A XIII-a Conferinţă Naţională multidisciplinară – cu participare internaţională,
"Profesorul Dorin PAVEL – fondatorul hidroenergeticii româneşti",
SEBEŞ, 2013

REZULTATE ALE SIMULĂRII COMPUTERIZATE A CURGERII PRIN TURBINA CROSS-FLOW TIP HYE 10a

Florin POMOJA, Tiberiu Ştefan MĂNESCU,
Cornel IACOB-MARE, Silviu AVRAM

RESULTS OF COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS SIMULATION THROUGH HYE 10a CROSS-FLOW TURBINE

In this paper are presented the results of CFD simulations performed on turbine named HYE 10, made at the S.C. Hydro Engineering SA Resita. The cross-flow turbine equips a micro-hydro power unit with 8.25 kW calculated hydraulic power.

Cuvinte cheie: rezultate, simulare computerizată, curgere, putere hidraulică, 8,25 kW
Keywords: results, computational fluid dynamics, flow, hydraulic power, 8.25 kW

1. Introducere

În această lucrare sunt prezentate rezultatele obţinute în urma simulărilor de curgere efectuate pentru turbina denumită HYE 10a, realizată la S.C. Hydro Engineering SA Reşiţa. Această turbină de tip cross-flow echipează un micro-hidroagregat cu puterea hidraulică calculată de 8,25 kW – figura 1.

2. Prezentare generală a metodei de simulare a curgerii

Simularea computerizată a curgerii (prescurtat *CFD* – ***C****omputational* ***F****luid* ***D****ynamics* – lb. eng.) este un proces de simulare a

curgerii unui fluid, realizat cu aplicaţii specializate, care folosesc metode numerice de calcul.

Programele utilizate în această ramură a mecanicii fluidelor se bazează pe anumiţi algoritmi pentru a analiza şi apoi a rezolva cerinţele utilizatorului în ceea ce priveşte simularea curgerii fluidelor, sau mai exact interacţiunile dintre fluide (gaze sau lichide) şi corpurile înconjurătoare. Aceste corpuri (fie că e vorba de palete, ţevi, carcase etc.) sunt configurate în CFD prin suprafeţe, definite la rândul lor de condiţii de contur (*Boundary Conditions*).

Fig. 1 Micro-hidroagregatul cu turbină de tip cross-flow de 8,25 kW, pe standul hidraulic, în timpul efectuării de măsurători

În mod obişnuit, realizarea oricărei analize de curgere presupune parcurgerea mai multor etape. Conform specialiştilor de la NASA [1], următoarele etape sunt obligatorii:

- formularea problemei de curgere;
- modelarea geometriei şi domeniului fluxului;
- stabilirea condiţiilor iniţiale şi a condiţiilor limită;
- generarea grilei;
- stabilirea strategiei de simulare;
- stabilirea parametrilor de intrare;
- realizarea simulării;
- urmărirea simulării;
- post-procesarea simulării pentru obţinerea rezultatelor;
- compararea rezultatelor simulării cu alte rezultate (obţinute prin metode analitice sau experimentale), pentru a se valida rezultatele simulării;
- repetarea procesului, pentru stabilirea cauzelor care au generat eventualele diferenţe, faţă de celelalte rezultate.

Se cunoaşte faptul că în interiorul turbinei cu flux transversal curgerea apei este neuniformă, datorită faptului că apa nu trece prin întreg rotorul, iar existenţa celor două etape, de intrare şi de ieşire, complică şi mai mult lucrurile. Din acest punct de vedere, simulările de curgere efectuate de către aplicaţiile specializate sunt operaţiuni extrem

de laborioase, dar de un real folos pentru cei care lucrează în domeniul proiectării hidroagregatelor.

În acest sens, simularea computerizată a curgerii aduce cu sine mai multe avantaje:

- timpul cerut de un produs (turbină), de la faza de proiectare până la cea de intrare în producţie, se reduce semnificativ;
- se elimină complet costurile pentru producerea unui sau unor prototipuri;
- se reduc cheltuielile necesitate de lansarea unui produs nou, pentru o încercare reală a acestuia (dacă aceasta nu este obligatorie);
- apare posibilitatea de îmbunătăţire a produsului încă din faza de proiectare a acestuia, după examinarea concluziilor trase în urma simulării.

Curgerea în cadrul analizei efectuate are un caracter turbulent. Fenomenele de turbulenţă sunt de trei tipuri: tridimensionale, nestaţionare, afectate de prezenţa vârtejurilor. Ele pot fi descrise de ecuaţiile Navier–Stokes. Din această cauză, s-a utilizat modelul de turbulenţă k–ε, care este unul dintre cele mai comune modele de turbulenţă, bazat pe conceptul turbionar al vâscozităţii, al cărui model matematic este exprimat prin ecuaţia [2]:

$$\mu_{ef} = \mu + \mu_t, \tag{1}$$

în care μ_{ef} este vâscozitatea efectivă asociată turbulenţei, iar μ_t este vâscozitatea turbulentă.

În acest tip de modelare, vâscozitatea turbulentă este strâns legată de energia cinetică turbulentă şi de disiparea acesteia, astfel:

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \tag{2}$$

în care c_μ este o constantă cu valoarea 0,09. Mărimea k rezultă din soluţionarea ecuaţiei diferenţiale a transportului, iar ε este rata la care k este disipată de către vâscozitatea moleculară.

Scara de lungimi este estimată din două proprietăţi ale câmpului de turbulenţă, de obicei energia cinetică şi energia disipată. Disiparea energiei cinetice este dată de soluţia ecuaţiei de transport.

Vorticity (lb. eng.) este un termen deja uzual în domeniul dinamicii fluidelor, utilizat de către toate programele de simulare a curgerii, al cărui corespondent în limba română ar fi *turbion* sau *turbulenţă*. Cu ajutorul lui se defineşte tendinţa fluidelor de a se roti în jurul unui punct, cu alte cuvinte de a provoca vârtejuri. Mai pe larg, termenul *vorticity* poate fi legat de cantitatea de „circulaţie” sau „rotaţie”,

iar mai strict este rata de rotaţie unghiulară locală într-un fluid. Media acestui termen, notată cu ω_{av}, într-o zonă de mici dimensiuni a fluxului de lichid, este egală cu circulaţia Γ în jurul circumferinţei acelei zone, împărţită la suprafaţa *A* a zonei respective:

$$\omega_{av} = \frac{\Gamma}{A}. \tag{3}$$

Dacă valoarea suprafeţei *A* se restrânge foarte mult, tinzând teoretic spre zero, atunci turbulenţa poate fi considerată într-un punct ca fiind egală cu

$$\omega_{av} = \frac{d\Gamma}{dA}. \tag{4}$$

Din punct de vedere matematic, turbulenţa este un câmp vectorial rotaţional format din vectorii vitezei, definit cu relaţia:

$$\vec{w} = \vec{\nabla} \times \vec{v}. \tag{5}$$

În dinamica fluidelor, turbulenţa este considerată ca fiind de formă spiralată, iar direcţia sa vectorială este tangenţială la axa de rotaţie a fluidului.

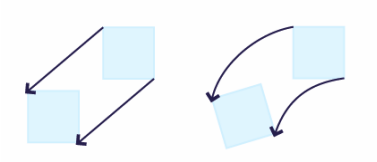


Fig. 2 Formarea turbulenţelor în curgerea unui fluid

În figura 2 [3] este redată o reprezentare simplificată, intuitivă, a noţiunii de turbulenţă. Astfel, dacă am considera că o parte foarte mică din lichid (simbolizată de pătrăţelul albastru) devine instantaneu solidă şi neglijăm restul fluxului de fluid, în cazul în care principala mişcare a particulei solidificate ar fi cea de rotaţie şi nu cea de mişcare (curgere) odată cu debitul, atunci se poate considera că este vorba de apariţia turbioanelor (turbulenţelor) în fluxul fluidului. Un fluid aflat în stare de repaus nu poate prezenta turbulenţe.

În simulările de curgere prezentate în continuare în lucrare apar două tipuri de „obiecte” vizualizate:

1) obiectele de vizualizare de tip *vorticity r*eprezintă tendinţa fluidului de a se răsuci în jurul unui punct din spaţiul ocupat de fluid;

aceste tipuri de obiecte de vizualizare sunt utilizate pentru a uşura identificarea şi înţelegerea zonelor de recirculaţie;

2) obiectele de vizualizare de tip linii de curgere (*stream lines*) se obţin prin integrarea de către aplicaţia utilizată a ecuaţiilor Euler pentru turbine.

Grila (*grid* – lb. eng.) simulărilor de curgere a fost creată utilizând *CFX TurboGrid* pentru domeniul rotativ şi *ICEM CFD Hexa* pentru domeniul staţionar. Ambele programe destinate generării grilei se bazează pe topologia *block* de tip „0-grid" şi conţin volume finite de tip hexaedric. O altă particularitate a grilei o constituie autoadaptarea la forma conturului, astfel existând posibilitatea de autorafinare în raport cu proximitatea şi curbura formei. Cei mai importanţi parametrii care caracterizează calitatea grilei sunt:

- unghiul de înclinare (*skew angle* – lb. eng.), care reprezintă unghiul de deformare pornind de la un paralelipiped; valoarea minimă acceptată de solver-ul aplicaţiei este de 20°, doar în cazuri excepţionale setate de autor se acceptă 14°;
- raportul de aspect (*aspect ratio* – lb. eng.), având valoarea maximă 100, care este raportul dintre mărimea dimensiunii verticale şi mărimea dimensiunii orizontale pentru un element finit.

În lucrare sunt prezentate şi rezultate ale simulării obţinute pentru transformările conforme. Acestea reprezintă reţeaua plană a profilelor, formată între două „frontiere":

- prima frontieră rotativă este diametrul interior specificat de către utilizator,
- a doua frontieră rotativă este diametrul exterior ales de către utilizator; în cazurile prezentate această frontieră este chiar circumferinţa rotorului turbinei.

Mai simplu spus, o asemenea transformare este o „desfăşurată" a rotorului, care nu cuprinde însă şi zona centrală. Marele avantaj al acestor reprezentări este acela că permit o vizualizare sinoptică şi o interpretare realistă, din punct de vedere cantitativ, a rezultatelor obţinute în urma simulării. Analizele de curgere prezentate în lucrare au fost efectuate utilizând aplicaţia **CFX TascFLOW**, din pachetul de programe **ANSYS v.12**.

3. Rezultate ale simulării curgerii

În continuare sunt prezentate rezultatele obţinute pentru una dintre variantele propuse pentru rotorul turbinei. Condiţiile de contur aplicate la simulare sunt prezentate în figura 3.

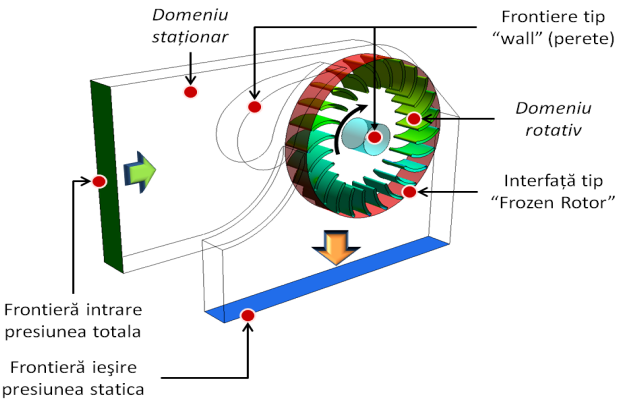


Fig. 3 Condiţiile de contur aplicate

În zona de admisie în turbină s-a plasat un domeniu staţionar, pe a cărei frontieră de intrare se aplică presiunea totală. Pe frontiera de ieşire s-a considerat o presiune statică – de fapt chiar presiunea atmosferică.

Domeniul rotativ s-a considerat cel din interiorul rotorului. S-au mai aplicat frontiere de tip perete (*wall* – lb. eng.) pe suprafaţa clapetei de reglare a debitului şi pe suprafaţa arborelui. În figura 4 este redată discretizarea carcasei şi statistica respectivă (domeniul staţionar). Numărul nodurilor este 464.379 şi al elementelor definite 420.066.

În figura 5 este redată discretizarea rotorului şi statistica respectivă. În zona muchiei de intrare a paletei (zona de intrare în domeniu) şi în zona muchiei de ieşire (zona de ieşire din domeniu) s-a utilizat o grilă mai densă, pentru ca simularea să redea cât mai corect fenomenele curgerii în zonele respective. Numărul nodurilor este 1.654.440 şi al elementelor definite 1.440.768.

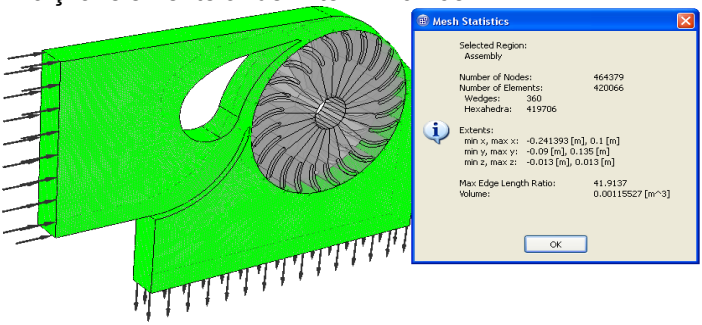


Fig. 4 Discretizarea carcasei şi statistica discretizării

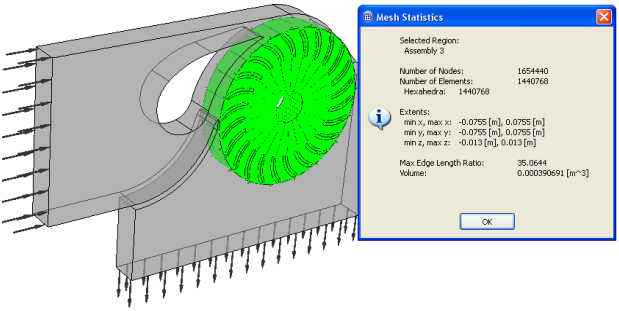


Fig. 5 Discretizarea rotorului şi statistica discretizării

În figura 6 se prezintă vizualizarea tridimensională a discretizării rotorului, iar în figura 7 se prezintă transformarea conformă a rotorului, aceasta fiind de fapt o „desfăşurată” a unei zone a rotorului dintre două circumferinţe alese (care conţine şi paletele în acest caz).

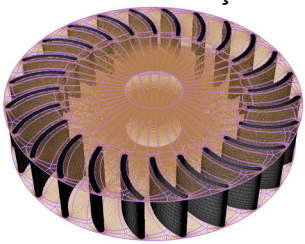


Fig. 6 Discretizarea rotorului – vizualizare 3D

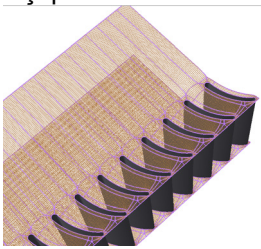


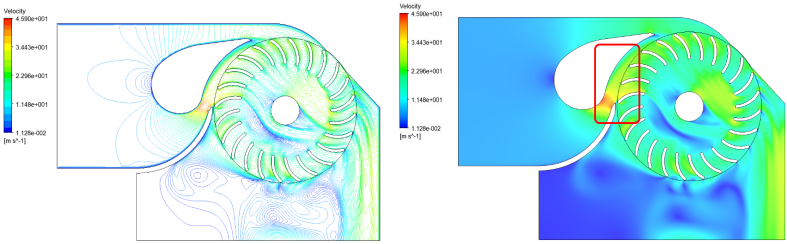
Fig. 7 Discretizarea rotorului – transformare conformă

În figurile ce urmează sunt prezentate rezultatele analizei de curgere pentru varianta realizată a turbinei.

În figura 8 se prezintă vitezele relative ale apei în interiorul turbinei, rezultate în urma simulării:

a) în modul cu obiect de vizualizare cu linii de egală presiune;

b) în modul cu obiect de vizualizare hartă culori (franje colorate).



a) b)

Fig. 8 Viteza relativă a fluidului (apei)

În figura 9 este redată cu obiecte de vizualizare combinate, distribuţia vitezei relative de curgere a apei în interiorul turbinei, precum şi scara culorilor acesteia.

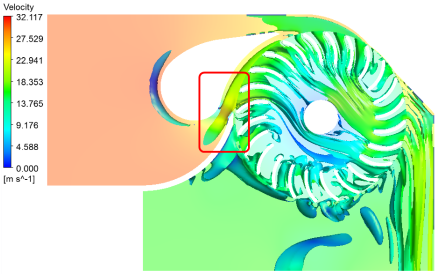
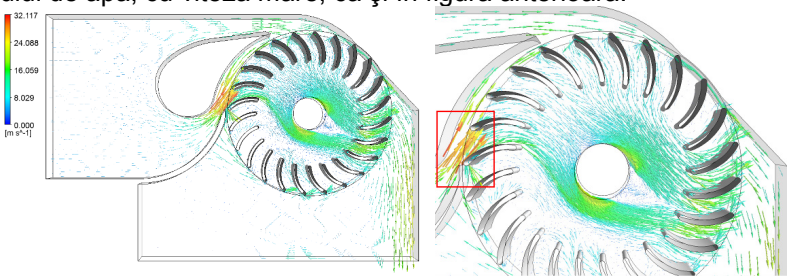


Fig. 9 Distribuţia vitezei apei

S-a evidenţiat de asemenea aceeaşi zonă de acceleraţie a jetului de apă, cu viteză mare, ca şi în figura anterioară.



a) b)

Fig. 10 Reprezentarea vectorială a vitezei – a); detaliu – b)

În figura 10 sunt redate reprezentarea vectorială a vitezei apei şi un detaliu în care – în zona marcată – se observă o concentrare semnificativă a vitezei, din cauza secţiunii cu arie foarte redusă prin care apa pătrunde în zona rotorului după ce a trecut de clapeta de reglare a debitului.

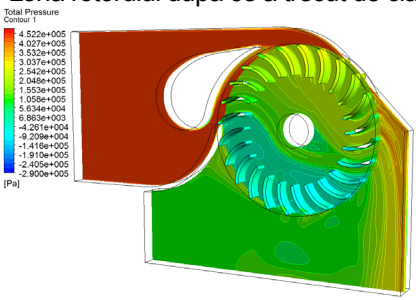


Fig. 11 Distribuţia presiunii totale

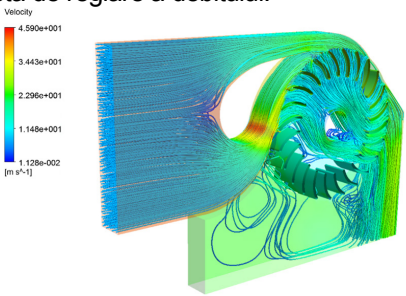
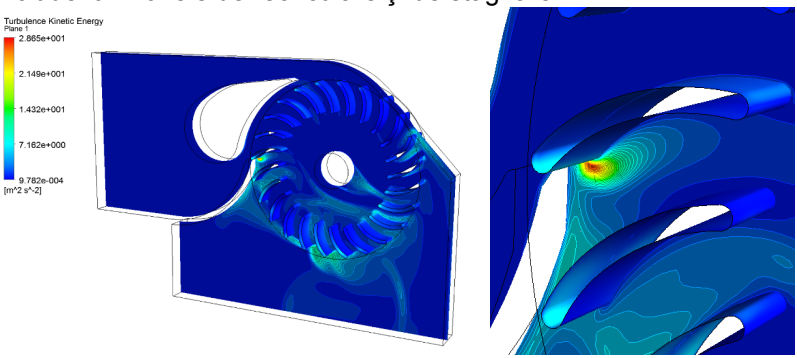


Fig. 12 Liniile de curgere

În figura 11 se prezintă distribuţia presiunii totale pe conturul median şi scara valorilor acesteia.

În figura 12 sunt redate liniile de curgere pentru viteza relativă, tridimensional. Modulul de simulare redă liniile de curgere ca pe nişte tuburi extrem de subţiri, care pleacă de la frontiera de intrare şi ajung la frontiera de ieşire. Aceste linii arată traseul urmat de apă şi – foarte concludent – zonele de recirculare şi de stagnare.



a) b)

Fig. 13 Energia cinetică turbulentă – a); detaliu – b)

În figura 13 se prezintă distribuţia energiei cinetice turbulentă. Cu ajutorul acesteia se pot observa zonele cu potenţialul cel mai ridicat de pierderi hidrodinamice, în care energia fluidului se consumă inutil.

4. Concluzii

■ În figurile 8 a) şi b) se observă o distribuţie de viteze specifică unui profil hidrodinamic, în ceea ce priveşte clapeta de reglare a debitului: pe faţa inferioară a clapetei (intrados) apare o zonă de accelerare a curentului, cu viteză mare, care se transferă pe paletele rotorului din imediata apropiere a acestei zone – evidenţiată în figura 8 b). Această zonă se explică prin strangularea secţiunii dintre clapeta de reglare a debitului şi carcasă.

■ În figura 11 presiunea este uniformă (culoare roşu-închis), iar după rotor se observă o zonă depresionară multispectrală, formată din „dâre” depresionare; aceste „dâre” reprezintă de fapt zonele dinamice ale fluidului. Contururile închise din partea inferioară (culoare verde deschis) reprezintă zone de presiune cvasi-staţionare.

■ Din figura 12 se poate concluziona că o „curgere” cât mai continuă rezultată din simulare oferă garanţia unei curgeri reale fără pierderi importante. Zonele în care liniile nu sunt continui denotă

apariţia unor pierderi hidraulice suplimentare. În figură se pot observa foarte bine zonele de recirculare şi de stagnare.

■ În detaliul din figura 13 b) este scoasă în evidenţă o zonă de maximă energie cinetică, apărută la interfaţa dintre zona staţionară şi cea rotaţională, datorită existenţei unui interstiţiu foarte mic.

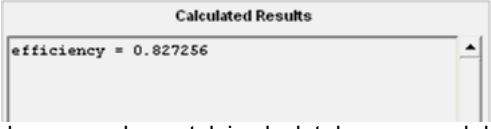


Fig. 14 Valoarea randamentului calculat de programul de simulare

■ În figura 14 s-a redat o zonă din fereastra aplicaţiei în care aceasta a calculat randamentul rezultat în urma simulării: valoarea maximă obţinută este de 0.827256, adică 82,73 %.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * www.grc.nasa.gov/WWW/wind/valid/tutorial/process.html.
[2] Eduardo, L.C. et al. *Assessment of Turbulence Modelling for CFD Simulations into Hydroturbines: Spiral Casings,* 2001.
[3] * * * http://en.wikipedia.org/wiki/Vorticity.
[4] Pomoja, F. *Comportamentul unui micro-hidroagregat cu turbină cross-flow de 10 kW, în funcţie de unghiul de deschidere al paletei directoare, la aceeaşi înălţime de cădere a apei,* Știință și Inginerie, vol. 22, Editura AGIR, București, 2012, ISSN 2067-7138, pag. 71-78.
[5] Pomoja, F. *Comportamentul unui micro-hidroagregat cu turbină cross-flow de 10 kW, în funcţie de înălţimea de cădere a apei, la unghiuri de deschidere ale paletei constante,* Știință și Inginerie, vol. 22, Editura AGIR, București, 2012, ISSN 2067-7138, pag. 63-70.

Dr.Ing. Florin POMOJA
inginer la Departamentul TI&C,
Universitatea „Eftimie Murgu” din Reşiţa, membru AGIR
e-mail: f.pomoja@uem.ro
Prof.Dr.Ing. Tiberiu Ştefan MĂNESCU
Universitatea „Eftimie Murgu” din Reşiţa, membru AGIR
e-mail: t.manescu@uem.ro
Drd.Ing. Cornel IACOB-MARE
doctorand la Universitatea „Eftimie Murgu” din Reşiţa, membru AGIR
e-mail: c.iacob-mare@uem.ro
Drd.Ing. Silviu AVRAM
doctorand la Universitatea „Eftimie Murgu” din Reşiţa, membru AGIR
e-mail: s.avram@uem.ro