеристики. Изчислителната схема на лопатките е дадена на фиг. 7.

Хидродинамичните характеристики на ротора зависят от броя и размера на лопатките, вида на хидродинамичния профил и положението на лопатките и работното колело спрямо водния поток. Те се изчисляват за всяко контролно сечение на лопатката след което получените резултати се интегрират с уравненията на връзката (4), (5) и (6) по методика изложена подробно в (Fateev, E. M., 1958, Yanson, R. A., 2007, Yakovlev, A. I., 2001). В западната литература е известна като Blade element momentum theory.



Фиг. 9 Хидродинамични характеристики за мощността на ротора на хидрокинетичната турбина

РЕЗУЛТАТИ И АНАЛИЗ

След завършване на хидродинамичните изчисления се построяват хидродинамичните характеристики на работното колело в безразмерен вид като зависимости на коефициентите на въртящия момент и мощността от коефициента на бързоходността - $C_M = f(\Lambda)$, $C_P = f(\Lambda)$. Размерният вид на характеристиките се получава от уравненията (5) и (6). Те са зависимости между въртящия момент и мощността на вала от скоростта на въртене. Общият им аналитичен вид е $M = f(n)$ и $P = f(n)$ при постоянна скорост v на водата. Графичният им вид за скорости на течението $v = 1..2{,}5\, m/s$ е даден на фиг. 8 и фиг. 9.

От фиг. 9 се вижда, че с увеличаване на скоростта на течението мощностните характеристики се изместват нагоре. При скорости до $2m/s$, това изместване става с по-малка стъпка, отколкото при скорост $2{,}5m/s$. Този резултат показва, че оптималната скорост на водата при използването и като работно тяло при хидрокинетичните турбини е по-голяма от $2{,}5m/s$.

Масата на проектираната хидрокинетична турбина, като се приеме, че всички елементи са изработени от стомана е $104kg$. Масата на понтона, носещата рамка и котвите определена от приблизителни изчисления е $150kg$. За енергонаситеноста на инсталацията, която е отношение на номиналната мощност, към общата маса на съоръжението се получава $4W/kg$.

ИЗВОДИ

От получените в доклада резултати следва, че оптималната скорост на водата при осовите хидрокинетични турбини е по-голяма от $2{,}5m/s$. Тъй като максималната скорост на водата в река Дунав е $\upsilon \le 1{,}1m/s$ се препоръчва скоростта да се увеличи най-малко $2{,}5$ пъти с канал 5 със свито сечение (фиг. 4). Недостатък е, че с това нараства теглото на

инсталацията и намалява енергонаситеността й. Малката стойност на енергонаситеността показва, че за работните условия на река Дунав инвестицията в проектирането и инсталирането на хидрокинетична турбина с голяма мощност ще има висока стойност, а периода на възвръщане ще е дълъг.

REFERENCES

Fateev, E. M. (1958). Vetrodvigateli I vetroustanovki. Selhozgiz, Moskva.

Gaden D. (2007). An investigation of river kinetic turbines: Performance enhancements, turbine modelling techniques, and an assessment of turbulence models. University of Manitoba. Winnipeg, Manitoba, Canada.

Yakovlev, A. I., Zatuchnaya, M. A. (2001). Aerodinamicheskiy raschet vetroturbin propellernogo tipa. Harkov, HAI.

Yanson, R. A. (2007). Vetroustanovki. Moskva, MGTU imeni N. E. Baumana.