



UNIVERSITATEA POLITEHNICA DIN BUCUREȘTI
Școala doctorală de Inginerie ENERGETICA
Departamentul de Hidraulică, Mașini Hidraulice și Ingineria Mediului

CONTRIBUȚII LA MODELAREA NUMERICĂ A CURGERII ÎN STRATUL LIMITĂ ÎN REGIM TURBULENT

< rezumatul tezei de doctorat >

Autor: Ionuț Stelian GRECU

Coordonator științific: Conf. dr. ing. habil. Diana Maria BUCUR

UPB, 2023

CUPRINSUL REZUMATULUI

CUPRINS TEZĂ.....	2
CUVINTE CHEIE.....	4
ACTIVITATE ȘTIINȚIFICĂ.....	4
INTRODUCERE.....	7
ASPECTE TEORETICE ALE STRATULUI LIMITĂ TURBULENT ÎN CFD	8
Modelul de turbulență $k-\omega$ SST	9
Modelarea stratului limită turbulent	10
Codul CFD Code_Saturne.....	12
Implementarea Funcțiilor la Perete	13
STUDIUL DE CAZ: DIFUZOR ASIMETRIC	14
Modelul numeric	15
Configurația simulărilor numerice	17
VALIDAREA REZULTATELOR NUMERICE.....	19
Datele experimentale.....	19
Rezultatele simulărilor numerice în regim staționar	21
Rezultatele simulărilor numerice în regim pulsatoriu	25
CONCLUZII	38
Concluzii generale.....	40
Contribuții personale	43
Direcții viitoare de cercetare	45
BIBLIOGRAFIE (SELECȚIE).....	46

CUPRINS TEZĂ

<u>INTRODUCERE ȘI OBIECTIVUL TEZEI</u>	1
1. <u>INTRODUCERE GENERALĂ</u>	1
2. <u>OBIECTIVUL TEZEI</u>	3
3. <u>STRUCTURA TEZEI</u>	6
<u>1. STAREA ACTUALĂ A MODELĂRII LA PERETE</u>	9
1.1. <u>METODA FUNCȚIILOR LA PERETE</u>	11
1.1.1. <u>Funcția la perete Standard</u>	11
1.1.2. <u>Funcția la perete Scalabilă</u>	11
1.2. <u>METODA MODELĂRII ÎN APROPIEREA PERETEULUI</u>	11
1.3. <u>NOI METODE DE MODELARE A REGIUNII ÎN APROPIEREA PERETELUI</u> ..	12
<u>2. TIPURI DE SIMULĂRI NUMERICE ȘI MODELAREA TURBULENȚEI DIN STRATUL LIMITĂ TURBULENT</u>	15
2.1. <u>Metode numerice</u>	15
2.2. <u>Generalități despre modelarea turbulenței</u>	16
2.2.1. <u>Simulări Numerice Directe</u>	16
2.2.2. <u>Simularea Vârtejurilor Mari</u>	17
2.2.3. <u>Medierea ecuațiilor Navier-Stokes în maniera Reynolds (RANS)</u>	17
2.3. <u>Modele de turbulență folosite în simulările numerice de tip RANS</u>	18
2.3.1. <u>Modelul de turbulență standard $k-\varepsilon$</u>	19
2.3.2. <u>Modelul de turbulență $k-\omega$</u>	20
2.3.3. <u>Modelul de turbulență $k-\omega$ SST</u>	21
2.4. <u>Modelarea stratului limită turbulent în apropierea peretelui</u>	22
2.4.1. <u>Funcția la perete Standard</u>	22
2.4.2. <u>Funcția la perete Scalabilă</u>	23
2.4.3. <u>Funcția la perete Manhart</u>	24
2.4.4. <u>Funcția la perete Duprat</u>	25
<u>3. IMPLEMENTAREA FUNCȚIILOR LA PERETE ÎN STRATUL LIMITĂ TURBULENT</u> 27	
3.1. <u>Prezentarea software-ului de simulare numerică Code_Saturne</u>	27
3.1.1. <u>Discretizarea timpului ecuațiilor de curgere</u>	28
3.1.2. <u>Discretizarea spațială a ecuațiilor de curgere</u>	29
3.1.3. <u>Termenul convectiv al ecuațiilor de curgere</u>	31
3.1.4. <u>Termenul difuziv al ecuațiilor de curgere</u>	34
3.1.5. <u>Calculul gradientului ecuațiilor de curgere</u>	34
3.2. <u>CONDIȚIILE LA LIMITĂ</u>	36
3.2.1. <u>Condițiile la limită standard</u>	37
3.3. <u>IMPLEMENTAREA FUNCȚIILOR LA PERETE DEFINITE DE UTILIZATOR</u> ...	38

3.3.1.	<u>Condițiile la limită standard definite de utilizator</u>	38
3.3.2.	<u>Condițiile la limită de tip funcție la perete</u>	39
4.	<u>STUDIUL DE CAZ: DIFUZORUL ASIMETRIC</u>	41
4.1.	<u>INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ</u>	41
4.2.	<u>MODELUL NUMERIC</u>	42
4.2.1.	<u>Geometria modelului numeric</u>	42
4.2.2.	<u>Generarea domeniului de discretizare</u>	43
4.2.3.	<u>Configurația simulărilor numerice</u>	51
4.2.4.	<u>Condiții la limită utilizate pentru simulările numerice</u>	52
5.	<u>DATELE EXPERIMENTALE UTILIZATE ÎN VALIDAREA SIMULĂRILOR NUMERICE</u>	55
5.1.	<u>PARAMETRII CURGERII MEDIATI ÎN TIMP</u>	56
5.2.	<u>PARAMETRII CURGERII DEZVOLTAȚI ÎN TIMP</u>	57
5.3.	<u>PARAMETRII CURGERII MEDIATI PE O PERIOADĂ</u>	58
6.	<u>SIMULĂRILE NUMERICE ȘI VALIDAREA SIMULĂRILOR NUMERICE ÎN REGIM STAȚIONAR</u>	61
6.1.	<u>STUDIUL DE SENSIBILITATE AL DOMENIULUI DE DISCRETIZARE</u>	62
6.2.	<u>REZULTATELE SIMULĂRILOR NUMERICE ÎN REGIM STAȚIONAR</u>	70
6.2.1.	<u>Viteza în direcția curgerii, U</u>	71
6.2.2.	<u>Viteza adimensională în direcția curgerii, U^+</u>	75
6.2.3.	<u>Producția de turbulență adimensională, P_k^+</u>	78
7.	<u>SIMULĂRILE NUMERICE ȘI VALIDAREA SIMULĂRILOR NUMERICE ÎN REGIM PULSATORIU</u>	79
7.1.	<u>STUDIILE DE SENSIBILITATE ALE DOMENIULUI DE DISCRETIZARE ȘI A PASULUI DE TIMP</u>	79
7.1.1.	<u>A doua problemă a lui Stokes - studiul de sensibilitate al domeniului de discretizare</u>	80
7.1.2.	<u>A doua problemă a lui Stokes - studiul de sensibilitate al pasului de timp</u>	87
7.1.3.	<u>Domeniile de discretizare ale difuzorului asimetric</u>	97
7.2.	<u>REZULTATELE SIMULĂRILOR NUMERICE ÎN REGIM PULSATORIU</u>	108
7.2.1.	<u>Parametrii curgerii mediate în timp</u>	109
7.2.2.	<u>Parametrii curgerii dezvoltate în timp</u>	118
7.2.3.	<u>Parametrii curgerii mediate pe o perioadă</u>	120
	<u>CONCLUZII ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE</u>	125
C.1.	<u>CONCLUZII GENERALE</u>	128
C.2.	<u>CONTRIBUȚII PERSONALE</u>	131
C.3.	<u>DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE</u>	132
	<u>REFERENCES</u>	133

CUVINTE CHEIE

Dinamica computerizată a fluidelor, CFD, Simulări numerice directe, DNS, Simulările Vârtejurilor Mari, LES, Simulări numerice cu medierea în maniera lui Reynolds a ecuațiilor Navier Stokes, RANS, Modelul Tensiunilor Reynolds, RSM, Transportul Efortului Tangențial, SST, Simulări numerice cu medierea în maniera lui Reynolds a ecuațiilor Navier Stokes în regim nestaționar, URANS, regim staționar, regim nestaționar, regim pulsatoriu, modelarea turbulenței curgerii, strat limită, strat limită oscilatoriu, gradient de presiune, model de turbulență $k-\varepsilon$, model de turbulență $k-\omega$ SST, funcția la perete standard, funcția la perete Manhart, funcția la perete Duprat.

ACTIVITATE ȘTIINȚIFICĂ

Lucrări publicate:

1. **I. S. Grecu**, G. Dunca, D. M. Bucur and M. J. Cervantes, "Wall-Layer Treatment Considering the Pressure Gradient for RANS Simulations of Turbulent Flows," *2019 International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM)*, Timisoara, Romania, **2019**, pp. 289-293, doi: 10.1109/CIEM46456.2019.8937633.
2. **I. S. Grecu**, D. M. Bucur, G. Dunca, V. N. Panaitescu and M. J. Cervantes, "Implementation of the standard wall function in numerical computation software," *2017 International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM)*, Bucharest, Romania, **2017**, pp. 231-235, doi: 10.1109/CIEM.2017.8120848.
3. G. Dunca, D. M. Bucur, R. Gabriela Iovănel, C. Călinoiu, **I. S. Grecu** and R. Mitruț, "Efficiency Evaluation and Vibration Analysis of Small Pelton Turbines," *2019 International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM)*, Timisoara, Romania, **2019**, pp. 384-388, doi: 10.1109/CIEM46456.2019.8937612.
4. S. Năstase, C. -G. Andrei, E. I. Tică, S. -C. Georgescu, A. Neagoe and **I. S. Grecu**, "Hydropower Optimization Test-Case Solved with Nature-Inspired Algorithms," *2019 International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM)*, Timisoara, Romania, **2019**, pp. 244-248, doi: 10.1109/CIEM46456.2019.8937643.
5. **I. S. Grecu**, G. Dunca, D. M. Bucur, and M. J. Cervantes, "URANS numerical simulations of pulsating flows considering streamwise pressure gradient on asymmetric diffuser," *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, vol. 1079, no. 1, p. 012087, Sep. **2022**, doi: 10.1088/1755-1315/1079/1/012087.
6. **I. S. Grecu**, G. Dunca, D. M. Bucur and M. J. Cervantes, "Wall-Model for Turbulent Flows Under an Adverse Pressure Gradient - Asymmetric Diffuser," *2021 10th International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM)*, Bucharest, Romania, **2021**, pp. 1-5, doi: 10.1109/CIEM52821.2021.9614830.
7. D. M. Bucur, G. Dunca, F. Bunea, R. A. Chihaiia, **I. S. Grecu**, and R. Mitruț, "Experimental investigation of small axial hydro-kinetic turbines," *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, vol. 1079, no. 1, p. 012020, Sep. **2022**, doi: 10.1088/1755-1315/1079/1/012020.
8. D. M. Bucur, **I. S. Grecu**, R. Mitruț, C. Drăgoi, A. -I. Stroilescu and G. Dunca, "Design and Numerical Investigation of a Small Axial Hydrokinetic Turbine," *2021 10th International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM)*, Bucharest, Romania, **2021**, pp. 1-5, doi: 10.1109/CIEM52821.2021.9614895.
9. P. Danca, F. Bunea, C. Babutanu, A. Nedelcu, and **I. S. Grecu**, "Experimental study of the flow induced by an axial hydrokinetic turbine," *IOP Conference Series: Earth and*

Environmental Science, vol. 1136, no. 1, p. 012058, Jan. **2023**, doi: 10.1088/1755-1315/1136/1/012058.

10. R. Roman, R. Iovanel, **I. S. Grecu**, G. Dunca, and D. Bucur, "EXPERIMENTAL EVALUATION OF ROUGHNESS COEFFICIENT OF A HPP HEADRACE CHANNEL," *U.P.B. Sci. Bull., Series D*, vol. 77, no. 3, **2015**. Available: https://www.scientificbulletin.upb.ro/rev_docs_arhiva/fullf90_304489.pdf

Membru în proiecte de cercetare

1. **i-TURB** sistem integrat pentru obținerea celui mai bun echilibru între potențialul ecologic al apei și eficiența turbinei, **2022 – 2024**
2. Producerea energiei la baraje existente fără folosință energetică, **EEA AND NORWAY GRANTS FROM INNOVATION NORWAY**, Marcel Istrate (manager proiect, Universitatea Tehnică Gh. Asachi din Iași), Bucur D.M. (responsabil partener P1, Universitatea Politehnică din București), **2022-2023**
3. **HyPER** - Ecological energy system for the use of hydrokinetic energy of very low water streams, **2020 – 2022**
4. **ECOTURB** - Sistem inovativ de aerare a apei turbinate în vederea menținerii condițiilor necesare vieții acvatice, **2014 – 2017**
5. Influența parametrilor dinamici ai curgerii asupra evaluării debitului în metoda presiune-timp, Grant intern UPB, **2016 – 2017**
6. Schimburi ionice în acvifere, Grant intern UPB, **2017 – 2018**
7. Intelligent Energetic System in Protected Areas (SEI), EEA Grants, **2015 – 2017**

INTRODUCERE

Creșterea rapidă a producției de energie din surse regenerabile, în principal energia solară (sistemele fotovoltaice) și energia eoliană, sunt încurajate în scopul realizării unui mediu înconjurător sănătos. Cu toate acestea, deoarece producția de energie din surse regenerabile de energie solară și eoliană este instabilă, acestea pot perturba stabilitatea Sistemului Energetic Național (SEN). Conform raportului din anul 2022 al Agenției Internaționale pentru Energie (IEA) [1], în 2019 producția de energie electrică din surse regenerabile de energie solară și eoliană a crescut cu 11.6 % și, respectiv, cu 35.7 %, iar ca urmare, stabilitatea SEN a fost puternic afectată. În acest context, energia hidroelectrică joacă un rol esențial în stabilitatea SEN, deoarece apa este singura materie primă ce poate fi stocată la scară largă și pe termen lung.

De fiecare dată când o turbină hidraulică este folosită la puncte de funcționare diferite de cel nominal, turbina hidraulică este supusă unor suprasarcini care duc la scurtarea duratei de viață a componentelor turbinei [2], [3]. Pentru a reduce componenta economică și timpul necesar pentru evaluarea performanțelor turbinelor hidraulice, se poate observa un mare interes asupra simulărilor numerice ale fluidelor (domeniul Computational Fluid Dynamics - CFD). Simulările numerice pot fi utilizate pentru proiectarea și estimarea performanțelor turbinei într-un mod rentabil [4], [5]. În majoritatea aplicațiilor industriale sunt utilizate modelele de turbulență din cadrul metodei numerice a ecuațiilor Navier-Stokes mediate în maniera Reynolds (RANS) datorită cerințelor de calcul reduse [6], [7]. De-a lungul timpului, au fost dezvoltate diferite funcții la perete pentru modelele de turbulență bazate pe metoda numerică RANS, cu scopul de a estima mai bine parametrii curgerii din zona apropiată de perete. În ultimul deceniu, o atenție deosebită a fost acordată modificării modelelor de turbulență cu diferite seturi de ecuații și algoritmi, cu scopul de a îmbunătăți rezultatele simulărilor sau de a reduce timpul necesar și / sau necesarul de putere de calcul, prin includerea altor parametri ai curgerii cum ar fi gradientul de presiune [8], [9]. Pentru a îmbunătăți rezultatele simulărilor numerice de tip RANS, a fost dezvoltat modelul de turbulență $k-\omega$. Utilizarea acestui model necesită o discretizare foarte fină a domeniului de calcul, unde $y^+ = 1$, necesitând un timp și o putere de calcul mare [4], [7].

Cercetarea realizată în cadrul tezei de doctorat este concentrată pe modelul de turbulență cu două ecuații $k-\omega$. Motivul principal pentru alegerea modelelor de turbulență cu două ecuații a fost acela că acestea reprezintă cele mai utilizate metode numerice în comunitatea academică și în industrie, [6], [7]. Pentru implementare sunt utilizate două funcții la perete, unul dezvoltat de Manhart [8] și unul de Duprat [10]. Cele două funcții la perete au fost dezvoltate pe baza funcției standard la perete și, în plus, iau în considerare influența gradientului de presiune în lungul curgerii [8], [10]. Până în prezent, funcțiile la perete au fost validate cu succes prin simulări numerice directe (DNS), de către Manhart [8] și Duprat [10], și prin simulările vârtejurilor mari (LES) de Duprat [10]. În această teză, funcțiile la perete Manhart și Duprat au fost implementate în modelul de turbulență $k-\omega$ SST utilizat pentru a realiza simulări numerice de tip RANS pentru o curgere staționară și trei curgeri nestaționare pulsatorii, ambele în regim de curgere turbulent.

Obiectivul principal al acestei teze este de a reduce timpul de calcul și efortul de calcul al simulărilor numerice folosind funcții la perete în curgeri pulsatorii cu gradient de presiune advers mare. Funcțiile la perete utilizate în simulările numerice sunt: formularea standard a modelului de turbulență $k-\omega$ SST (legea liniară la perete), funcția la perete Manhart [8] și funcția la perete Duprat [11]. Funcțiile la perete Manhart și Duprat sunt implementate în modelul de turbulență $k-\omega$ SST. Simulările numerice de tip RANS efectuate sunt simulări numerice în regim staționar și în regim nestaționar. Simulările numerice în regim nestaționar sunt efectuate

pentru trei curgeri pulsatorii. Curgerile pulsatorii turbulente analizate sunt caracterizate de trei frecvențe de oscilație: 0,35 Hz, 0,10 Hz, 0,03 Hz. Rezultatele simulărilor numerice au prezentat o scădere a timpului de calcul și a efortului de calcul necesar, păstrând în același timp o bună aproximare a măsurătorilor experimentale. Cazul numeric pentru care se efectuează simulările numerice reproduce configurația experimentală a lui Cervantes și Engström [12] care este, de asemenea, utilizat și pentru validare.

În această teză sunt realizate studii pentru a extinde cercetarea lui Manhart și Duprat în ceea ce privește metoda numerică, influența geometriei, stadiul actual al simulărilor numerice și validarea experimentală. Funcțiile la perete Manhart și Duprat sunt folosite la realizarea simulărilor numerice de tip RANS, spre deosebire de simulările numerice DNS și LES realizate de Manhart și Duprat. În capitolul 4 este prezentat codul CFD gratuit cu sursă deschisă, Code_Saturne, urmat de procedura de implementare a funcțiilor de perete. În capitolele 5 și 6 sunt prezentate cazul experimental și cel numeric, urmate de datele experimentale prelucrate în scopul validării simulărilor numerice pentru o curgere staționară și trei curgeri pulsatorii nestaționare. Comparațiile dintre datele experimentale și simulările numerice sunt prezentate în capitolul 7 pentru curgerea staționară și, respectiv, în capitolul 8 pentru curgerile pulsatorii nestaționare, inclusiv analizele de sensibilitate ale fiecărui tip de simulare numerică. Rezultatele simulărilor numerice aproximează bine datele experimentale, reducând în același timp timpul și efortul de calcul al simulărilor numerice. La finalul tezei de doctorat sunt prezentate concluziile, contribuțiile personale și direcțiile viitoare de cercetare.

ASPECTE TEORETICE ALE STRATULUI LIMITĂ TURBULENT ÎN CFD

Curgerile în regim turbulent implică numere Reynolds mari, care conțin structuri tridimensionale numite vârtejuri. Vârtejurile din interiorul curgerilor turbulente sunt prezente într-o gamă largă de dimensiuni care se schimbă în mod aleatoriu atât în timp cât și în spațiu. Modelarea turbulențelor curgerii necesită estimarea energiei tuturor vârtejurilor, de la cel mai mic vârtej până la cel mai mare vârtej, atât în timp, cât și în spațiu, rezultând într-un calcul foarte dificil de realizat. Cu toate acestea, s-au depus numeroase eforturi pentru a estima turbulența curgerii folosind diferite modele de turbulență și metode numerice [13], [14], [15], [16], [17], [18].

Prima metodă numerică este simularea numerică directă (DNS). Este cea mai precisă metodă numerică în care ecuațiile Navier-Stokes, (1) și (2), sunt rezolvate pentru toate fluctuațiile din curgerea turbulentă. Dezavantajul DNS este că resursele de calcul necesare sunt extrem de mari ce implică un domeniu de calcul discretizat foarte fin. Resursele de calcul necesare pentru utilizarea DNS crește odată cu numărul Reynolds (Re), numărul de noduri al domeniului de calcul fiind proporțional cu Re^3 [7]. Prin urmare, disponibilitatea utilizării DNS este limitată la geometrii simple pentru curgeri laminare unde numărul Reynolds este mic [7], [4], [19], [20].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \underline{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho \underline{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \underline{u} \otimes \underline{u}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\bar{\underline{\tau}}) + \rho \underline{g} \quad (2)$$

Cea de-a doua metodă numerică este simularea vârtejurilor mari (LES). Aceasta oferă o estimare foarte bună a curgerii turbulente dar cu un necesar de calcul mai mic decât metoda DNS. Metoda LES rezolvă doar o parte a structurilor curgerii turbulente, și anume doar vârtejurile mai mari folosind o metodă de filtrare definită ca o funcție dependentă de lungime și timp, $\tilde{U}(x, t)$ [21]. În cadrul simulărilor de tip LES, o versiune modificată a ecuațiilor Navier-

Stokes, (1) și (2), este aplicată doar pentru vârtejurile mai mari, în timp ce pentru restul vârtejurilor mai mici sunt folosite modele de turbulență.

A treia metodă numerică este simularea cu ecuațiile Navier-Stokes mediate în maniera Reynolds (RANS). Această metodă utilizează modele de turbulență pentru a evalua structurile din curgerea turbulentă. Este economică în ceea ce privește necesarul de calcul, în cazul în care se poate evita domeniile de calcul foarte fine și calculul direct al ecuațiilor Navier-Stokes [6], [7]. Simularile de tip RANS rezolvă ecuațiile Navier-Stokes mediate în maniera Reynolds. Mediarea în maniera Reynolds se bazează pe utilizarea unei metode statistice, (3), în care viteza instantanee a curgerii, ϕ , este descompusă într-o componentă medie în timp, $\bar{\phi}$, și o componentă fluctuantă în timp, ϕ' , [6], [7], [22], [23].

$$\phi(x, t) = \bar{\phi}(x) + \phi'(x, t) \quad (3)$$

unde ϕ este variabila instantanee, $\bar{\phi}$ - componenta medie în timp, ϕ' - componentă fluctuantă în timp.

Aplicarea metodei de mediere Reynolds ecuațiilor Navier-Stokes are ca rezultat termeni suplimentari care trebuie modelați. Termenii suplimentari se numesc tensiuni Reynolds, R_{ij} , și sunt determinați cu ajutorul modelelor de turbulență. Aceste modele de turbulență conțin ecuații utilizate pentru calcularea tensiunilor Reynolds, de exemplu, modelul de turbulență $k-\varepsilon$, modelul de turbulență $k-\omega$ etc. [6], [7], [23], [24].

Cele mai des utilizate modele de turbulență sunt modelele de turbulență cu două ecuații: modelul de turbulență $k-\varepsilon$ și modelul de turbulență $k-\omega$ SST. Pe lângă ecuațiile de continuitate și Navier-Stokes se mai adaugă încă două ecuații: o ecuație pentru energia cinetică turbulentă, k , și, în funcție de modelul de turbulență utilizat, o altă ecuație pentru rata de disipare a turbulenței, ε , sau rata de disipare specifică a energiei cinetice turbulente, ω , [7], [22], [23], [24].

Modelul de turbulență $k-\omega$ SST

Este dezvoltat pe baza modelului de turbulență $k-\omega$, ecuațiile (4) și (5), combinate cu avantajele modelului de turbulență $k-\varepsilon$. Prin urmare, modelul de turbulență $k-\omega$ SST oferă rezultate precise atât în regiunea apropiată a peretelui, cât și în regiunile mai depărtate de perete. În regiunea din apropierea peretelui, unde apare desprinderea fluidului din cauza gradientului de presiune advers și a geometriilor complexe, modelul de turbulență $k-\omega$ SST utilizează formularea modelului de turbulență $k-\omega$. Departe de regiunea apropiată peretelui, modelul de turbulență $k-\omega$ SST se comportă ca modelul de turbulență $k-\varepsilon$. Modelul de turbulență $k-\omega$ SST implică utilizarea unor funcții de intermediare pentru a face trecerea între regiunea din apropierea peretelui și regiunea îndepărtată de perete.

Ecuațiile de transport utilizate pentru modelul de turbulență $k-\omega$ sunt:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad (5)$$

unde P_k reprezintă producția de energie cinetică turbulentă și este calculată în același mod ca în cazul modelului de turbulență $k-\varepsilon$, P_{kb} este termenul de producție datorat forțelor arhimedice.

Constantele modelului de turbulență $k-\omega$ sunt prezentate în Tabel 1.

Tabel 1 Constantele modelului de turbulență $k-\omega$

β	β'	α	σ_k	σ_ω
0.075	0.09	5/9	2	2

Pentru a lua în considerare tensiunile de frecare turbulente, este necesară o modificare a vâscozității turbulente, μ_t , așa cum este prezentată în ecuația (6) [23], [24].

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; S F_2)} \quad (6)$$

$$F_2 = \tanh \left[\left(\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}; \frac{500\nu}{\omega y^2} \right) \right)^2 \right] \quad (7)$$

unde: a_1 este o constantă de model, $a_1 = 0,31$, S este parametrul invariant a ratei de deformare, F_2 este o funcție de modelare a calculelor în stratul limită.

Ecuația termenului de producție pentru rata de disipare specifică a energiei cinetice turbulente, P_ω , este prezentată în ecuația (8).

$$P_\omega = \left(\frac{\alpha_3}{\nu_t} \right) P_k \quad (8)$$

Modelarea stratului limită turbulent

- Funcția standard la perete

Este dezvoltată de Launder și Spalding (1972), unde regiunea din apropierea peretelui poate fi împărțită în trei sub-straturi, Figura 1. Subdiviziunile regiunii apropiate de perete sunt delimitate de distanța adimensională normală la perete, y^+ , definită în ecuația (9) [6], [7], [24].

$$y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu} \quad (9)$$

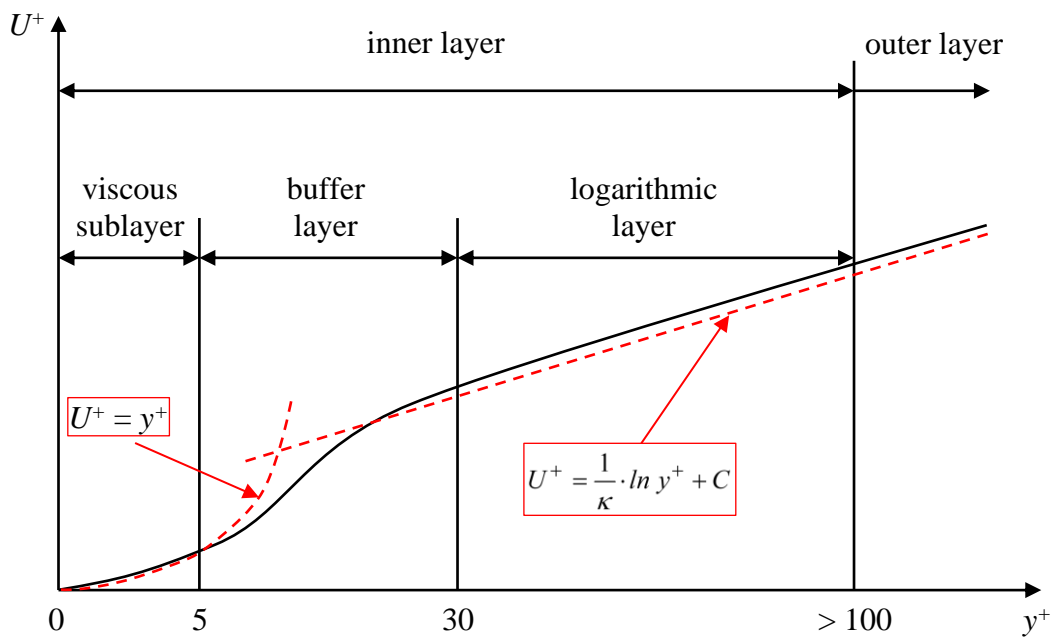


Figura 1. Subdiviziunile stratului limita ale funcției standard la perete

"Substratul vâscos" este limitat la $y^+ \leq 5$ și în această regiune distribuția vitezei are o variație liniară. "Stratul de tampon" începe de la $y^+ = 5$ și se oprește în jurul valorii de $y^+ = 30$. Aici, deoarece mai multe forțe sunt dominante asupra câmpului de viteze, și anume forțele datorate vâscozității și turbulenței curgerii, este foarte dificil de estimat parametrii curgerii din interiorul stratului. Al treilea strat al stratului limită este numit "strat logaritmic" datorită distribuției vitezei care urmează o variație logaritmică (cunoscută și ca "lege logaritmică"). Stratul logaritmic începe de obicei de la $y^+ = 30$ și ajunge până la $y^+ = 100$, sau chiar mai mult, în funcție de regimul de curgere [7], [22], [23], [24].

Distribuția vitezei utilizată în funcția standard a peretelui este definită prin ecuația (10) pentru $y^+ \leq 5$ și prin ecuația (11) pentru un $y^+ \geq 30$, [23].

$$U^+ = y^+ \quad (10)$$

$$U^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + C \quad (11)$$

Ecuația vitezei de frecare, u_τ , calculată folosind efortul tangențial la perete este prezentată în ecuația (12).

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (12)$$

- Funcția la perete Manhart

Manhart [8] a propus un parametru de scalare a vitezei care ia în considerare gradientul de presiune și tensiunea tangențială la perete. Pentru estimarea vitezei Manhart utilizează o viteză caracteristică, $u_{\tau p}$, în locul vitezei de frecare, u_τ , care este calculată folosind tensiunea tangențială la perete și gradientul de presiune în sensul curgerii (Simpson [25]).

Viteza caracteristică, $u_{\tau p}$, se definește astfel

$$u_{\tau p} = \sqrt{u_\tau^2 + u_p^2} \quad (13)$$

unde, u_τ este viteza de frecare datorată tensiunii tangențiale la perete, ecuația (14)

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (14)$$

iar u_p este viteza datorată de gradientul de presiune în sensul curgerii ecuația (15)

$$u_p = \left| \frac{\mu}{\rho^2} \frac{\partial P}{\partial x} \right|^{1/3} \quad (15)$$

unde $\partial P / \partial x$ este gradientul de presiune în sensul curgerii

Funcția la perete propusă de Manhart estimează profilul de viteză pentru "substratul vâscos", până la $y^+ = 5$, în formă adimensională, ecuația (16), folosind ecuațiile (17).

$$U^* = \text{sign}(\tau_w) \alpha_m y^* + \text{sign}\left(\frac{\partial P}{\partial x}\right) (1 - \alpha_m)^{3/2} y^{*2} \quad (16)$$

$$U^* = \frac{\bar{u}}{u_{\tau p}} ; \quad y^* = \frac{y u_{\tau p}}{\nu} ; \quad \alpha_m = \frac{u_\tau^2}{u_{\tau p}^2} \quad (17)$$

unde y^* este distanța adimensională calculată cu viteza caracteristică definită în ecuația (13) și α_m este un parametru care ține cont de tensiunea tangențială la perete, ecuația (14), și a gradientului de presiune în sensul curgerii, ecuația (15).

Manhart a validat rezultatele funcției la perete cu rezultate DNS. Din cauza lipsei necesarului de calcul, funcția la perete Manhart a fost validată până la $y^+ = 5$ [8].

- Funcția la perete Duprat

Funcția la perete Manhart a fost dezvoltată mai departe de Duprat [11] având în vedere îmbunătățirea preciziei funcției la perete și extinderea domeniului de aplicare. Domeniul de aplicare al funcției la perete Duprat a fost extins față de funcția la perete Manhart, de la $y^+ = 5$ până la $y^+ = 100$ [9], [11], [26].

Pentru a lua în considerare gradientul de presiune în exteriorul regiunii de lângă perete, Duprat [11] a dezvoltat o ecuație pentru vâscozitatea turbulentă, ν_t , prezentată în ecuația (18). Aceasta este influențată de cele două viteze, u_τ și u_p , de distanța adimensională normală la perete, y^* , și de constanta lui Kármán, κ .

$$\frac{\nu_t}{\nu} = \kappa y^* \left(\alpha_m + y^* (1 - \alpha_m)^{3/2} \right)^{\beta_d} \left(1 - e^{-\frac{y^*}{1 + A\alpha_m^3}} \right)^2 \quad (18)$$

unde, $\beta_d = 0,78$ și $A = 17$, sunt doi coeficienți utilizați în funcția la perete Duprat pentru aproximarea vâscozității turbulente, ν_t , pentru o curgere în regim turbulent [11].

Utilizând ecuația vâscozității turbulente (18), funcția la perete Manhart, ecuația (16), a fost dezvoltat de Duprat, rezultând în funcția la perete Duprat, ecuația (19).

$$\frac{\partial U^*}{\partial y^*} = \frac{\text{sign}(\tau_w) \alpha_m + \text{sign}\left(\frac{\partial P}{\partial x}\right) (1 - \alpha_m)^{3/2} y^*}{1 + \kappa y^* \left(\alpha_m + y^* (1 - \alpha_m)^{3/2} \right)^{\beta_d} \left(1 - e^{-\frac{y^*}{1 + A\alpha_m^3}} \right)^2} \quad (19)$$

Procedura de validare a funcției la perete Duprat a fost realizată cu ajutorul simulărilor de tip LES pe cazuri sub influența gradientului de presiune favorabil și nefavorabil, până la un $y^+ = 100$ [9], [26].

Funcțiile la perete Duprat și Manhart funcționează ca o funcție de perete cu o singură viteză, în care este utilizată viteza caracteristică, u_{tp} , care include influența tensiunii tangențiale la perete și a gradientului de presiune în sensul curgerii. Viteza caracteristică, u_{tp} , este calculată folosind viteza de frecare, u_τ , și viteza datorată de gradientul de presiune, u_p , iar influența gradientului de presiune este reprezentată de un parametru de curgere, α_m .

Codul CFD Code_Saturne

Code_Saturne este un software open-source utilizat pentru aplicații CFD, dezvoltat de EDF. Acesta poate rezolva ecuațiile Navier-Stokes pentru simulări numerice a curgerii fluidelor în geometrii 2D sau 3D în regim de curgere laminar sau turbulent. Code_Saturne poate rezolva ecuațiile generale a curgerii fluidelor pentru fluide incompresibile sau slab dilatabile, în regim staționar sau nestaționar, folosind rețele de discretizare structurate sau nestructurate. Code_Saturne este compatibil cu mai multe software-uri de generare de rețele de discretizare, precum: SALOME, Gambit, ICEM-CFD, Star-CCM+ etc. [23]. De asemenea, Cod_Saturne poate efectua analize numerice bazate pe mai multe module ca: Lagrangian, modulul de

combustie a gazelor, modulul compresibil etc. Tipurile de simulări numerice disponibile în Code_Saturne sunt RANS și LES, folosind diferite modele de turbulență.

Code_Saturne folosește o discretizare bazată pe metoda volumelor finite colocalizate, unde ecuațiile rezolvate sunt integrate pe fiecare celulă a domeniului de calcul sau pe volumul de control Ω_i . Pentru simulările numerice în regim nestaționar Code_Saturne utilizează o schemă θ pentru discretizarea timpului. Aceasta presupune aplicarea unui algoritm bazat pe o metodă de corecție a predicției pentru a rezolva ecuațiile de conservare a masei și impulsului. Pentru cuplarea presiune-viteză, Code_Saturne poate utiliza mai mulți algoritmi precum SIMPLE, SIMPLEC și PISO. Code_Saturne poate rezolva termenul de convecție utilizând mai multe scheme, cum ar fi Upwind, Centred și Second Order Linear Upwind (SOLU) Schemes. Schema SOLU are avantajul unei precizii mai bune decât primele două scheme. În Code_Saturne, sunt disponibili doi algoritmi pentru calcularea gradientului celulei pentru câmpuri scalare și vectoriale: metoda standard și metoda celui mai mic pătrat [23].

Implementarea Funcțiilor la Perete

Funcția la perete definită de utilizator poate fi implementată în Code_Saturne prin două metode, în funcție de complexitatea analizei curgerii:

1. Condițiile la limită de tip standard, unde pentru condițiile la limită ale domeniului pot fi aplicate expresii matematice simple.

Condițiile la limită standard pot fi modificate prin intermediul interfeței grafice a utilizatorului (GUI), folosind opțiunile încorporate sau prin funcții simple definite de utilizator, ecuația (20).

$$U = 2 + \sin(a + b \cdot t) \quad (20)$$

unde a , b și t sunt exemple de variabile necesare pentru condiția la limită standard.

2. Condițiile la limită de tip funcție la perete, pentru care sunt necesare cunoștințe avansate de limbaj de programare necesare Code_Saturne.

Condițiile la limită de tip funcție la perete definite de utilizator necesită accesarea variabilelor interne ale Code_Saturne utilizate fie pentru a seta condițiile la limită într-o manieră mai avansată decât cea uzuală, fie pentru a modifica variația parametrilor de curgere în interiorul stratului limită.

Modelele de perete Duprat și Manhart sunt implementate ca o condiție la limită de tipul funcție la perete. O diagramă a procesului de calcul privind modul în care modelele la perete Duprat sau Manhart sunt integrate în software-ul Code_Saturne este prezentată în Figura 2, locația în procesul de calcul este marcată cu un chenar punctat de culoare roșie. La începutul simulării numerice setările simulării sunt transmise către Code_Saturne împreună cu datele despre discretizarea domeniului de calcul.

Code_Saturne procesează funcțiile la perete definite de utilizator în două etape. În prima etapă, funcția la perete definită de utilizator este verificată pentru compatibilitate cu software-ul Code_Saturne. A doua etapă are loc atunci când funcțiile la perete definite de utilizator sunt utilizate în procesul de calcul, după ce ecuațiile de conservare a masei și a impulsului sunt rezolvate, chenarul punctat de culoare roșie din Figura 2.

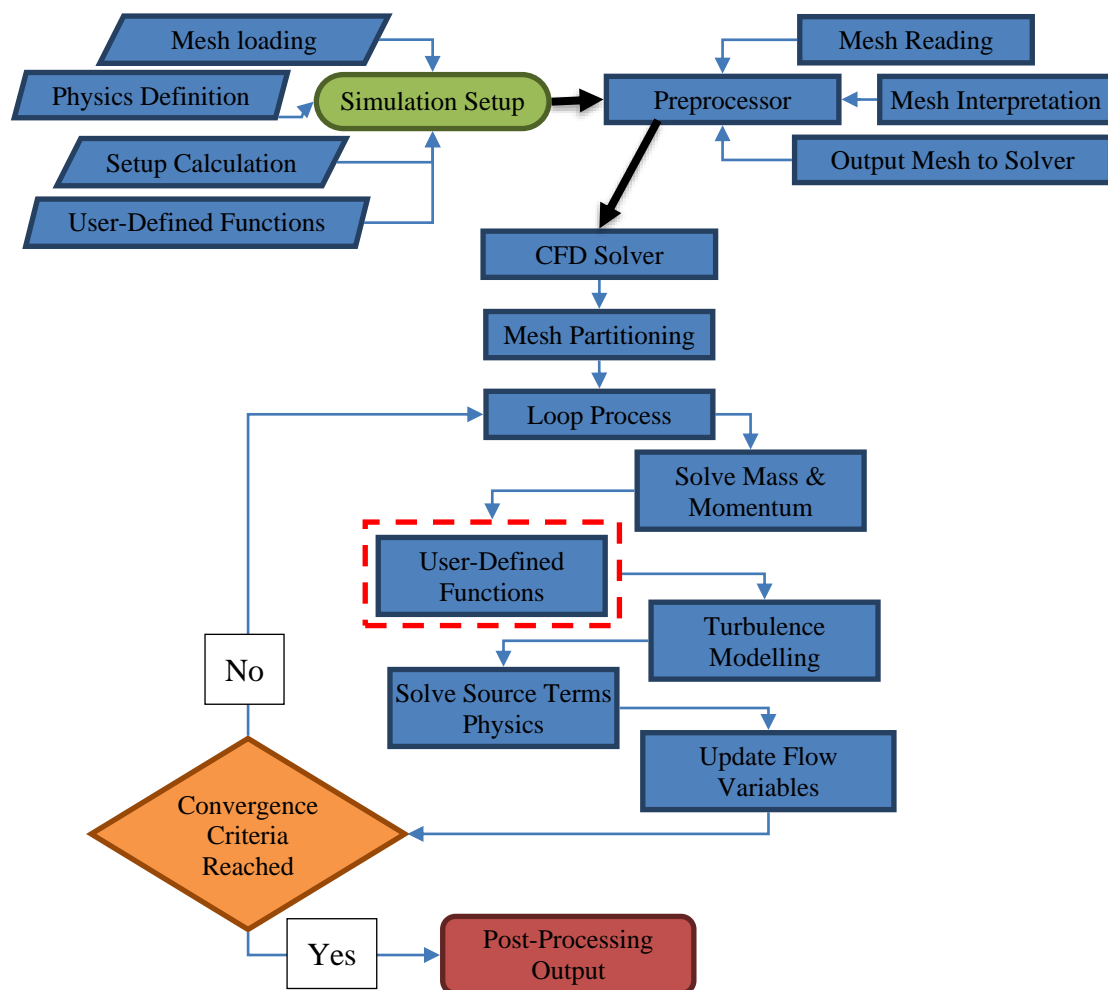


Figura 2. Integrarea funcțiilor la perete definite de utilizator în Code_Saturne.

STUDIUL DE CAZ: DIFUZOR ASIMETRIC

Modelul numeric utilizat în analiza numerică din teza de doctorat este un difuzor asimetric precedat de o conductă dreptunghiulară, Figura 3, Cervantes și Engström [12]. Motivul pentru care s-a folosit instalația experimentală din lucrarea lui Cervantes și Engström [12] este datorită măsurătorilor detaliate ale vitezei efectuate în stratul limită, sub influența unui gradient de presiune moderat, ceea ce face posibilă validarea rezultatelor numerice în raport cu cele experimentale.

Secțiunea din instalația experimentală utilizată pentru analiza numerică este formată dintr-o conductă dreptunghiulară dreaptă de 2,102 m lungime, cu înălțimea $h = 0,1$ m și lățimea $w = 0,15$ m, urmată de un difuzor dreptunghiular asimetric cu peretele superior divergent (Figura 3). Difuzorul asimetric din instalația experimentală (Figura 3) a fost proiectat pentru a genera un gradient de presiune advers (sau pozitiv) constant pe întreaga lungime a difuzorului. Acesta începe cu un unghi de $2,5^\circ$ la intrare, $x = 2,082$ m, și crește ușor, de-a lungul lungimii difuzorului, până la un unghi de $7,5^\circ$ la ieșire, $x = 2,772$ m, cu o secțiune de curgere de $0,15$ m \times $0,15$ m. Pereteii secțiunii de testare au fost realizați din Plexiglas transparent [12], [13].

Măsurătorile de viteză pentru cazul difuzorului asimetric au fost efectuate de Cervantes și Engström [12], măsurătorile fiind de tip Laser Doppler Anemometry (LDA). Datele experimentale ale componentelor de viteză în direcția curgerii U (în direcția x) și V normală la perete (în direcția y) au fost măsurate pe peretele inferior al difuzorului. În timpul regimurilor de curgere analizate, cele două componente ale profilului de viteză au fost măsurate în detaliu

la două secțiuni din difuzor, la $x = 2,082$ m, S_1 , și $x = 2,632$ m, S_2 . Cele două secțiuni de măsurare au fost alese pentru a analiza curgerea cu și fără influența gradientului de presiune advers. Măsurătorile au fost efectuate la jumătatea lățimii difuzorului, $z = 0,075$ m, de-a lungul unei linii normale față de peretele inferior al difuzorului. Experimentul a fost realizat pentru un regim staționar și trei regimuri nestaționare (curgeri pulsatorii) obținute prin modificarea frecvenței curentului electric al pompei. Oscilațiile celor trei curgeri pulsatorii sunt caracterizate de trei frecvențe $f = 0,03$ Hz, $f = 0,10$ Hz și $f = 0,35$ Hz. Toate măsurătorile efectuate pe instalația experimentală au fost realizate cu o incertitudine maximă de 0,5% pentru măsurătorile de viteză.

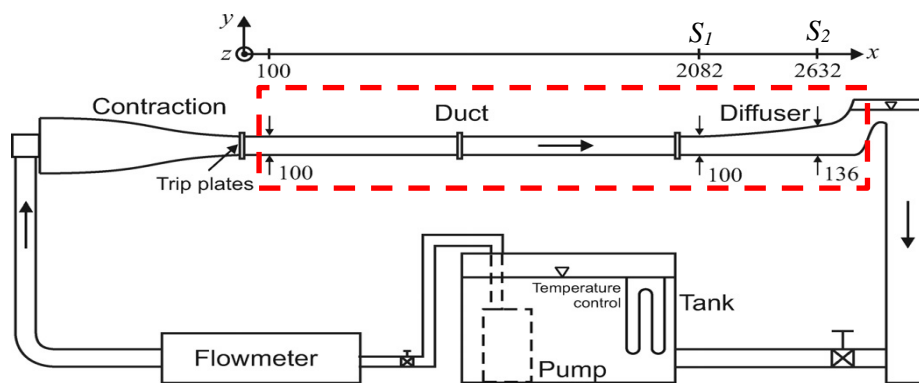


Figura 3. Instalația experimentală – difuzorul asimetric, dimensiuni în mm [12].

Modelul numeric

Geometria modelului numeric este formată din conducta dreptunghiulară dreaptă, începând de la $x = 0,1$ m, urmată de difuzorul asimetric, până la $x = 2,772$ m, așa cum este prezentat în Figura 3 marcat cu linia discontinuă roșie. Dimensiunile instalației experimentale au fost luate în considerare la realizarea geometriei pentru simulările numerice. Geometria utilizată pentru simulările numerice este prezentată în Figura 4 iar în Figura 5 este prezentată o vedere detaliată asupra difuzorului.

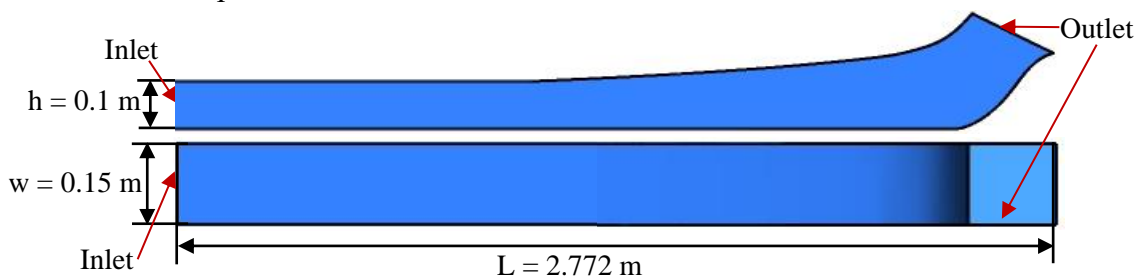


Figura 4. Geometria cazului numeric, vedere laterală și de sus.

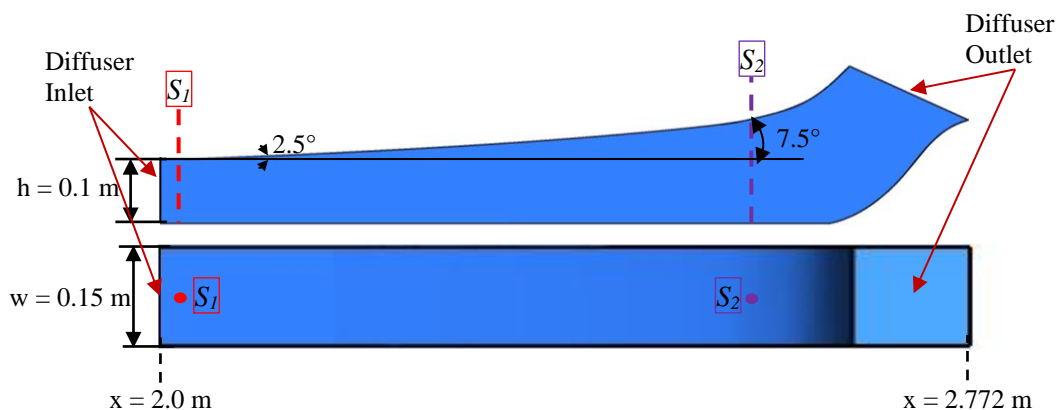


Figura 5. Detaliu difuzor asimetric.

Domeniul de discretizare a fost generat în software-ul ICEM CFD. În primul rând, a fost creată structura de blocuri, cunoscută și sub numele de 3D bounding box. După ce topologia de blocuri este creată, aceasta poate fi modificată pentru a se potrivi corect geometriei prin divizarea blocului inițial în blocuri mai mici pentru a rezulta o topologie de tip blocuri mai detaliată. Topologia de tip blocuri a fost ajustată prin diverse instrumente, cum ar fi tăierea sau alipirea blocurilor, modificarea marginilor sau fețelor, mutarea vârfurilor și definirea Ogrid. Topologia de tip blocuri creată pentru generarea domeniului de discretizare pentru modelul numeric este prezentat în Figura 6 [27].

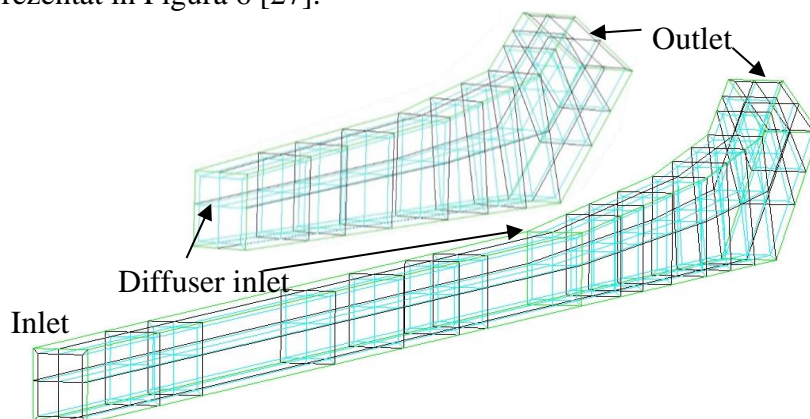


Figura 6. Structura de blocuri, cu detaliu pe difuzorul asimetric.

Software-ul utilizat pentru realizarea simulărilor numerice prezentate în această teză este Code_Saturne. Code_Saturne poate gestiona atât domenii de discretizare structurate, cât și nestructurate. Datorită complexității geometriei difuzorului asimetric, a fost creată un domeniu de discretizare nestructurat. Prin urmare, domeniul de discretizare a fost generat inițial ca domeniul de discretizare structurat și apoi transformat într-un domeniu de discretizare nestructurat. Această transformare permite păstrarea avantajului alinierii celulelor din domeniul de discretizare structurat și a avantajului unui domeniu de discretizare nestructurat cel al conectivității cu geometria [28]. Domeniul de discretizare generat pentru difuzorul asimetric este un domeniu de discretizare nestructurat cu celule hexaedrice majoritare și este prezentat în Figura 7, Figura 8 and Figura 9.



Figura 7. Domeniul de discretizare.

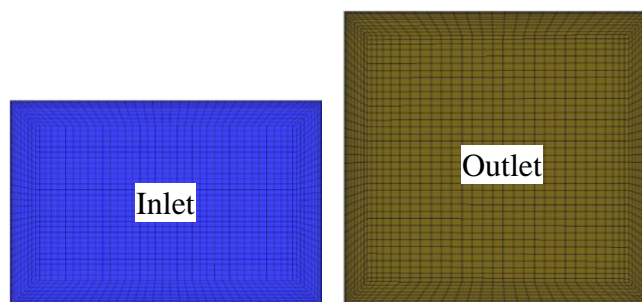


Figura 8. Domeniul de discretizare, vedere intrare și ieșire.

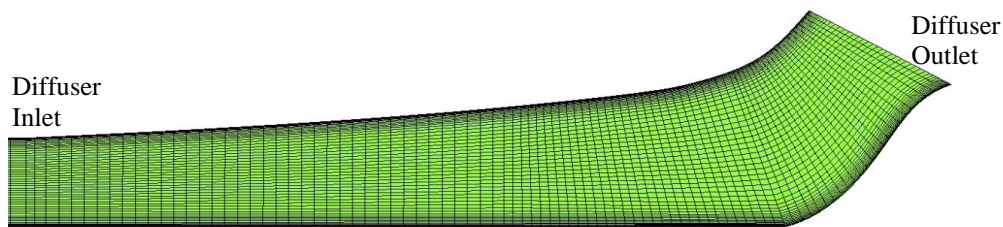


Figura 9. Detaliu domeniului de discretizare al difuzorului, secțiune transversală prin centrul geometriei.

Domeniul de discretizare generat trebuie să îndeplinească condițiile minime de calitate necesare pentru programul de simulare numerică CFD, Code_Saturne. După ce configurarea simulării este finalizată, procesul de simulare implică trei etape: procesarea domeniului de discretizare, calculul parametrilor câmpului de curgere și rezultatul soluției numerice. De cele mai multe ori, criteriile de calitate ale domeniului de discretizare verificate de software-ul CFD nu sunt aceleași cu criteriile de calitate ale domeniului de discretizare disponibile în software-ul de generare al domeniului de discretizare. Prin urmare, au fost analizate criterii de calitate din ICEM CFD compatibile cu software-ul CFD Code_Saturne [27], [28]. Criteriile de calitate compatibile între ICEM CFD și Code_Saturne sunt: raportul aspectului celulei, unghiul minim al celulei, variația volumului celulei și deformarea celulei.

În Code_Saturne, calitatea domeniilor de discretizare este verificată la începutul simulării numerice. Celulele cu o calitate nesatisfăcătoare sunt marcate ca "celule cu calitate slabă", ceea ce necesită o îmbunătățire a calității domeniului de discretizare. Criteriile de calitate ale domeniului de discretizare verificate de Code_Saturne sunt neortogonalitatea celulelor (Q_{ortho}), deplasarea celulelor (Q_{offset}), distorsiunea celulelor (Q_{LSQ}), raportul volumului celulelor (Q_{vol}) and the "culpă prin asociere" [28].

Rezultatele analizei calității domeniilor de discretizare sunt prezentate la începutul fiecărei simulări, sub forma numărului și a procentului de celule defectuoase pentru fiecare dintre cele cinci criterii de calitate prezentate anterior. După procesarea domeniilor de discretizare în Code_Saturne, preprocesorul nu a returnat nicio eroare în ceea ce privește calitatea domeniilor de discretizare pentru toate simulările numerice ale curgerilor staționare și pulsatorii.

Configurația simulărilor numerice

Pentru analizele numerice efectuate pentru difuzorul asimetric, au fost realizate simulări numerice de tipul RANS $k-\omega$ SST. Simulările au fost realizate cu software-ul CFD Code_Saturne, utilizând modelul de turbulență $k-\omega$ SST. Setările aplicate simulărilor numerice sunt prezentate în continuare pentru ambele regimuri de curgere staționar și nestaționar.

În această teză, cercetarea realizată de Manhart și Duprat în domeniul funcțiilor la perete a fost extinsă în analizele numerice prezentate ulterior. În primul rând, funcțiile la perete ale lui Manhart și lui Duprat au fost utilizate în simulări numerice mai economice, de tip RANS mai degrabă decât de tip DNS sau LES, și pe o geometrie mai complexă decât cazurile utilizate în analizele numerice realizate de Manhart și Duprat. În al doilea rând, funcțiile la perete ale lui Manhart și lui Duprat au fost utilizate în simulări numerice în curgeri staționare și nestaționare pulsatorii, nu numai în LES în regim staționar, așa cum a fost prezentat în Duprat [11]. În al treilea rând, toate rezultatele simulărilor numerice prezentate în această teză au fost comparate cu măsurători experimentale detaliate disponibile din articolul lui Cervantes și Engström [12].

Simulările numerice în regim staționar au fost efectuate utilizând algoritmul SIMPLE pentru cuplarea presiunii cu viteza, în timp ce pentru simulările numerice în regim nestaționar a fost utilizat algoritmul SIMPLEC. Pentru calcularea gradientului variabilelor discretizate în spațiu, s-a utilizat metoda celor mai mici pătrate cu o extindere către celulele vecine. Pentru

calcularea câmpului de viteze și a parametrilor turbulenței, k și ω , s-a utilizat schema Second Order Linear Upwind (SOLU) [28].

Condițiile la limită au fost stabilite în același mod pentru toate tipurile de simulări numerice (staționare și nestaționare), respectând cât mai bine condițiile experimentale, cu excepția condiției la limită de la intrare. Locațiile condițiilor la limită sunt prezentate în Figura 10, iar acestea sunt codificate prin culoare: intrarea în domeniu este colorată în albastru; pereții domeniului sunt reprezentați cu gri, iar ieșirea din domeniu este marcată cu verde. Pentru simulările în regim nestaționar a fost utilizat un plan de simetrie evidențiat cu roșu.

Condiția la limită de la intrare pentru simulările numerice în regim staționar a fost setată la o viteză constantă de 0,165 m/s, normală la suprafața de la intrarea în conducta dreptunghiulară. Pe baza analizei numerice a lui Salehi et al. (2017), intensitatea turbulență a fost setată la 3,0 %, ceea ce corespunde unei intensități turbulente medii [13].

Pentru simulările numerice în regim nestaționar, viteza pentru condiția la limită de la intrare a fost stabilită ca o funcție periodică, ecuația (21). Au fost simulate trei regimuri de curgere diferite pe baza frecvenței oscilațiilor curgerii pulsatorii $f_1 = 0,35$ Hz, $f_2 = 0,10$ Hz și $f_3 = 0,03$ Hz.

$$U = U_0 \cdot (1 + (A_{Uc}/U_c) \cdot \cos(2\pi f \cdot t)) \quad (21)$$

unde U_0 , (A_{Uc} / U_c) , f și t sunt viteza medie, perturbația semnalului de oscilație, frecvența curgerii pulsatorii și timpul curent al simulării.

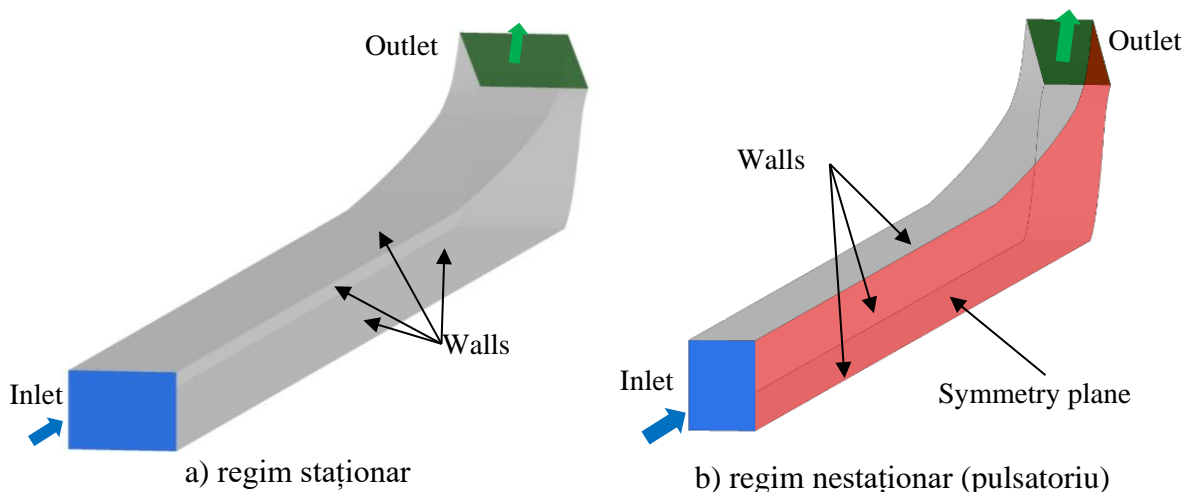


Figura 10. Modelul difuzorului asimetric - condiții la limită.

Ieșirea și pereții modelului numeric au fost setați în același mod pentru toate simulările numerice, staționare și nestaționare. Debitul care iese din instalația experimentală este în contact cu presiunea atmosferică. Prin urmare, la ieșirea din modelul numeric a fost stabilită o condiție la limită de ieșire cu o presiune atmosferică de 0 Pa presiune relativă. Deoarece materialul pentru pereții instalației experimentale a fost din Plexiglas, condiția la limită a pereților modelului numeric a fost stabilită ca pentru pereți netezi, la care a fost aplicată condiția de "aderență la suprafață". Pentru a reduce efortul de calcul, pentru simulările numerice în regim nestaționar, s-a utilizat un plan de simetrie la jumătatea lățimii geometriei difuzorului asimetric ($z = 0,075$ m).

VALIDAREA REZULTATELOR NUMERICE

Datele experimentale

Datele experimentale au fost realizate de Cervantes și Engström [12]. Măsurătorile au fost efectuate în difuzorul asimetric marcat, cu linia roșie discontinuă în Figura 3. Datele experimentale au fost procesate pentru a obține parametrii curgerii necesari pentru validarea simulărilor numerice: parametrii mediați în timp, dezvoltați în timp și mediați pe o perioadă. Parametrii experimentali ai curgerii prezentați în această secțiune sunt utilizați cu acordul autorilor experimentului și prelucrate pentru a valida rezultatele simulărilor numerice efectuate în această teză.

- Parametrii curgerii mediați în timp

Parametrii curgerii mediați în timp utilizați pentru validarea simulărilor numerice sunt viteza adimensională a curgerii, U^+ , (Figura 11) și producția de turbulență adimensională, P_k^+ , (Figura 12). Viteza de frecare, u_τ , utilizată pentru normalizarea U^+ și P_k^+ , a fost determinată folosind o aproximare polinomială de ordinul cinci, bazată pe ecuația (22) [12], valabilă pentru un $y^+ \leq 12$.

$$U = \frac{u_\tau^2}{\nu} y + \frac{1}{2\rho\nu} \frac{dP}{dx} y^2 + Dy^4 + Ey^5 \quad (22)$$

unde y este distanța de la perete până la primul punct de calcul, dP/dx este gradientul de presiune în direcția curgerii, D și E sunt parametri liberi.

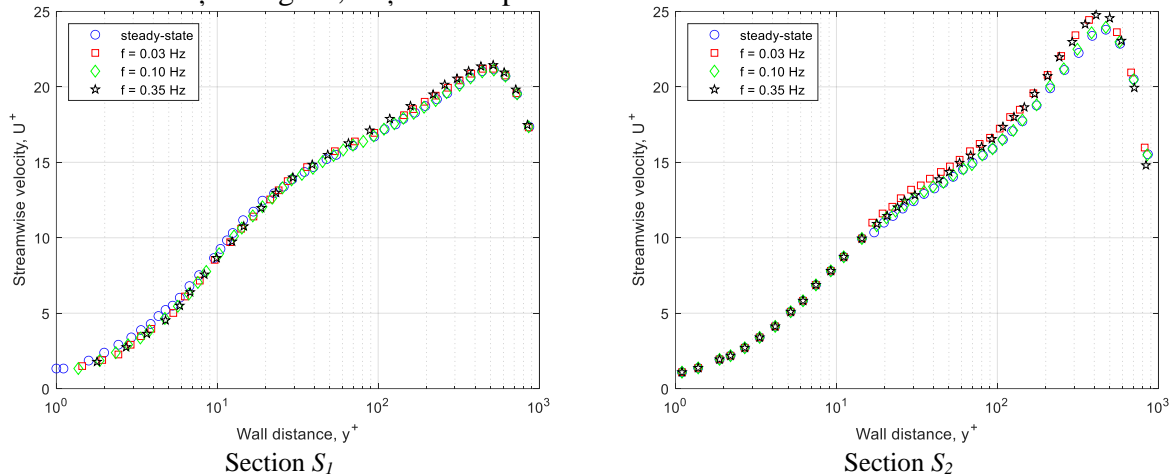


Figura 11. Viteza experimentală mediață în timp, U^+

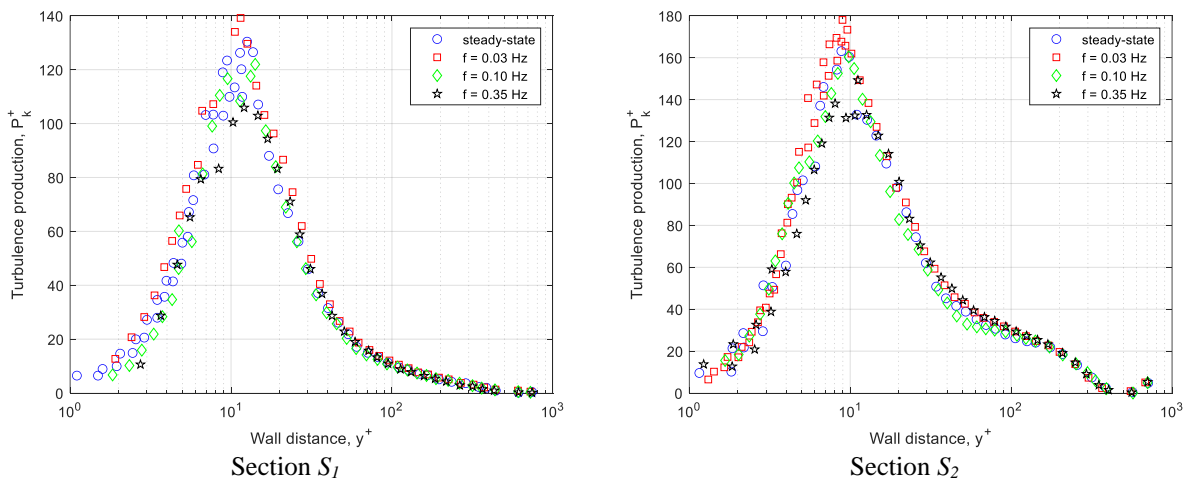


Figura 12. Producția de turbulență experimentală mediață în timp, P_k^+

- Parametrii curgerii dezvoltăți în timp

Parametrii curgerii dezvoltăți în timp utilizați în comparațiile dintre simulările numerice și datele experimentale sunt viteza pe linia mediană a difuzorului asimetric, U_p , (Figura 13) și efortul tangențial la perete, τ_w , (Figura 14). Viteza măsurată în linia mediană a difuzorului, U_p , a fost raportată la valoarea sa medie, U_c . Evoluția în timp a vitezei liniei centrale a fost redusă la o singură perioadă, deoarece curgerea este periodică. Variația în timp a efortului tangențial la perete adimensionalizat cu valoarea sa medie, τ_m , este prezentată pentru o perioadă, în Figura 14.

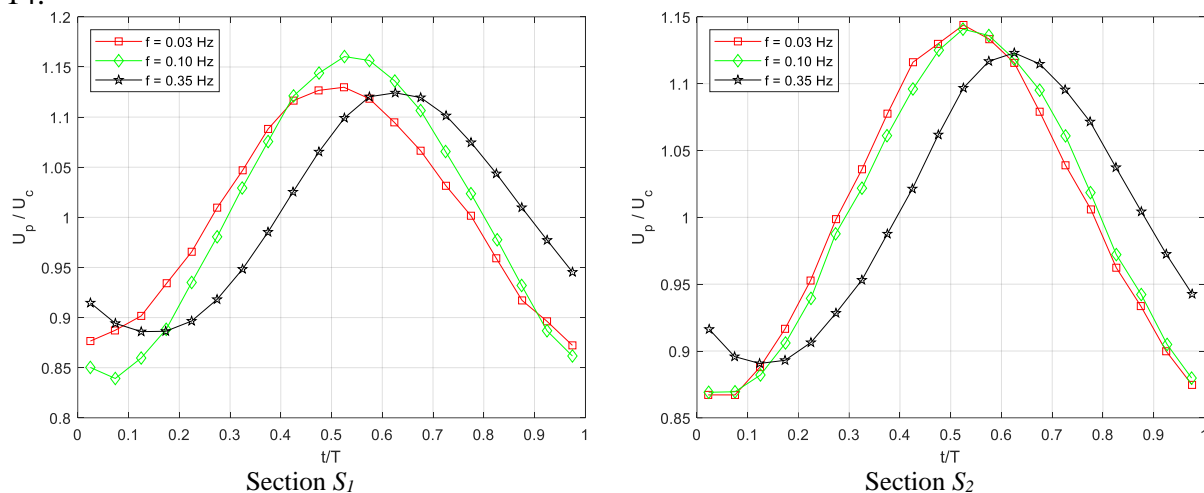


Figura 13. Evoluția în timp a vitezei experimentale de pe linia centrală a difuzorului adimensionalizată cu media vitezei sale, U_p / U_c

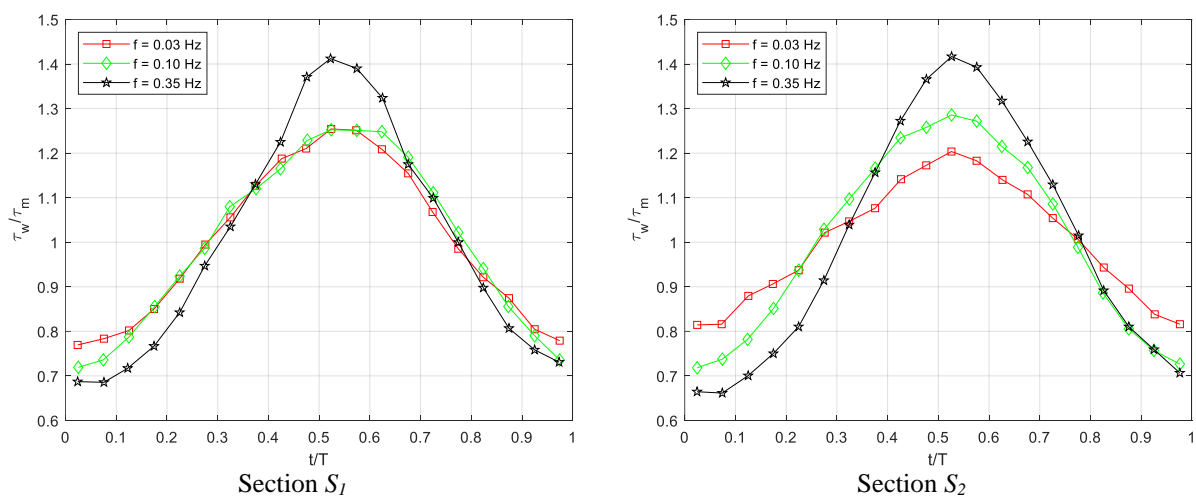


Figura 14. Evoluția în timp a efortului tangențial la perete experimental raportat la valoarea lui medie, τ_w / τ_m

- Parametrii curgerii mediați pe o perioadă

Parametrii curgerii mediați pe fază utilizați pentru validarea simulărilor numerice sunt amplitudinea vitezei de oscilație în direcția curgerii, A_U , (Figura 15) și defazajul oscilațiilor vitezei în sensul curgerii, ϕ_U , (Figura 16).

Amplitudinea vitezei de oscilație în direcția curgerii, A_U , din experiment a fost raportată la valoarea sa din centrul difuzorului asimetric, A_{Uc} , și este prezentată în Figura 15. Diferența dintre unda experimentală a oscilației vitezei în sensul curgerii, ϕ_U , și valoarea sa din centrul difuzorului, ϕ_{Uc} , este prezentată în Figura 16. Linia continuă reprezintă amplitudinea soluției lui Stokes într-un canal.

Datele experimentale sunt utilizate pentru a valida rezultatele simulărilor numerice efectuate cele trei funcții la perete ($k-\omega$ SST, Manhart $k-\omega$ SST și Duprat $k-\omega$ SST), pentru o

curgere staționară și trei curgeri nestaționare pulsatorii cu frecvențe de 0,35 Hz, 0,10 Hz și 0,03 Hz.

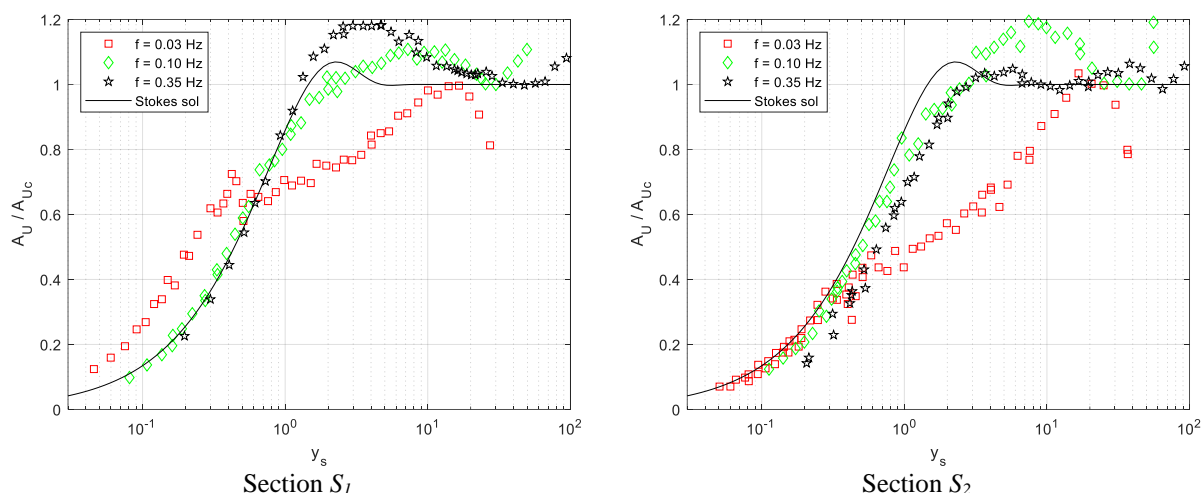


Figura 15. Amplitudinea vitezei de oscilație experimentale a curgerii adimensionalizată cu valoarea sa din centrul difuzorului, A_U / A_{Uc}

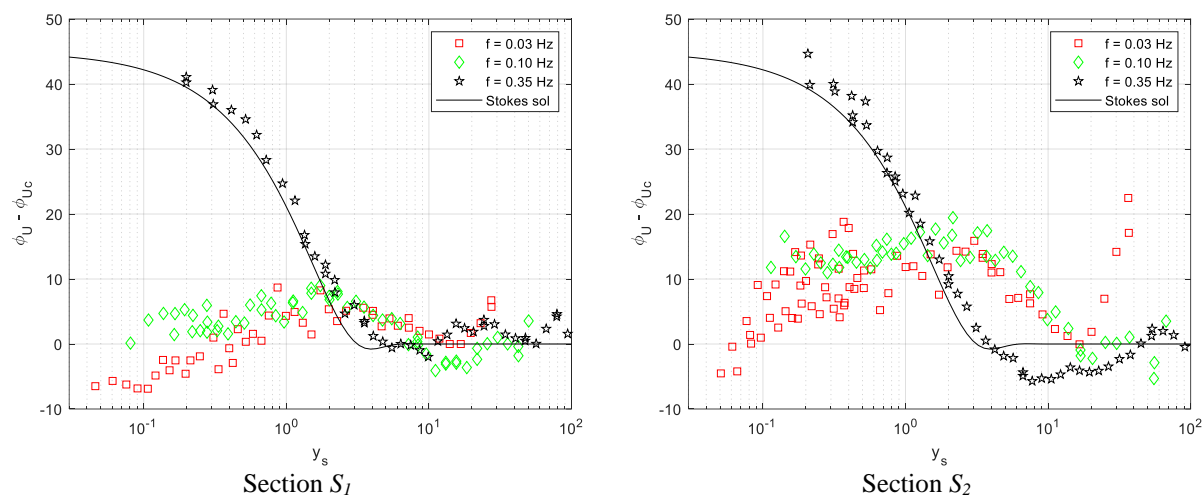


Figura 16. Defazajul oscilațiilor vitezei experimentale în sensul curgerii, față de valoarea oscilației vitezei din centrul difuzorului, ϕ_U / ϕ_{Uc} .

Rezultatele simulărilor numerice în regim staționar

Validarea rezultatelor simulărilor numerice în regim staționar cu datele experimentale a fost realizată cu parametrii curgerii mediați în timp: viteza în sensul curgerii, U , și producția de turbulență, P_k . Deoarece cercetările efectuate pentru această teză se concentrează pe stratul limită, toate simulările numerice efectuate au fost realizate cu modelul de turbulență $k-\omega$ SST. Datele experimentale utilizate în validarea simulărilor numerice au fost disponibile din lucrarea lui Cervantes și Engström [12]. În plus, rezultatele numerice au fost comparate cu simulări numerice detaliate ale Modelului Tensiunilor Reynolds (RSM) [29] efectuate de Salehi et al. [13]. Simulările numerice de tip RSM efectuate de Salehi et al. [13] sunt realizate folosind condiții la limită foarte asemănătoare cu procedura experimentală realizată de Cervantes și Engström [12]. Compararea rezultatelor numerice cu datele experimentale a fost realizată în două secțiuni din cazul numeric: la $x = 2,082$ m, S_1 , și la $x = 2,632$ m, S_2 , aceleași cu secțiunile de măsurare (Figura 3).

Pentru a determina dimensiunea corectă a domeniului de discretizare pentru simulările numerice în regim staționar s-au efectuat studii de sensibilitate a domeniilor de discretizare.

Parametrii utilizați pentru studiile de sensibilitate a domeniilor de discretizare au fost viteza în sensul curgerii, U , și viteza de frecare, u_τ . Pentru a păstra o bună precizie a rezultatelor simulărilor numerice și pentru a evita costuri de calcul mari, din comparațiile efectuate în cadrul studiului de sensibilitate a domeniilor de discretizare a rezultat că dimensiunea normală a domeniilor de discretizare este cea mai potrivită pentru validarea simulărilor numerice. Tabelul 2 prezintă parametrii de calitate pentru domeniul de discretizare cu dimensiunea normală utilizat pentru efectuarea simulărilor numerice pentru toate funcțiile la perete.

Tabelul 2 Domeniile de discretizare utilizate pentru simulările numerice în regim staționar

<i>Simularea numerică</i>	<i>Nr. celule</i>	<i>Min Angle [°]</i>	<i>Aspect Ratio [-]</i>	<i>Volume Change [-]</i>	<i>Warpage [°]</i>
<i>k-ω SST</i>	1,018·10 ⁶	40.59	127	2.75	5.39
<i>Manhart k-ω SST / Duprat k-ω SST</i>	0,528·10 ⁶	41.22	46.1	2.42	5.39

Rezultatele simulărilor numerice sunt realizate pentru fiecare funcție la perete, ținând cont de cerințele acestora, folosind domeniile de discretizare corespunzătoare: pentru funcția la perete standard $k-\omega$ SST se utilizează un domeniu de discretizare de 1018487 celule în care y^+ mediu este de 0,4, iar pentru funcțiile la perete Manhart și Duprat se utilizează un domeniu de discretizare de 528853 celule în care y^+ mediu este de 1,54 și, respectiv, 1,53.

Tabelul 3 prezintă comparația efortului tangențial la perete, τ_w , și a vitezei de frecare, u_τ , între rezultatele simulărilor numerice efectuate cu cele trei funcții la perete și datele experimentale. Toate cele trei funcții la perete subestimează efortul tangențial la perete, τ_w , și viteza de frecare, u_τ . O cauză a subestimării parametrilor medii ai curgerii, τ_w și u_τ , este setarea diferită a condiției la limită de la intrare a modelului numeric de cea din procedura experimentală. Chiar dacă funcțiile la perete Manhart și Duprat subestimează parametrii medii ai curgerii, trebuie remarcat faptul că rezultatele sunt obținute folosind jumătate din dimensiunea domeniilor de discretizare în comparație cu funcția la perete $k-\omega$ SST.

Tabelul 3 Variabilele curgerii – regim staționar

Tipul analizei curgerii	Efortul tangențial la perete, τ_w [Pa]		Viteza de frecare, u_τ [m/s]	
	Secțiunea 2.082	Secțiunea 2.632	Secțiunea 2.082	Secțiunea 2.632
Date experimentale	0.090	0.050	0.0095	0.0070
<i>k-ω SST</i>	0.070	0.033	0.0083	0.0057
Manhart <i>k-ω SST</i>	0.064	0.029	0.0080	0.0054
Duprat <i>k-ω SST</i>	0.064	0.029	0.0080	0.0054

După a doua secțiune este observată o zonă de recirculare a curgerii fluidului, marcată cu săgeți roșii, prezentată în Figura 17 și Figura 18 pe pereții laterali în apropierea curbării difuzorului asimetric. Ajungând aproape de ieșirea difuzorului, se formează două vârtejuri, câte unul de fiecare parte a difuzorului asimetric. Zonele de recirculare a fluidului arată influența gradientului de presiune advers asupra curgerii [12].

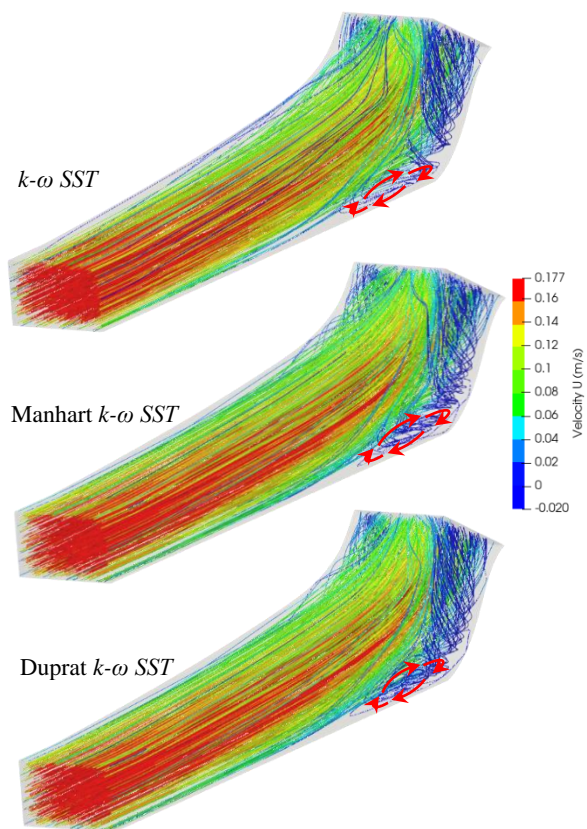


Figura 17. Linii de curent a vitezei în direcția curgerii.

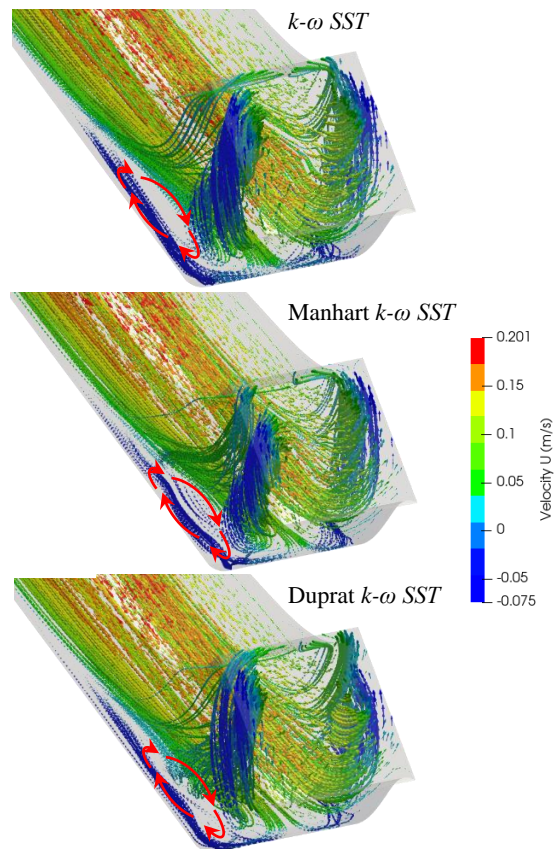


Figura 18. Vectori de viteză în sensul curgerii.

- Profilele de viteză în direcția curgerii, U^+

Distribuția vitezei mediate în timp în sensul curgerii, U^+ , este prezentată în Figura 19 pentru ambele secțiuni. În secțiunea S_1 , înainte de începutul difuzorului, curgerea este influențată de un gradient de presiune favorabil, ceea ce poate rezulta că stratul limită este în echilibru. Astfel, viteza adimensională experimentală, U^+ , urmează legile generale de distribuție a vitezei în stratul limită: legea liniară în substratul vâscos ($y^+ \leq 5$) ecuația (23), iar în stratul logaritmic ecuația legii logaritmice ($\kappa = 0,41$, $C = 5,2$) (24). Rezultatele simulărilor numerice arată o aproximare foarte bună a vitezei adimensionale în sensul curgerii, U^+ , în regiunea din apropierea peretelui, a stratului vâscos și a unor părți din stratul tampon, până la un $y^+ \approx 12$.

$$U^+ = y^+ \quad (23)$$

$$U^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + C \quad (24)$$

Pentru a observa influența gradientului de presiune advers asupra câmpului de viteze, cea de-a doua secțiune, S_2 , a fost aleasă aproape de cotul difuzorului. Influența gradientului de presiune advers datorat peretelui superior al difuzorului poate fi observată comparând legea logaritmică standard cu datele experimentale. Începând cu stratul tampon și continuând în stratul logaritmic, rezultatele simulărilor numerice efectuate cu cele trei funcții la perete diverg față de datele experimentale. Deși funcțiile la perete Manhart și Duprat sunt dezvoltate pentru a da rezultate bune în cazul curgerilor influențate de gradientul de presiune advers, complexitatea geometriei difuzorului asimetric creează dificultăți în estimarea rezultatelor experimentale.

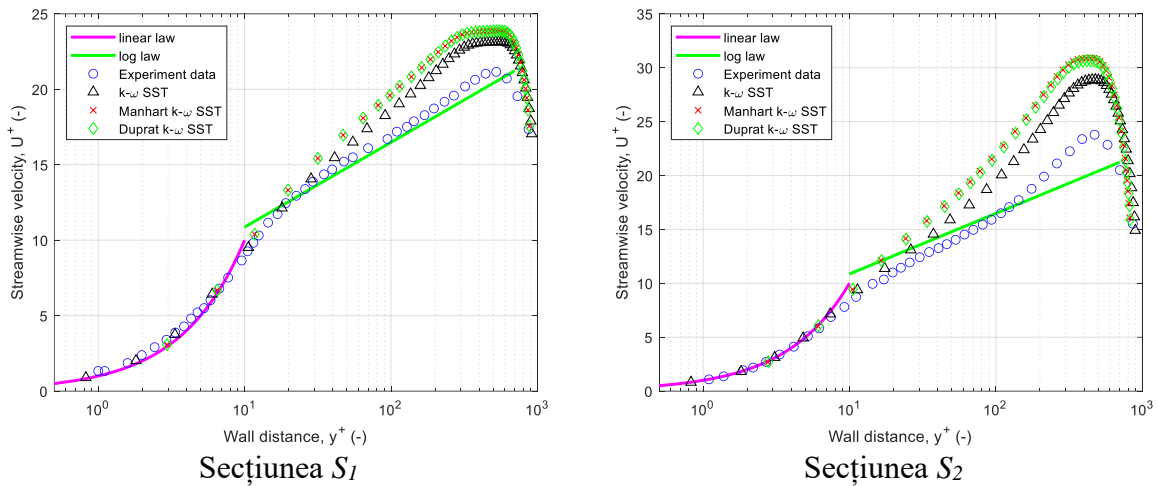


Figura 19. Distribuția vitezei adimensionale în sensul curgerii mediate în timp, U^+ vs y^+ .

Este important de remarcat faptul că precizia funcțiilor la perete Manhart și Duprat, care este apropiată de modelul $k-\omega$ SST, este obținută folosind jumătate din domeniul de discretizare necesar pentru modelul $k-\omega$ SST. De asemenea, timpul de calcul pentru efectuarea unei simulări numerice este mai mic pentru funcțiile la perete Manhart și Duprat decât pentru modelul $k-\omega$ SST. Timpul de calcul necesar pentru efectuarea simulărilor numerice efectuate cu ajutorul celor trei funcții la perete este prezentat în Tabelul 4.

Tabelul 4 Eficiența funcțiilor la perete – regim staționar

Simularea numerică	Nr. celule	y^+ mediu	Timpul de calcul
$k-\omega$ SST	$1,018 \cdot 10^6$	0.4	3h 26'
Manhart $k-\omega$ SST	$0,528 \cdot 10^6$	1.54	3h 19'
Duprat $k-\omega$ SST		1.53	3h 10'

- Producția de turbulență, P_k^+

Producția de turbulență mediată în timp, P_k^+ , pentru simulările numerice efectuate cu cele trei funcții la perete este prezentată în Figura 20. Rezultatele celor trei simulări numerice urmează tendința datelor experimentale pentru ambele secțiuni luate în considerare, S_1 și S_2 . Cu toate acestea, toate funcțiile la perete nu estimează precis nivelul producției de turbulență, în special în prima parte a stratului limită, în stratul vâscos și de tampon, până la un $y^+ \approx 40$ pentru secțiunea S_1 și până la un $y^+ \approx 20$ pentru secțiunea S_2 . Subestimarea producției de energie cinetică turbulentă, P_k^+ , din rezultatele simulărilor numerice pentru toate funcțiile la perete poate proveni din evaluarea slabei estimări a efortului tangential la perete.

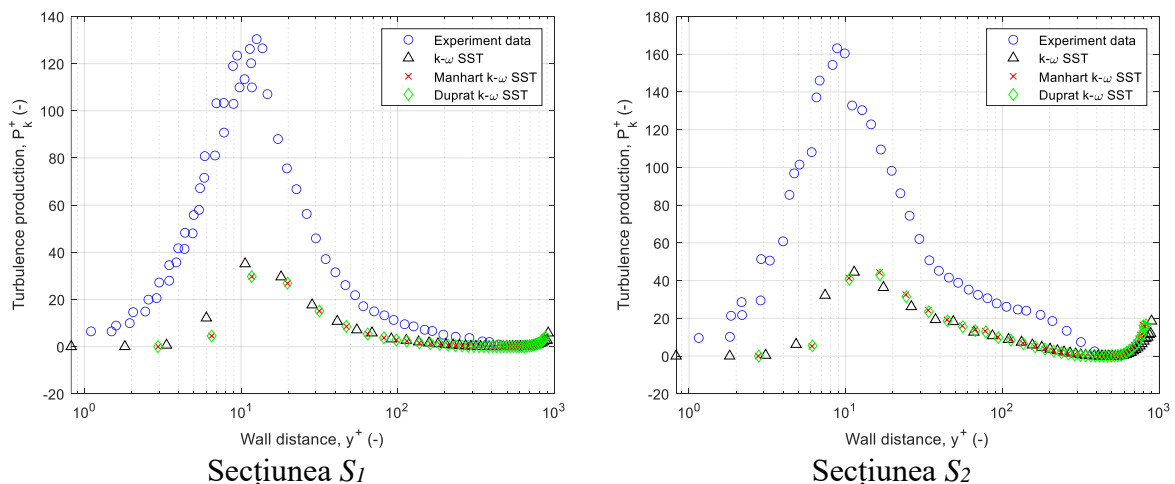


Figura 20. Producția de turbulență mediată în timp, P_k^+ vs y^+ .

Rezultatele simulărilor numerice în regim pulsatoriu

Validarea rezultatelor simulării numerice în regim pulsatoriu a fost realizată cu datele experimentale folosind parametrii ai curgerii cu mediere în timp, cu dezvoltare în timp și cu mediere pe o perioadă. Instabilitatea regimurilor pulsatorii se bazează pe trei frecvențe: $f_1 = 0,35$ Hz, $f_2 = 0,10$ Hz, $f_3 = 0,03$ Hz.

Pentru simulările numerice realizate în regim nestaționar au fost efectuate studii de sensibilitate, care au fost structurate astfel: studiu de sensibilitate al domeniului de discretizare, studiu de sensibilitate al pasului de timp și un studiu de sensibilitate periodică datorită comportamentului periodic al simulărilor numerice. În primul rând, analiza sensibilității domeniului de discretizare este efectuată pentru a găsi echilibrul între necesarul de calcul și eroarea de discretizare spațială. În al doilea rând, se efectuează o analiză a sensibilității pasului de timp pentru a găsi pasul de timp care să respecte condiția Courant-Friedrichs-Lewy (CFL) și să simuleze în mod adecvat comportamentul regimurilor turbulente pulsatorii. În al treilea rând, datorită naturii repetitive a oscilațiilor regimului pulsatoriu, se studiază starea periodicitate a regimurilor pulsatorii.

Pentru a genera distribuția adecvată a domeniilor de discretizare și pentru a aplica setările corecte simulărilor numerice pentru cazul difuzorului asimetric, a fost utilizată a doua problemă a lui Stokes pentru toate cele trei frecvențe ale regimurilor pulsatorii: 0,35 Hz, 0,10 Hz și 0,03 Hz.

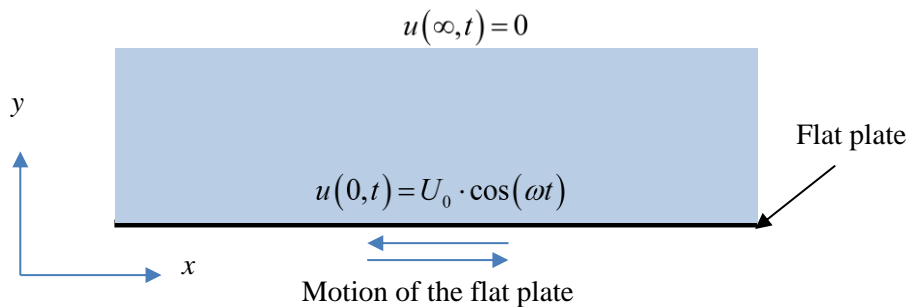


Figura 21. Descrierea celei de-a doua probleme Stokes.

Soluția exactă a celei de-a doua probleme a lui Stokes pentru o placă plană oscilantă pentru un regim laminar, ecuația (25), a fost considerată ca referință în studiile de sensibilitate.

$$u(y, t) = U_0 \cdot e^{-y/l_s} \cdot \cos(\omega \cdot t - y/l_s) \quad (25)$$

unde U_0 este magnitudinea vitezei, t este timpul, ω este frecvența unghiulară, y este coordonata normală la suprafața solidă iar l_s este lungimea Stokes.

Analizând comparațiile din studiile de sensibilitate a rezultat că, în compararea rezultatelor simulărilor numerice ale difuzorului asimetric cu datele experimentale, este important să fie considerate câteva criterii:

- Domeniul de discretizare pe direcția normală la perete trebuie să fie format din cel puțin 50 de straturi de celule, de înălțime uniformă, pe întreaga înălțime a stratului oscilatoriu, ținând cont în același timp și de cerința stratului limită, y^+ .
- Pentru a reprezenta cu o precizie bună oscilațiile regimului pulsatoriu, pasul de timp al simulărilor numerice trebuie ales astfel încât să rezulte cel puțin 40 de puncte de eșantionare pe o perioadă a oscilațiilor.
- Este important să se determine pasul de timp care va respecta condiția CFL atunci când se efectuează simulări numerice în regim nestaționar, prin urmare numărul Courant maxim nu trebuie să depășească valoarea 50.

- Domeniile de discretizare ale difuzorului asimetric

Pe baza studiului de sensibilitate al domeniilor de discretizare, au fost generate domeniile de discretizare utilizate pentru simulările numerice ale difuzorului asimetric în cazul regimurilor pulsatorii, pentru fiecare funcție la perete și pentru fiecare frecvență de oscilație, Tabelul 5.

Din rezultatele subcapitolelor anterioare reiese că, pentru a efectua o simulare numerică în regim pulsatoriu, este necesară o discretizare a domeniului foarte deasă în regiunea din apropierea peretelui pentru a evalua cu precizie distribuția vitezei în stratul limită oscilant. Astfel, domeniile de discretizare generate pentru simulările numerice în regim nestaționar ar ajunge cu ușurință la ordinul a milioane de celule. Pentru a reduce efortul de calcul necesar pentru realizarea simulărilor numerice în regim nestaționar pulsatoriu, au fost generate domenii de discretizare considerând doar jumătate din geometrie, prin înjumătățirea lățimii canalului ($z = 0,075$ m), prezentate în Figura 22.

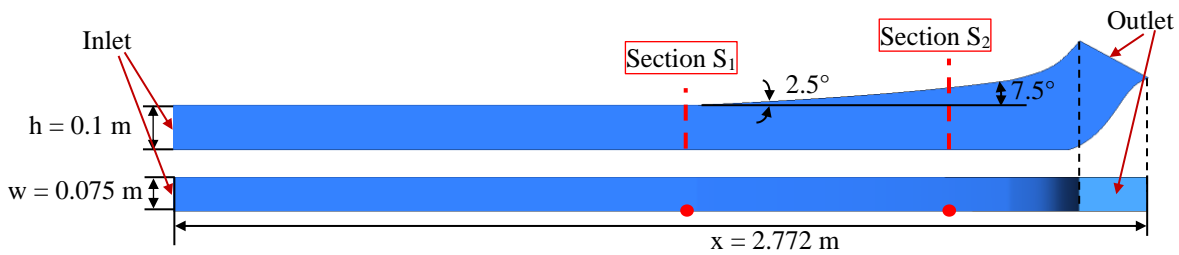


Figura 22. Geometrie cu jumătate din lățime ($z = 0.075$ m).

Tabelul 5 Domeniile de discretizare utilizate pentru simulările numerice în regim pulsatoriu

Frecvența	$f_1 = 0.35$ Hz	$f_2 = 0.10$ Hz		$f_3 = 0.03$ Hz	
Simularea numerică	$k-\omega$ SST Manhart $k-\omega$ SST Duprat $k-\omega$ SST	$k-\omega$ SST	Manhart $k-\omega$ SST Duprat $k-\omega$ SST	$k-\omega$ SST	Manhart $k-\omega$ SST Duprat $k-\omega$ SST
Nr. celule	$4.467 \cdot 10^6$	$7.195 \cdot 10^6$	$4.591 \cdot 10^6$	$11.800 \cdot 10^6$	$5.317 \cdot 10^6$

Pe baza analizei de sensibilitate a pasului de timp pentru cazul celei de-a doua problemă a lui Stokes, pentru simulările numerice în regim nestaționar, pasul de timp de $\Delta t = 0,01$ s trebuie impus pentru a respecta condiția CFL pentru toate cele trei frecvențe, indiferent de funcția la perete utilizată. Cu toate acestea, după cum s-a observat în cazul celei de-a doua problemă a lui Stokes, un pas de timp de $0,01$ s, având în vedere rafinarea domeniilor de discretizare pentru fiecare funcție la perete și frecvență, va rezulta la spații mari de stocare a rezultatelor simulărilor numerice. Prin urmare, au fost utilizate doi pași de timp pentru simulările numerice în regim nestaționar ale curgerilor pulsatorii:

- un pas de timp utilizat pentru calcularea parametrilor curgerii, $\Delta t_c = 0,01$ s,
- un alt pas de timp utilizat pentru eșantionarea datelor din simulările numerice, Δt_s , care va avea ca rezultat 48 de puncte de eșantionare a datelor pe parcursul unei perioade a regimului pulsatoriu.

Numărul Courant rezultat pentru realizarea simulărilor numerice pentru fiecare frecvență a regimului pulsatoriu de $0,35$ Hz, $0,10$ Hz și $0,03$ Hz este prezentat în Tabelul 6.

Tabelul 6 Condiția CFL, numărul Courant maxim

Simularea numerică	Frecvență (Hz)		
	0.35	0.10	0.03
$k-\omega$ SST	3.85	3.94	28.41
Manhart $k-\omega$ SST	4.03	4.85	4.61
Duprat $k-\omega$ SST	21.23	16.3	4.61

Pentru a determina convergența simulărilor numerice în regimurile pulsatorii de curgere s-au folosit puncte de monitorizare situate la începutul difuzorului asimetric (secțiunea S_1) la diferite distanțe față de fundul difuzorului. Punctele de monitorizare sunt amplasate pe planul de simetrie ($z = 0,075$ m) la următoarele distanțe: 0,001 m, 0,01 m, 0,02 m și 0,05 m.

Convergența simulărilor numerice a fost determinată prin monitorizarea vitezei în sensul curgerii, U , pe parcursul timpului de simulare pentru fiecare simulare numerică. Pentru frecvența de 0,35 Hz, toate cele trei funcții la perete au atins convergența de periodicitate după a șaptea perioadă. Pentru frecvența de 0,10 Hz, numai $k-\omega$ SST și Manhart $k-\omega$ SST au atins convergența de periodicitate la perioada a treia a simulării. Duprat $k-\omega$ SST nu a reușit să obțină convergența de periodicitate și după a șasea perioadă Code_Saturne s-a oprit din cauza divergenței în calculele numerice. Convergența de periodicitate pentru frecvența de 0,03 Hz a fost obținută începând cu perioada a doua pentru toate cele trei funcții la perete.

Toate comparațiile dintre simulările numerice și datele experimentale, prezentate în acest capitol, au fost realizate pentru ultima perioadă a fiecărei simulări numerice, după ce a fost atinsă convergența de periodicitate.

Simulările numerice ale regimurilor pulsatorii au fost realizate folosind aceleași funcții la perete utilizate pentru simulările numerice în regim staționar: $k-\omega$ SST, Manhart $k-\omega$ SST și Duprat $k-\omega$ SST. Comparația a fost efectuată în aceleași secțiuni utilizate pentru compararea simulărilor numerice în regim staționar, în secțiunea S_1 și secțiunea S_2 .

Parametrii prezentați în următoarele comparații au fost analizați considerând o perioadă, după ce a fost atinsă starea de periodicitate. În funcție de frecvența de oscilație a regimului pulsatoriu, sunt necesare mai multe perioade pentru a ajunge la starea de periodicitate a simulărilor numerice:

- pentru frecvența $f_1 = 0,35$ Hz, au fost necesare șapte perioade pentru a atinge starea de periodicitate, iar rezultatele simulărilor numerice au fost extrase din perioada a opta, între 21,06 și 23,94 secunde.
- pentru frecvența $f_2 = 0,10$ Hz, au fost necesare trei perioade pentru a ajunge la starea de periodicitate, iar extragerea rezultatelor simulărilor numerice a fost realizată la perioada numărul patru, de la 34,65 la 44,73 secunde.
- pentru frecvența $f_3 = 0,03$ Hz, au fost necesare două perioade pentru a atinge starea de periodicitate, iar rezultatele simulărilor numerice au fost extrase la a treia perioadă, de la 82,6 la 116,2 secunde.

Validarea simulărilor numerice a fost structurată pe trei grupuri de parametri ai curgerii astfel: parametrii mediați în timp, parametrii dezvoltați în timp și parametrii mediați pe o perioadă.

Timpul de execuție a simulării poate avea un impact major atunci când este realizată o analiză numerică. Prin urmare, timpul necesar simulărilor numerice utilizată în procedura de validare pentru analiza numerică a regimurilor pulsatorii este prezentat în Tabelul 7.

Din cauza instabilităților generate de funcția la perete a lui Duprat în procesul de simulare numerică, pentru frecvențele de 0,35 Hz și 0,10 Hz, timpul necesar pentru a obține convergența de periodicitate și de a finaliza simularea numerică a fost mai mare decât pentru simulările numerice $k-\omega$ SST sau Manhart $k-\omega$ SST. Este important de luat în considerare faptul că funcția la perete Duprat nu a fost utilizată până la această teză, în niciun alt tip simulare numerică decât pentru regim staționar. Pentru o frecvență mai mică, de 0,03 Hz, care este mai apropiată de o curgere stabilizată decât celelalte două frecvențe, funcția la perete a lui Duprat ofera cele mai rapide rezultate.

Tabelul 7 Timpul necesar simularilor numerice – regim pulsatoriu

Simularea numerică	Frecvența 0.35 Hz Timp de simulare 25.74 s	Frecvența 0.10 Hz Timp de simulare 51 s	Frecvența 0.03 Hz Timp de simulare 133 s
<i>k-ω SST</i>	36.7 ore	159.3 ore	599.8 ore
Manhart <i>k-ω SST</i>	35.1 ore	69.4 ore	127.2 ore
Duprat <i>k-ω SST</i>	298.1 ore	429.8 ore	115.5 ore

- **Parametrii curgerii mediați în timp**

Parametrii curgerii mediați în timp utilizați pentru validarea simulărilor numerice ale regimurilor pulsatorii sunt efortul tangențial la perete, τ_w , viteza de frecare, u_τ , viteza adimensională în direcția curgerii, U^+ , și producția de turbulență adimensională, P_k^+ .

Efortul tangențial la perete, τ_w , și viteza de frecare, u_τ , rezultate din simulările numerice ale fiecărei funcții la perete sunt comparate cu datele experimentale corespunzătoare pentru ambele secțiuni de fiecare frecvență și prezentate în Tabelul 8.

Tabelul 8 Parametrii curgerii mediați în timp – regim pulsatoriu

Tipul analizei curgerii	Efortul tangențial la perete, τ_w (Pa)		Viteza de frecare, u_τ (m/s)	
	Secțiunea S_1	Secțiunea S_2	Secțiunea S_1	Secțiunea S_2
<i>Frecvența 0.35 Hz</i>				
Date experimentale	0.087	0.046	0.0093	0.0068
<i>k-ω SST</i>	0.067	0.032	0.0081	0.0056
Manhart <i>k-ω SST</i>	0.067	0.033	0.0081	0.0057
Duprat <i>k-ω SST</i>	0.067	0.033	0.0081	0.0057
<i>Frecvența 0.10 Hz</i>				
Date experimentale	0.09	0.049	0.0095	0.0070
<i>k-ω SST</i>	0.067	0.032	0.0081	0.0057
Manhart <i>k-ω SST</i>	0.065	0.031	0.0081	0.0055
Duprat <i>k-ω SST</i>	0.063	0.029	0.0079	0.0054
<i>Frecvența 0.03 Hz</i>				
Date experimentale	0.09	0.045	0.0095	0.0067
<i>k-ω SST</i>	0.067	0.033	0.0082	0.0057
Manhart <i>k-ω SST</i>	0.064	0.030	0.0080	0.0055
Duprat <i>k-ω SST</i>	0.064	0.030	0.0080	0.0055

Valorile efortului tangențial la perete și ale vitezei de frecare sunt determinate considerând o perioadă după ce a fost atinsă convergența de periodicitate. Comparând datele experimentale cu rezultatele simulărilor numerice, se poate observa că funcțiile la perete subestimează efortul tangențial la perete și viteza de frecare în fiecare secțiune pentru toate frecvențele considerate. O posibilă cauză a discrepanței dintre datele experimentale și rezultatele simulărilor numerice este reprezentată de condiția la limită de la intrare.

- **Viteza în direcția curgerii, U**

În secțiunea S_2 , curgerea se separă de pereți în colțurile difuzorului, unde un gradient de presiune pozitiv afectează curgerea. De asemenea, în cea de-a doua secțiune, în colțurile difuzorului, viteza este negativă, ceea ce înseamnă că apar regiuni de recirculare a fluidului, așa cum se observă în Figura 23, care conduc la formarea de vârtejuri prezentate în Figura 24.

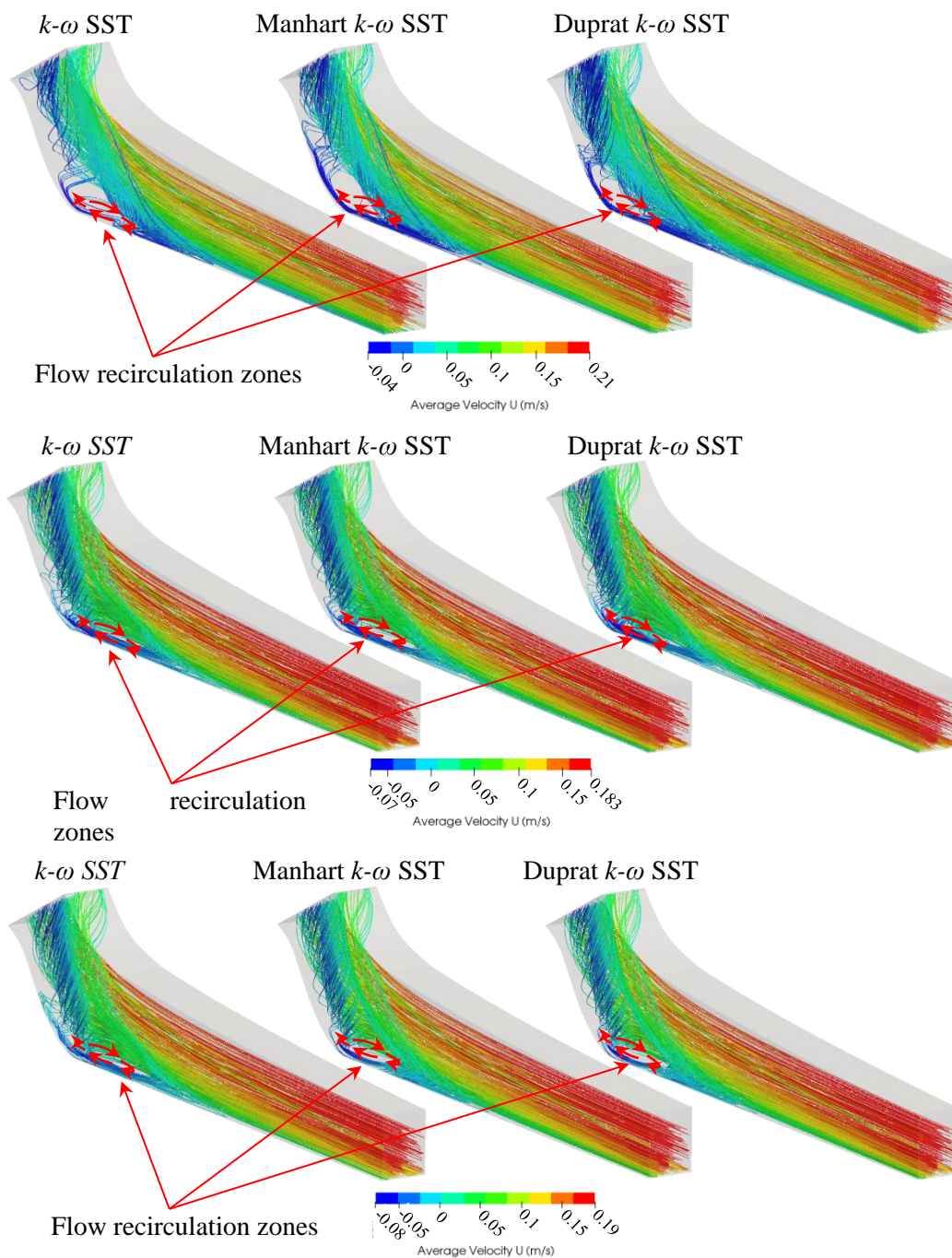


Figura 23. Linii de curent a vitezei in direcția curgerii, U . Ordonare de sus în jos, frecvențele sunt: 0,35 Hz, 0,10 Hz și 0,03Hz.

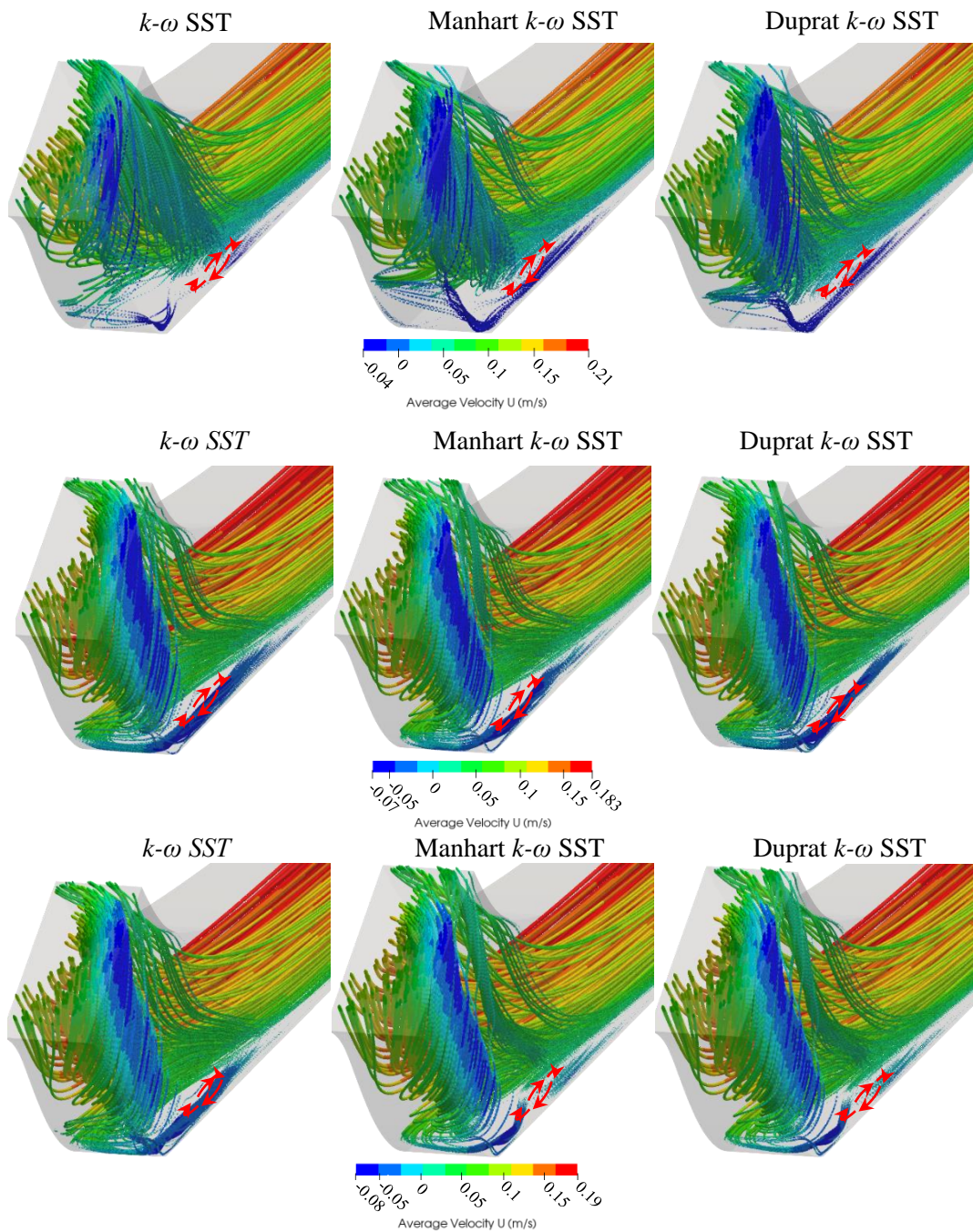


Figura 24. Vectori de viteză în sensul curgerii, U . Ordonare de sus în jos, frecvențele sunt: 0,35 Hz, 0,10 Hz și 0,03Hz.

- Profilele de viteză în direcția curgerii, U^+
 Distribuțiile de viteză în direcția curgerii, U^+ , pentru simulările numerice pulsatorii sunt prezentate în Figura 25 și comparate cu datele experimentale pentru fiecare frecvență.
 Rezultatele simulărilor numerice comparate cu datele experimentale arată o bună estimare a datelor, cel puțin în regiunea din apropierea peretelui până când distribuțiile ajung la $y^+ = 10$. După această valoare, toate cele trei funcții la perete încep să nu mai aproximeze bine datele experimentale. Pentru frecvența de 0,10 Hz, Duprat $k-\omega$ SST prezintă cea mai mare abatere în estimarea datelor experimentale din cauza instabilităților induse în analiza numerică, ceea ce duce la o convergență de periodicitate slabă a simulării numerice. Pentru celelalte două frecvențe de 0,35 Hz și 0,03 Hz, Manhart $k-\omega$ SST și Duprat $k-\omega$ SST oferă aceleași rezultate.
 Deși Manhart $k-\omega$ SST și Duprat $k-\omega$ SST sunt într-un mic procent mai puțin precise decât $k-\omega$ SST, cu excepția frecvenței de 0,35 Hz, unde rezultatele tuturor funcțiilor la perete

sunt aproape identice, funcțiile la perete Manhart și Duprat utilizează un domeniu de discretizare de două ori mai rar decât modelul $k-\omega$ SST. Avantajul utilizării unui domeniu de discretizare mai rar are un impact major asupra timpului necesar pentru realizarea unei simulări numerice în regim pulsatoriu, iar economia de timp ar putea ajunge până la de patru ori mai mare în comparație cu funcțiile la perete uzuale, și anume, modelul $k-\omega$ SST (Tabelul 7).

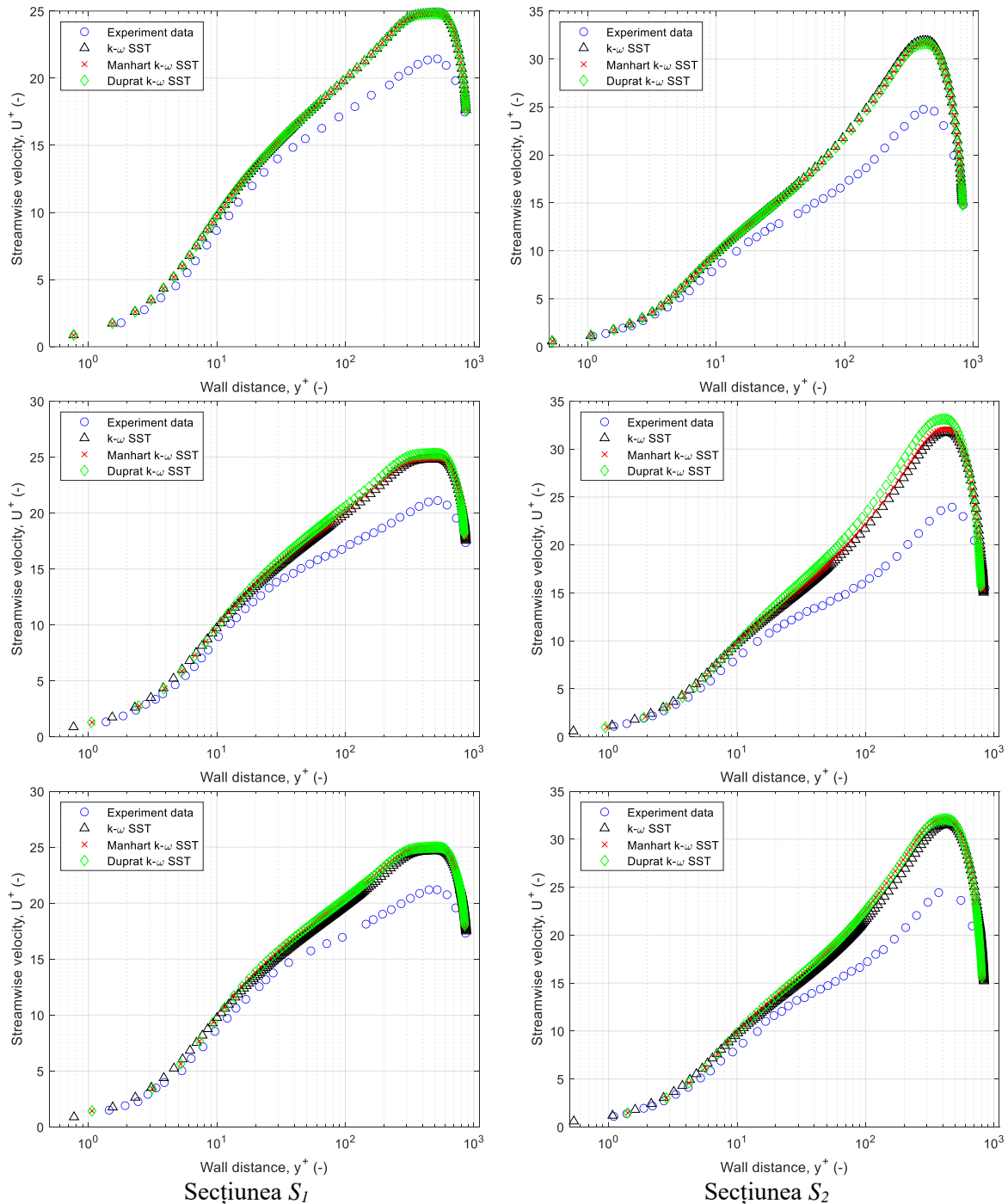


Figura 25. Profilele de viteza adimensională în direcția curgerii mediate în timp, U^+ vs y^+ . Ordonare de sus în jos, frecvențele sunt: 0,35 Hz, 0,10 Hz și 0,03Hz.

- Producția de turbulență, P_k^+

Distribuția producției de turbulență, P_k^+ , este prezentată în Figura 26 pentru toate cele trei frecvențe în ambele secțiuni ale difuzorului. În toate simulările numerice de regim pulsatoriu, producția de turbulență, P_k^+ , este mult subestimată de toate cele trei funcții la perete cu aproximativ 50 % în comparație cu datele experimentale, indiferent de secțiunea considerată,

S_1 și S_2 . Deși funcțiile la perete nu reușesc să estimeze datele experimentale, poziția pe abscisă a valorii maxime a producției de turbulență este estimată foarte aproape de poziția datelor de măsurare, pentru secțiunea S_1 la aproximativ $y^+ = 10$ și pentru secțiunea S_2 la $y^+ = 9$. Aceste comparații arată dezavantajul simulărilor numerice de tip RANS, în care vâscozitatea turbulentă nu este estimată corect datorită modului de evaluare a energiei cinetice turbulente, k (Capitolul 3).

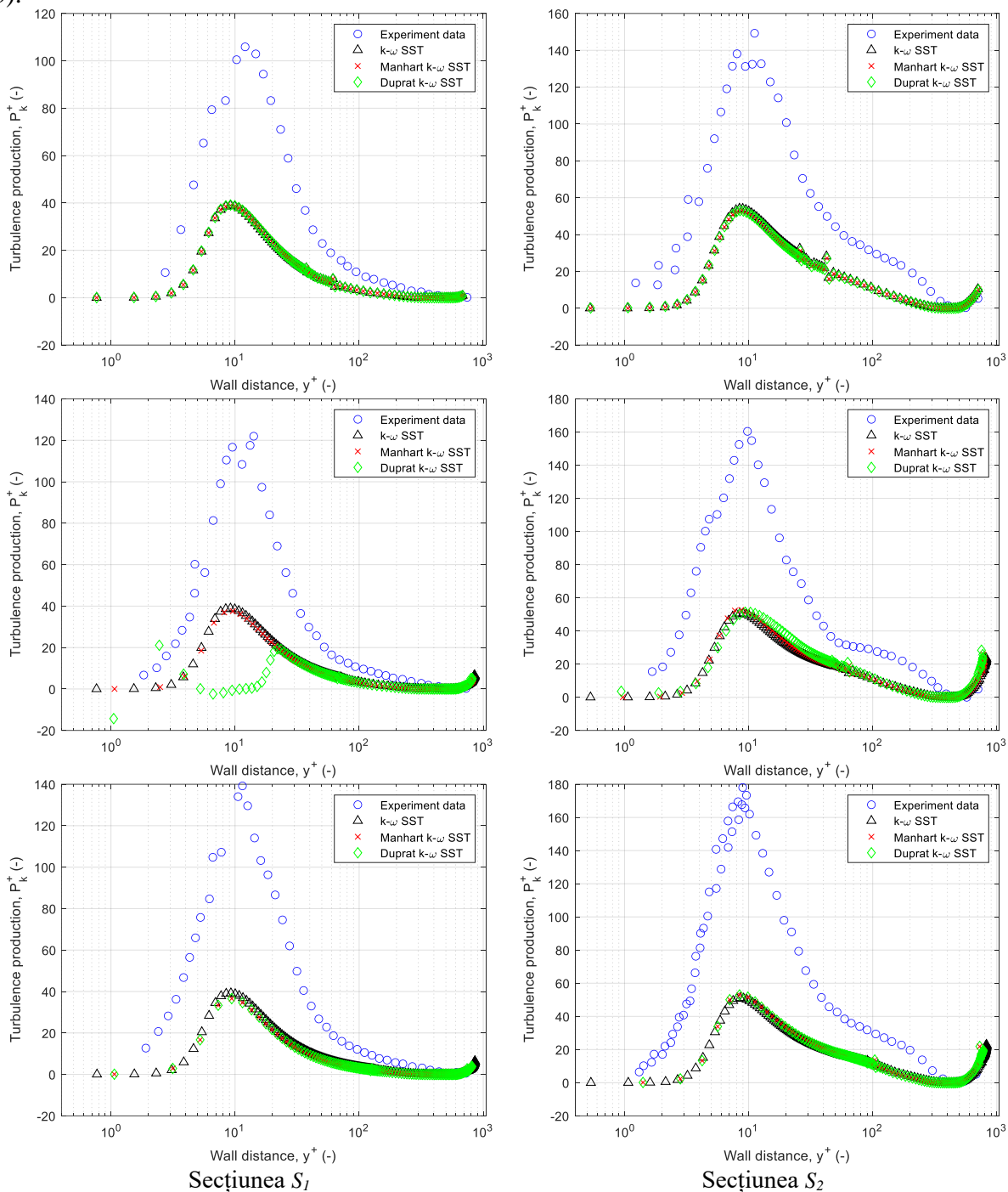


Figura 26. Producția de turbulență adimensionalizată mediată în timp, P_k^+ vs y^+ . Ordonare de sus în jos, frecvențele sunt: 0,35 Hz, 0,10 Hz și 0,03Hz.

- **Parametrii curgerii dezvoltati în timp**

Parametrii curgerii studiați sunt viteza extrasă din centrul difuzorului asimetric, U_p , și efortul tangențial la perete, τ_w . Parametrii curgerii prezentați în această secțiune sunt dezvoltati în timp pe parcursul unei singure perioade după ce simularea numerică a atins starea de periodicitate.

- Viteza din centrul difuzorului, U_p ,
Viteza extrasă din centrul difuzorului asimetric, U_p , normalizată cu valoarea sa mediată, U_c , este prezentată în Figura 27.

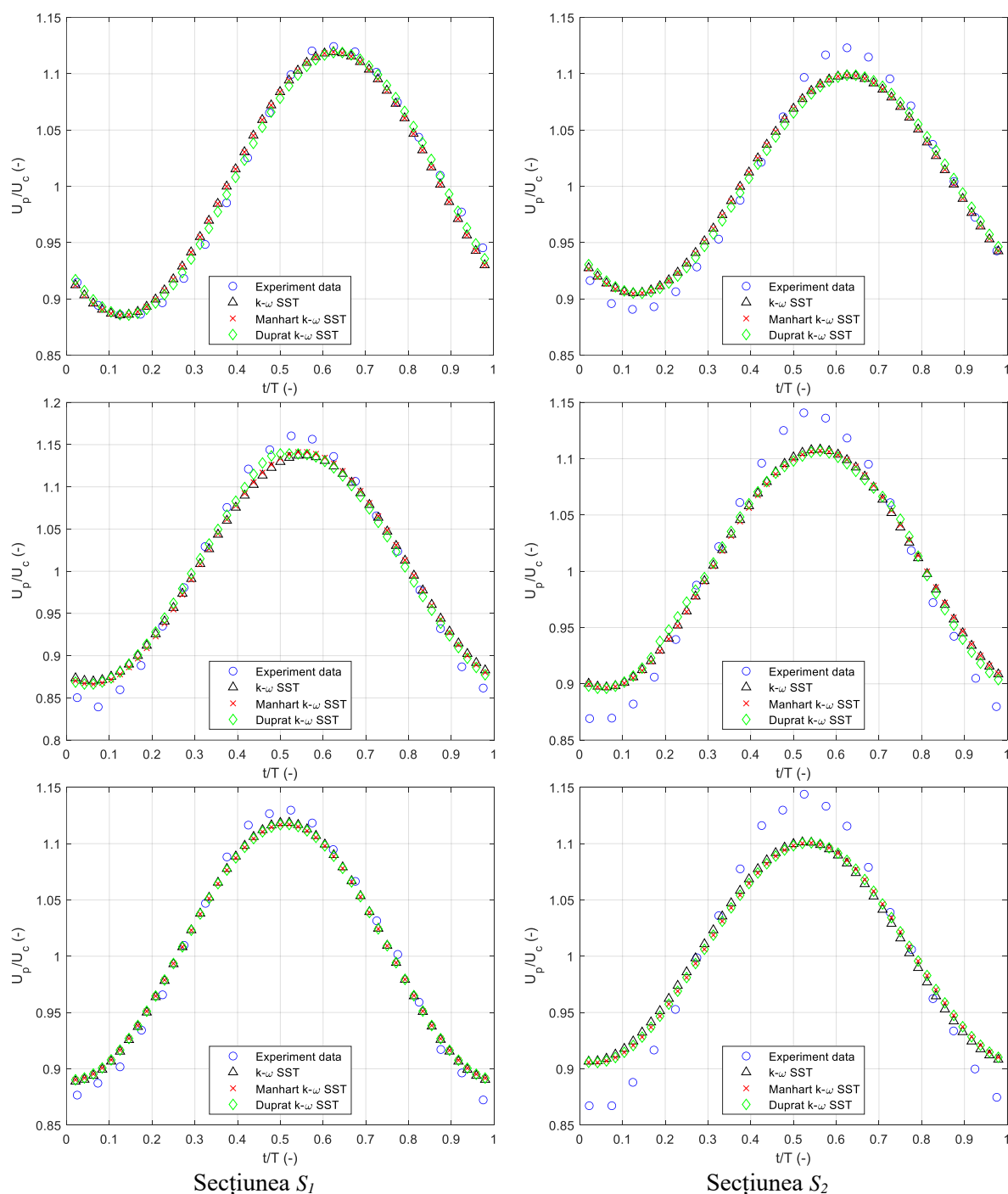


Figura 27. Evoluția în timp a vitezei din centrul difuzorului adimensionalizată cu valoarea sa medie, U_p/U_c . Ordonare de sus în jos, frecvențele sunt: 0,35 Hz, 0,10 Hz și 0,03Hz.

Rezultatele simulărilor numerice sunt în aproximarează bine măsurătorile experimentale din secțiunea S_1 , pentru toate punctele de eșantionare ale perioadei considerate. Pentru secțiunea S_2 , amplitudinea undei de oscilație a vitezei este subestimată de toate funcțiile la perete. Deoarece viteza studiată este extrasă din centrul difuzorului, rezultatele simulărilor numerice sunt foarte asemănătoare între ele, indiferent de domeniile dediscretizare utilizate. Una dintre sursele diferențelor dintre rezultatele simulărilor numerice și datele experimentale din secțiunea S_2 este influența gradientului de presiune advers asupra curgerii.

- Efortul tangențial la perete, τ_w

Evoluția în timp a efortului tangențial la perete, τ_w , pe parcursul unei perioade este prezentată în Figura 28 pentru toate cele trei frecvențe. Efortul tangențial la perete este adimensionalizat cu valoarea sa medie pe întreaga perioadă considerată, τ_m . Din Figura 28 se poate observa că, scăzând frecvența, de la 0,35 Hz la 0,03 Hz, rezultatele simulărilor numerice încep să aibă o estimare mai bună a datelor experimentale pentru secțiunea S_1 . La secțiunea S_2 , rezultatele simulărilor numerice se abat de la datele experimentale odată cu scăderea frecvenței.

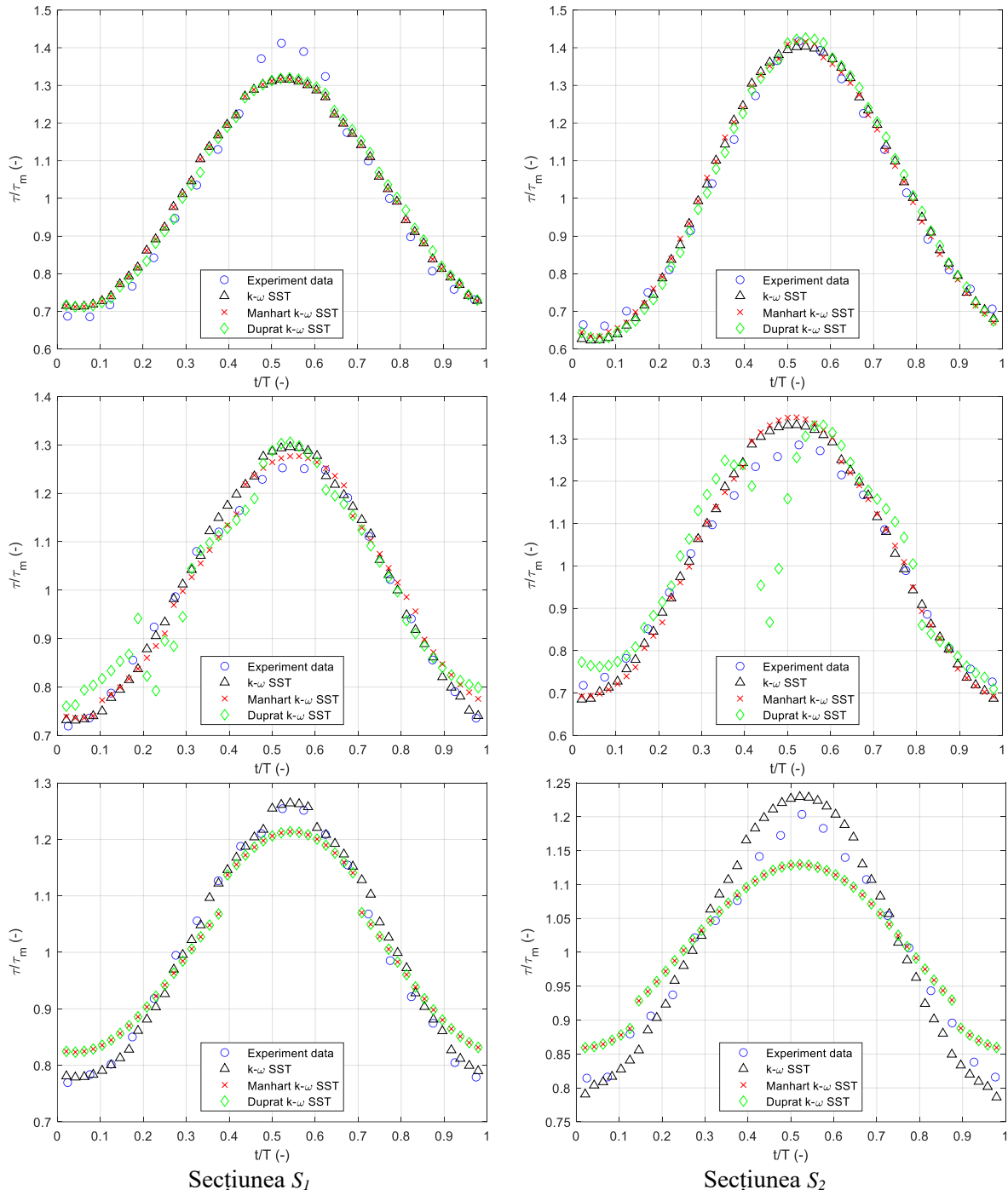


Figura 28. Evoluția în timp a efortului tangențial la perete raportat la media sa, τ_w / τ_m . Ordonare de sus în jos, frecvențele sunt: 0,35 Hz, 0,10 Hz și 0,03 Hz.

- **Parametrii curgerii mediați pe fază**

Parametrii curgerii mediați pe fază utilizate pentru validarea rezultatelor simulărilor numerice sunt amplitudinea oscilațiilor vitezei în sensul curgerii, A_U , și defazajul oscilațiilor vitezei în sensul curgerii, φ_U . Parametrii curgerii mediați pe fază prezentate în această secțiune sunt evaluate pe o perioadă, după ce s-a atins convergența de periodicitate.

- **Amplitudinea oscilațiilor vitezei în sensul curgerii, A_U ,**

Figura 29 prezintă amplitudinea oscilațiilor vitezei în sensul curgerii, A_U , adimensionalizată cu valoarea sa din centrul difuzorului asimetric, A_{Uc} , pe o perioadă, pentru toate cele trei frecvențe. Rezultatele simulărilor numerice sunt comparate cu datele experimentale și cu soluția analitică a lui Stokes pentru o curgere a unui lichid într-un canal [12], la ambele secțiuni de la difuzor, S_1 și S_2 .

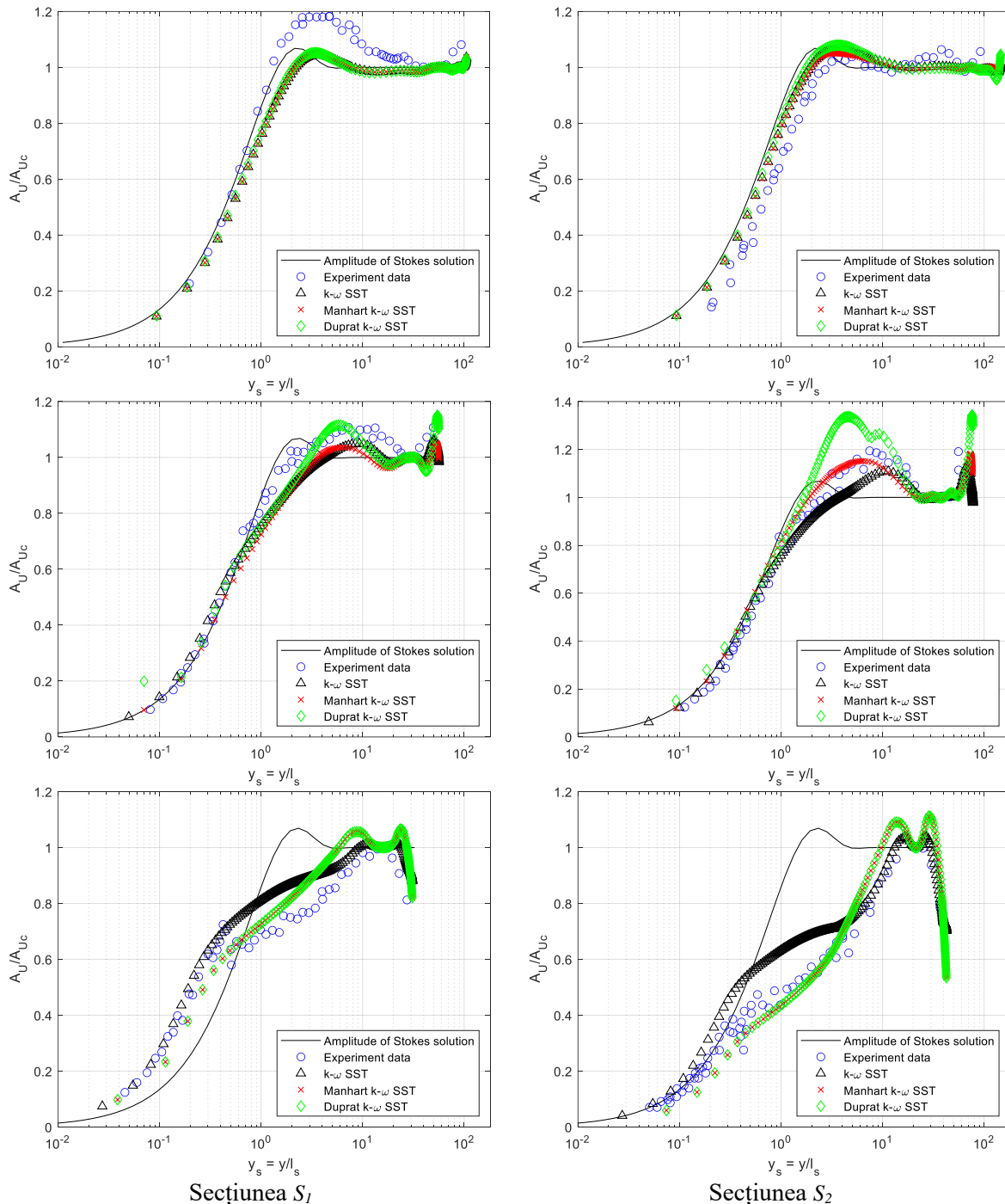


Figura 29. Amplitudinea oscilațiilor vitezei în sensul curgerii raportată la valoarea sa din centrul difuzorului, A_U / A_{Uc} . Ordonare de sus în jos, frecvențele sunt: 0,35 Hz, 0,10 Hz și 0,03Hz.

Rezultatele simulărilor numerice sunt în estimează bine datele experimentale până când distanța Stokes normală la suprafața peretelui inferior al difuzorului, y_s , atinge $y_s = 1$, pentru toate frecvențele, cu excepția secțiunii S_2 la frecvențele de 0,35 Hz și 0,03 Hz. După $y_s = 1$, pentru frecvența de 0,35 Hz la secțiunea S_1 toate funcțiile la perete subestimează amplitudinea maximă a datelor experimentale, în timp ce la secțiunea S_2 rezultatele numerice sunt foarte apropiate de datele experimentale. La această frecvență, toate funcțiile la perete urmează soluția Stokes pentru ambele secțiuni, S_1 și S_2 . În cazul frecvenței de 0,10 Hz, doar pentru secțiunea S_2 Duprat $k-\omega$ SST supraestimează valorile maxime ale măsurătorilor experimentale, în timp ce celelalte funcții la perete, pentru ambele secțiuni, au o estimare bună a datelor experimentului. Soluția lui Stokes este bine aproximată de toate funcțiile la perete până la $y_s = 1$. După această valoare, funcțiile la perete se abat complet de la soluția Stokes. Pentru frecvența de 0,03 Hz, $k-\omega$ SST deviază față de datele experimentale de la $y_s = 0,3$ până la $y_s = 5$, unde ajunge în centrul difuzorului.

- Defazajul oscilațiilor vitezei în sensul curgerii, ϕ_U

Defazajul oscilațiilor vitezei în sensul curgerii, ϕ_U , relativ față de valorile sale din centrul difuzorului, ϕ_{Uc} , este prezentat în Figura 30, unde rezultatele simulărilor numerice sunt validate în raport cu datele experimentale și cu soluția lui Stokes într-un canal, pentru toate cele trei frecvențe. Deplasarea de fază, ϕ_U , din rezultatele simulării numerice a fost calculată cu ecuația (26) pe o perioadă.

$$\phi = 2\pi f \frac{t}{T} \quad (26)$$

unde f este frecvența oscilațiilor regimurilor pulsatorii, t este timpul din perioada de oscilație, iar T este timpul perioadei de oscilație

Pentru frecvența de 0,35 Hz, toate funcțiile la perete urmează soluția lui Stokes și până aproape de centrul difuzorului, $y_s = 10$ pentru secțiunea S_1 și $y_s = 2$ pentru secțiunea S_2 , acestea urmează, de asemenea, datele experimentale. În centrul difuzorului, datele experimentale sunt subestimate în cazul secțiunii S_1 și supraestimate în cazul secțiunii S_2 . Pentru celelalte două frecvențe, 0,10 Hz și 0,03 Hz, rezultatele simulărilor numerice se abat complet de la soluția lui Stokes. În timp ce se apropie de centrul difuzorului, simulările numerice prezintă o bună evaluare a datelor experimentale. Singura excepție este reprezentată de funcțiile la perete Manhart și Duprat la frecvența de 0,03 Hz în secțiunea S_2 , unde nu reușesc să estimeze datele experimentale pe aproape întreaga înălțime a difuzorului.

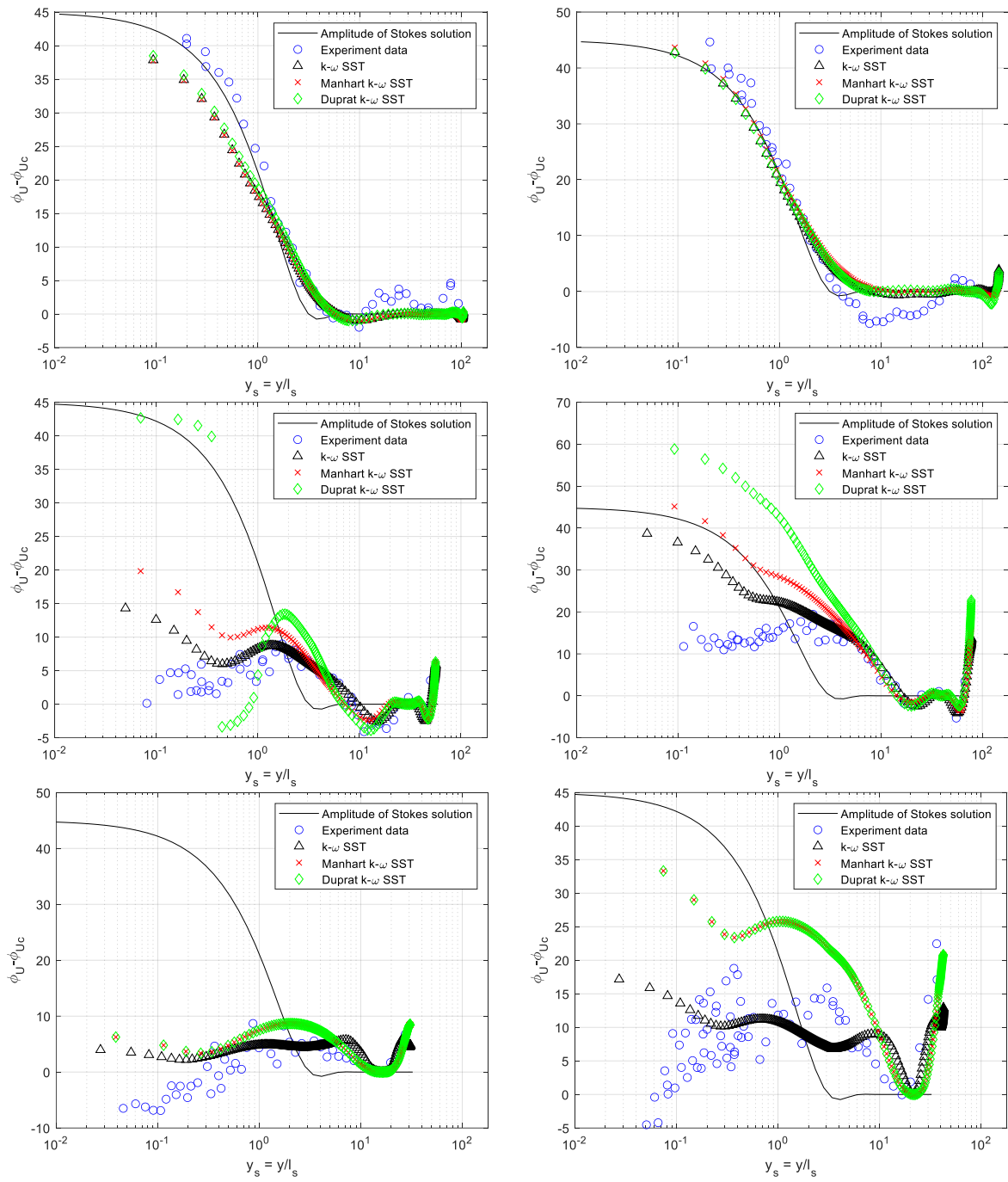


Figura 30. Defazajul oscilațiilor vitezei în sensul curgerii relativ față de valorile sale din centrul difuzorului, $\phi_U - \phi_{Uc}$. Ordonare de sus în jos, frecvențele sunt: 0,35 Hz, 0,10 Hz și 0,03Hz.

CONCLUZII

În această teza de doctorat au fost efectuate studii numerice pentru curgeri în regim turbulent în interiorul unui difuzor asimetric în regim staționar și nestaționar, utilizând funcții la perete diferite pentru estimarea vitezei în regiunea apropiată suprafețelor solide. Regimurile de curgere analizate în studiile numerice sunt un regim staționar și trei curgeri pulsatorii cu frecvențele de 0,35 Hz, 0,10 Hz și 0,03 Hz. S-au efectuat simulări numerice de tip RANS, iar funcțiile la perete utilizate pentru estimarea vitezei în apropierea peretelui au fost formularea standard a modelului de turbulență $k-\omega$ SST (legea liniară a peretelui), funcția la perete Manhart [30] și funcția la perete de perete Duprat [11].

Obiectivul principal al acestei teze este de a identifica metode mai economice, adică de a reduce timpul și necesarul de calcul, pentru simulări numerice în regim staționar și pulsatoriu cu gradient de presiune advers puternic.

De asemenea, au fost îndeplinite și alte obiective în această teză:

- Utilizarea unui CFD gratuit, cu sursă deschisă, Code_Saturne, pentru a efectua simulări numerice în regim staționar și în regim nestaționar.
- Implementarea diferitelor funcții la perete pentru estimarea distribuției vitezei în regiunea apropiată de perete, funcțiile la perete Manhart și Duprat, în software-ul CFD pentru a reduce efortul de calcul necesar pentru efectuarea simulărilor numerice.
- Realizarea simulărilor numerice atât pentru regim staționar, cât și pentru regim nestaționar (pulsatoriu) utilizând diferite funcții la perete, funcții la perete încorporate (Legea liniară la perete) și funcții la perete definite de utilizator (Manhart și Duprat).
- Compararea simulărilor numerice cu date experimentale detaliate, folosind mai mulți parametri ai curgerii (mediați în timp, dezvoltăți în timp și mediați pe fază).

Măsurătorile experimentale folosite pentru a valida simulările numerice prezentate în această teză au fost efectuate de Cervantes și Engström [12] pe o instalație experimentală ce include un difuzor asimetric aflat în incinta departamentului de mecanica fluidelor, din Universitatea de Tehnologie din Luleå, Suedia. Cercetările din această teză s-au concentrat pe evaluarea cercetării recente în estimarea vitezei din apropierea peretelui folosind funcții la perete pentru curgeri în regim staționar și în regim nestaționar (pulsatoriu), implementate pentru prima dată în modele de turbulență de tip RANS. Alte cercetări au fost efectuate cu privire la influența asupra simulărilor numerice: a geometriei, a densității domeniului de discretizare, a distribuției domeniului de discretizare din apropierea peretelui și a pasului de timp al simulărilor numerice.

Teza este structurată în 9 capitole, prezentate mai jos, începând cu o prezentare generală a contextului actual al tezei, urmată de stadiul actual al funcțiilor la perete și metodelor numerice în analizele CFD. Teza continuă cu prezentarea software-ului CFD Code_Saturne, utilizat în realizarea simulărilor numerice, urmată de descrierea cazului numeric și de validarea rezultatelor numerice cu datele experimentale. La finalul tezei sunt prezentate câteva concluzii și direcții de lucru viitoare.

- Contextul actual al stabilității Sistemului Energetic Național este prezentat în *capitolul de Introducere*. Capitolul *Introducere* prezintă rolul centralelor hidroelectrice în stabilitatea Sistemului Energetic Național. De asemenea, în acest capitol sunt enumerate principalele metode numerice și modelele numerice uzuale concentrate pe definirea stratului limită. Scopul tezei este prezentat în capitolul *Introducere*, având în vedere limitările simulărilor numerice de tip RANS și metodele pentru a reduce dezavantajele simulărilor numerice de tip RANS.
- *Al doilea capitol* prezintă stadiul actual al funcțiilor la perete și metodele comune pentru modelarea curgerii în apropierea peretelui. În acest capitol sunt evidențiate

dezavantajele modelării curgerii regiunii apropiate peretelui provenite din metodele de calcul matematic sau de necesarul de calcul în scopul efectuării simulărilor numerice. În acest capitol sunt prezentate două funcții la perete care susțin cercetările tezei.

- În *cel de-al treilea capitol* sunt descrise metodele numerice uzuale utilizate în software-le CFD, concentrându-se pe metodele numerice economice, adică simulările numerice de tip RANS. Funcțiile la perete Manhart și Duprat sunt prezentate în acest capitol, prezentând scopul considerării gradientului de presiune în estimarea curgerii în regiunea apropiată de perete față de condițiile standard disponibile în literatura generală.
- • Software-ul CFD utilizat pentru realizarea simulărilor numerice din această teză este prezentat în *cel de-al patrulea capitol*. Software-ul CFD, Code_Saturne, este prezentat, urmat de procedura de implementare a funcțiilor la perete utilizate de software-ul Code_Saturne. Capitolul descrie mai întâi modul în care se aplică procedura de calcul asupra ecuațiilor generale curgerii și modul în care domeniul de discretizare este procesat de către software-ul Code_Saturne. În a doua parte a capitolului sunt prezentate două metode de implementare a unei funcții de perete în software-ul Code_Saturne, în funcție de complexitatea modificării în software-ul CFD a funcției la perete.
- *Al cincilea capitol* prezintă configurațiile experimentale și numerice utilizate în validarea rezultatelor simulărilor numerice cu datele experimentale pentru regimul staționar și nestaționar (pulsatoriu). Cazurile numerice utilizate în analizele prezentate în această teză sunt inspirate din cazul experimental al lui Cervantes și Engström [12]. Geometria constă într-o conductă dreptunghiulară dreaptă și se continuă cu un difuzor asimetric. Cu ajutorul software-ului ICFM CFD, geometria a fost pregătită pentru generarea domeniului de discretizare a cazurilor numerice utilizate în simulările numerice în regim staționar și în regim nestaționar. La sfârșitul celui *de-al cincilea capitol* sunt prezentate condițiile la limită și setările simulărilor numerice.
- În *capitolul șase* sunt prezentate datele experimentale obținute de Cervantes și Engström [12], pentru regimurile staționare și nestaționare (pulsatorii). Datele experimentale constau în mai mulți parametri de curgere grupați în mărimi mediate în timp, dezvoltate în timp și mediate pe fază.
- Simulările numerice în regim staționar comparate cu datele experimentale sunt prezentate în *capitolul șapte*, împreună cu studiile de sensibilitate a domeniilor de discretizare pentru simulările numerice efectuate. Simulările numerice au fost efectuate utilizând legea liniară la perete, funcția la perete Manhart [30] și funcția la perete Duprat [11]. Validarea simulărilor numerice în regim staționar cu datele experimentale este realizată pentru parametrii curgerii mediați în timp. Parametrii mediați în timp utilizați în validarea simulărilor numerice în regim staționar sunt efortul tangențial la perete, τ_w , viteza de frecare, u_τ , viteza adimensională în direcția curgerii, U^+ , și producția adimensională de turbulență, P_k^+ .
- • În *capitolul opt* este prezentată validarea simulărilor numerice în regim nestaționar cu datele experimentale. Studiile de sensibilitate efectuate pentru simulările numerice în regim nestaționar sunt prezentate la începutul capitolului, pe baza cazului celei de-a doua problemă a lui Stokes. Simulările numerice au fost efectuate cu ajutorul celor trei funcții la perete utilizate și pentru simulările numerice în regim staționar. Simulările numerice în regim nestaționar au fost efectuate pentru trei curgeri pulsatorii în regim turbulent bazate pe următoarele frecvențe de oscilație: 0,35 Hz, 0,10 Hz și 0,03 Hz. Validarea simulărilor numerice în regim nestaționar cu datele experimentale este structurată în trei părți: parametrii curgerii mediați în timp (viteza adimensională în direcția curgerii, U^+ , și producția adimensională de

turbulență, P_k^+), parametrii curgerii dezvoltată în timp (viteza din centrul difuzorului, U_p , și efortul tangențial la perete, τ_w) și parametrii curgerii mediați pe fază (amplitudinea oscilațiilor vitezei în direcția curgerii, A_U , și defazajul oscilațiilor vitezei în direcția curgerii, ϕ_U).

- La sfârșitul tezei de doctorat, în *capitolul al nouălea*, sunt prezentate câteva concluzii și direcții viitoare de lucru, precum și contribuțiile personale ale autorului la teză.

Concluzii generale

Pentru atingerea obiectivului principal al acestei teze, și anume, pentru a reduce timpul și necesarul de calcul al simulărilor numerice folosind funcții la perete în curgeri pulsatorii cu gradient de presiune advers puternic, au fost studiate două concepte.

În primul rând, pentru orice tip de curgere turbulentă, a fost investigat stratul limită. Au fost implementate diferite funcții la perete și validate în raport cu măsurătorile experimentale ale curgerilor în geometrii care sunt influențate de gradientul de presiune advers. Unul dintre cei mai importanți parametri ai stratului limită în simulările numerice a fost distanța adimensională de la perete până la primul punct de calcul, y^+ . În funcție de metoda numerică utilizată, de exemplu, funcția la perete, modelul de turbulență etc., domeniul de calcul, adică domeniul de discretizare al simulării numerice, necesită diferite distribuții al domeniul de discretizare.

În al doilea rând, în cazul curgerilor pulsatorii în regim turbulent, a fost investigat stratul oscilatoriu al curgerii. Parametrul care definește stratul oscilatoriu al curgerilor pulsatorii este înălțimea stratului oscilatoriu, δ_s . Deoarece curgerile pulsatorii reprezintă un caz special în cadrul curgerilor în regim turbulent, pentru a pregăti în mod corespunzător o simulare numerică a unei curgeri pulsatorii trebuie luați în considerare doi parametri și trebuie găsit cel mai restrictiv parametru de modelat. Parametrii care sunt importanți pentru a realiza o simulare numerică a unei curgeri pulsatorii sunt y^+ și δ_s , iar aceștia trebuie să fie modelați încă din primele etape ale simulării numerice, și anume etapa de generare a domeniului de discretizare. Pentru a realiza cu succes o simulare numerică a unei curgeri pulsatorii, stratul oscilant necesită o anumită discretizare a domeniului de discretizare, după cum s-a văzut în capitolul opt, pentru a surprinde efectele pulsațiilor curgerii. Adesea, discretizarea în spațiu a domeniului de analiză a stratului oscilatoriu este mai restrictivă în ceea ce privește dimensiunea celulelor decât discretizarea necesară în stratul limită. La frecvențe de oscilații rapide, de exemplu, 0,35 Hz și 0,10 Hz, dimensiunea celulei stratului oscilatoriu este mai mică decât dimensiunea celulei necesară stratului limită.

Prin urmare, primul pas în atingerea obiectivului tezei a fost pregătirea geometriei pentru care se va genera domeniul de discretizare pentru simulările numerice prezentate în această teză. Pornind de la configurația experimentală prezentată în Cervantes și Engström [12] s-a păstrat conducta dreptunghiulară dreaptă urmată de difuzorul asimetric în care peretele superior al difuzorului este divergent. Toate neregularitățile geometriei, cum ar fi discontinuitățile și multiplele defecte ale elementelor geometriei, au fost corectate pentru a genera pe o geometrie netedă un domeniu de discretizare de calitate bună. Prin aducerea geometriei difuzorului asimetric la o calitate ridicată, criteriile pentru stratul limită, y^+ , și stratul oscilatoriu au fost atinse cu succes, în conformitate cu cerințele modelelor de turbulență și ale curgerii pulsatorii. Analizele de sensibilitate au fost efectuate pentru fiecare simulare numerică cu fiecare funcție la perete pentru a găsi domeniul de discretizare adecvat, pasul de timp și timpul necesar pentru efectuarea simulărilor numerice. Procedura de rafinare a domeniului de discretizare a fost realizată utilizând indicațiile Celik et al. [31]. Domeniul de discretizare utilizat în simulările numerice prezentate în această teză a fost pregătit în software-ul CFD ANSYS ICEM.

Precizia funcțiilor la perete prezentate în această teză a fost evaluată prin simulări numerice de tip RANS în regim staționar și în regim nestaționar. Simulările numerice în regim nestaționar au fost efectuate pentru trei frecvențe: 0,35 Hz, 0,10 Hz și 0,03 Hz.

Simulările numerice în regim staționar au fost efectuate pe geometria întregă a difuzorului asimetric, utilizând pentru condițiile inițiale variabilele medii ale curgerii. Analizele numerice au fost efectuate cu ajutorul unui software CFD gratuit cu sursă deschisă numit Code_Saturne. Domeniul utilizat pentru analizele numerice a fost compus din conducta dreptunghiulară dreaptă urmată de difuzorul asimetric. Pentru a modela viteza în stratul limită au fost utilizate trei funcții la perete: formularea standard a modelului de turbulență $k-\omega$ SST (legea liniară la perete), funcția la perete Manhart și funcția la perete Duprat. În comparație cu modelul de turbulență $k-\omega$ SST standard, funcțiile la perete Manhart și Duprat permit utilizarea unei discretizări mai rare a domeniului de discretizare, ceea ce conduce la rezultate numerice mai rapide, fără a compromite acuratețea rezultatelor. Toate simulările numerice au fost efectuate utilizând modelul de turbulență $k-\omega$ SST.

Pentru a verifica implementarea funcțiilor la perete Manhart și Duprat, s-a efectuat o dublă validare a rezultatelor simulării numerice. Rezultatele funcțiilor la perete Manhart și Duprat au fost validate mai întâi în raport cu rezultatele modelului de turbulență $k-\omega$ SST standard, iar apoi s-a efectuat o altă validare în raport cu măsurătorile experimentale. Datele experimentale au fost obținute folosind tehnici de tip LDA în două secțiuni ale difuzorului asimetric. O secțiune, la secțiunea S_1 ($x = 2,082$ m), situată chiar înainte de începutul difuzorului asimetric, iar cealaltă secțiune, la secțiunea S_2 ($x = 2,632$ m), situată aproape de cotul difuzorului asimetric.

Validarea rezultatelor numerice în regim staționar a fost efectuată cu variabilele curgerii mediate în timp: viteza adimensională în direcția curgerii, U^+ , și producția adimensională de turbulență, P_k^+ . Parametrii mediați utilizați în procesul de validare a funcțiilor la perete și măsurătorile experimentale au fost extrase din cele două secțiuni ale geometriei. Compararea rezultatelor numerice ale celor trei funcțiilor la perete cu datele experimentale a arătat o subestimare a variabilelor curgerii utilizate pentru validare. Cele trei funcții la perete au arătat o bună aproximare a datelor experimentale în cazul vitezei în sensul curgerii, U^+ , în regiunea apropiată de perete, dar în zona îndepărtată de perete, rezultatele încep să difere de datele experimentale. În cazul producerii energiei cinetice turbulente, P_k^+ , rezultatele funcțiilor la perete urmează tendința datelor experimentale, dar funcțiilor la perete se abat complet de la datele experimentale pe întreaga înălțime a difuzorului. Timpul necesar pentru finalizarea simulărilor numerice a fost aproximativ egal pentru toate funcțiile la perete, ajungând la aproximativ 3 ore, cu o scădere vizibilă a timpului de simulare pentru funcțiile la perete Manhart și Duprat.

Comportamentul curgerilor pulsatorii a fost investigat prin efectuarea de simulări numerice de tip RANS în regim nestaționar pentru trei frecvențe de oscilație de 0,35 Hz, 0,10 Hz și 0,03 Hz. Pentru fiecare frecvență de oscilație s-au efectuat trei simulări numerice în regim nestaționar, utilizând aceleași funcții la perete care au fost aplicate pentru simulările numerice în regim staționar: legea liniară la perete, funcția la perete Manhart și funcția la perete Duprat. Setările simulărilor numerice în regim pulsatoriu au fost definite astfel încât să reproducă procedura experimentală. Prin urmare, variabila de interes pentru realizarea simulărilor numerice a fost debitul determinat experimental, din care a fost calculată viteza medie și impusă ca parametru pentru condiția la limită de la intrarea modelului numeric. Procedura de validare a simulărilor numerice în regim pulsatoriu a fost realizată în raport cu măsurătorile experimentale efectuate cu ajutorul tehnicilor de tip LDA. Pentru a reproduce regimul de curgere oscilatoriu, viteza a fost impusă ca o funcție cosinus la intrarea în domeniul de calcul. S-au efectuat mai multe teste asupra condițiilor la limită de la intrare prin includerea unei perturbații în amplitudinea profilului vitezei de la intrare pentru a se potrivi rezultatele simulărilor numerice cu măsurătorile experimentale. Simulările numerice în regim nestaționar, din cauza restricțiilor impuse de software-ul CFD Code_Saturne, au fost efectuate folosind un

profil de viteză, mai degrabă decât o simulare numerică în regim staționar, așa cum cer software-urile CFD uzuale.

Pentru a realiza o simulare numerică în regim nestaționar a unei curgeri pulsatorii, în apropierea peretelui domeniul de discretizare trebuie rafinat în funcție de frecvența de oscilație. După cum s-a observat în capitolul 7, înălțimea stratului oscilatoriu scade odată cu creșterea frecvenței de oscilație, ceea ce duce la o înălțime mică a celulelor din apropierea peretelui. Prin urmare, regiunea din apropierea peretelui necesită o rafinare deasă a domeniului de discretizare, ceea ce duce la o creștere a necesarului de calcul pentru efectuarea simulărilor numerice. Pentru a reduce necesarul de calcul al simulărilor numerice și datorită simetriei cazului difuzorului asimetric, a fost utilizată doar jumătate din geometria luată în considerare în simulările numerice în regim staționar.

Pentru a utiliza setările adecvate simulărilor numerice pentru difuzorul asimetric, a fost studiat un caz simplu al unei plăci plate oscilante, problema a doua a lui Stokes, pentru toate cele trei frecvențe. Pentru fiecare frecvență de oscilație s-au efectuat analize de sensibilitate a domeniului de discretizare și a pașilor de timp pentru a doua problemă a lui Stokes. Rezultatele analizelor de sensibilitate au fost comparate cu soluția exactă a problemei lui Stokes. Prin urmare, pentru a reprezenta cu exactitate comportamentul pulsatoriu, sunt necesare mai multe criterii îndeplinite. În ceea ce privește configurația domeniului de discretizare, analizele de sensibilitate au arătat că stratul oscilant trebuie să fie format din cel puțin 50 de straturi de celule. Din analizele de sensibilitate privind pasul de timp a rezultat că, pentru o bună reprezentare a oscilațiilor curgerilor pulsatorii, este necesar un pas de timp din care să rezulte cel puțin 40 de puncte de eșantionare pe perioada de oscilație, iar condiția Courant-Friedrichs-Lewy (CFL) trebuie să fie sub 50. Discretizarea domeniului de discretizare și pasul de timp rezultați din simulările numerice ale problemei lui Stokes au fost aplicați în simulările numerice ale cazului difuzorului asimetric.

Validarea rezultatelor simulărilor numerice în regim nestaționar ale funcțiilor la perete Manhart și Duprat a fost efectuată în raport cu simulările numerice ale modelului de turbulență $k-\omega$ SST standard și cu datele experimentale. Validarea simulărilor numerice în regim nestaționar a fost efectuată pentru trei categorii de parametri ai curgerii: mediați în timp (viteza adimensională în direcția curgerii, U^+ , și producția adimensională de turbulență, P_k^+), dezvoltati în timp (viteza din centrul difuzorului, U_p , și efortul tangențial la perete, τ_w), și mediați pe fază (amplitudinea oscilațiilor vitezei în sensul curgerii, A_U , și defazajul oscilațiilor vitezei în sensul curgerii, ϕ_U). Rezultatele funcțiilor la perete au arătat o aproximare foarte bună a datelor experimentale pentru variabilele de curgere dezvoltate în timp pentru întregul interval de date. În cazul variabilelor de curgere în mediate în timp și pe fază, funcțiile la perete nu reușesc să estimeze măsurătorile experimentale pe spectrul întreg de date. Variabilele curgerii mediate în timp sunt estimate mai bine în apropierea peretelui, iar variabilele curgerii mediate pe fază sunt estimate mai bine în centrul difuzorului asimetric. Un motiv pentru acest comportament este faptul că toate cele trei funcții la perete prezentate în această teză sunt dezvoltate pentru curgerea medie care apare în centrul difuzorului asimetric. Variabilele curgerii mediate pe fază au fost comparate, în plus față de datele experimentale și cu soluția lui Stokes pentru o curgere laminară într-un canal drept. Funcțiile la perete prezintă o bună aproximare a soluției lui Stokes în centrul difuzorului asimetric, unde curgerea poate fi aproximată cu o curgere mediată în timp, dar în regiunea din apropierea peretelui, funcțiile la perete se abat de la soluția lui Stokes. Funcțiile la perete se apropie de soluția lui Stokes mai bine decât datele experimentale pe întreaga înălțime a difuzorului în ambele secțiuni la frecvențe înalte, iar rezultatele funcției la perete Manhart sunt cele mai apropiate de soluția lui Stokes decât cele ale celorlalte funcții la perete. Pentru frecvența de 0,10 Hz, funcția la perete Duprat nu reușește să estimeze datele experimentale și soluția lui Stokes, cu excepția variabilelor curgerii mediate în timp. Cauza ar putea fi instabilitatea frecvenței de curgere pulsatorie de 0,10 Hz generată în rezolvarea ecuațiilor de curgere din Code_Saturne. Atunci când simularea numerică de 0,10 Hz a fost efectuată cu funcția la perete Duprat, s-a observat o problemă de stabilitate a convergenței

software-ului Code_Saturne. Diferențele dintre rezultatele simulărilor numerice ale funcțiilor la perete și datele experimentale ar putea proveni din ipotezele simplificatoare aplicate la dezvoltarea funcțiilor la perete, deoarece funcțiile la perete au fost dezvoltate pornind de la estimarea parametrilor curgerii mediate în timp. Prin urmare, sunt necesare modificări în definirea funcțiilor la perete prezentate în această teză pentru a obține o estimare mai bună a curgerii în cazul unei analize numerice în regim nestaționar.

Un alt aspect important în realizarea simulărilor numerice în regim nestaționar este timpul necesar pentru ca o simulare numerică să ajungă la starea de convergență. Comparând simulările numerice, funcțiile la perete Manhart și Duprat au arătat o scădere a timpului necesar cu cel puțin câteva ore în cazul frecvenței de 0,35 Hz și până la câteva zile în cazul frecvenței de 0,03 Hz. O excepție în ceea ce privește scăderea timpului de simulare a fost observată în cazul frecvenței de 0,10 Hz numai pentru funcția la perete Duprat. O cauză a timpului mare de simulare generat de funcția la perete Duprat ar putea fi instabilitățile generate de curgerea pulsatorie în software-ul Code_Saturne.

Comparațiile simulărilor numerice efectuate cu ajutorul funcțiilor la perete Manhart și Duprat au arătat că acestea sunt viabile, mai economice și pot fi considerate alternative la funcțiile la perete deja implementate, cu o pierdere neglijabilă în precizia rezultatelor numerice. Principalul avantaj al funcțiilor la perete Manhart și Duprat este utilizarea unei distribuții mai rare a domeniului de discretizare, până la un $y^+ = 5$. Capacitatea de a utiliza o distribuție mai rară a domeniului de discretizare se datorează implicării mai multor parametri de curgere în estimarea curgerii fluidului în regiunea apropiată de perete. Funcțiile la perete Manhart și Duprat iau în considerare, mai mult decât modelul de turbulență $k-\omega$ SST standard, și gradientul de presiune în sensul curgerii care reprezintă un parametru important al curgerii.

Contribuții personale

Realizarea de simulări numerice în regim staționar sau nestaționar a devenit din ce în ce mai accesibilă calculatoarelor cu performanțe medii pentru cazuri simple, dar este dificil să se obțină rezultate rapide și precise pentru curgerile turbulente complexe, de exemplu, curgerile pulsatorii. În plus, utilizarea unor noi expresii matematice, altele decât cele deja implementate, necesită un nivel ridicat de cunoștințe în ceea ce privește limbajul/limbajele de programare al/ale software-ului CFD și timp pentru testarea și validarea rezultatelor simulărilor numerice.

Contribuțiile originale prezentate în această teză sunt:

- Pregătirea geometriei pentru generarea domeniului de discretizare pentru cazurile numerice prezentate în această teză. Pentru a genera un domeniu de discretizare de calitate bună, geometria utilizată în analiza numerică trebuie să fie completă, fără goluri și elemente suprapuse, de exemplu, linii, puncte etc.
- Generarea domeniului de discretizare utilizat pentru simulările numerice. O calitate mai bună a domeniului de discretizare este preferată pentru a obține rezultate de calitate bună în simulările numerice. Calitatea domeniului de discretizare este verifică cu ajutorul criteriilor de calitate disponibile în software-ul de generare a domeniului de discretizare ANSYS ICEM, iar acestea trebuie să corespundă criteriilor de calitate verificate de software-ul CFD Code_Saturne. Domeniul de discretizare a fost generat la început ca domeniu structurat, iar în etapa finală de generare a domeniului de discretizare a fost convertit în domeniu nestructurat pentru o mai bună aliniere a particularităților geometrice și a curburii. În funcție de curgerea analizată, regim staționar sau nestaționar, stratul limită sau stratul oscilatoriu au fost discretizați în mod corespunzător pentru a surprinde particularitățile curgerii, minimizând în același timp și necesarul de calcul.
- Elaborarea procedurii de implementare a funcțiilor la perete Manhart și Duprat necesare pentru software-ul CFD Code_Saturne. Pentru a realiza implementarea

funcțiilor la perete Manhart și Duprat în software-ul Code_Saturne, a fost necesară cunoașterea a mai multor limbaje de programare, de exemplu: Fortran90, C și C++. De asemenea, au fost analizate funcțiile interne ale software-ului Code_Saturne pentru a realiza conexiunea dintre rezultatele funcțiilor la perete și nucleul software-ului Code_Saturne.

- Testarea implementării funcțiilor la perete Manhart și Duprat în software-ul Code_Saturne pentru testarea mai multor cazuri. Validarea procedurii de implementare a funcțiilor la perete Manhart și Duprat a fost realizată pornind de la cazuri simple până la cazuri mai complexe de testare. Cazurile simple au fost reprezentate de curgerea peste o placă plană, curgerea într-un canal plan și curgerea într-o conductă dreaptă. Cazurile de testare complexe sunt reprezentate de curgerea într-o conductă cu îngustări și evazări de geometrie și de curgerea într-un difuzor asimetric cu gradient de presiune advers slab, altul decât cel prezentat în această teză.
- Realizarea simulărilor numerice de tip RANS în regim staționar pe cazul numeric al difuzorului asimetric și validarea acestor rezultate în raport cu datele experimentale folosind parametrii curgerii mediați în timp. Pentru simulările numerice în regim staționar, s-au efectuat analize de sensibilitate a domeniilor de discretizare pentru a reduce necesarul de calcul, păstrând în același timp o bună aproximare a rezultatelor simulărilor numerice în compararea cu datele experimentale.
- Dezvoltarea unei relații de calcul, pentru simulările numerice în regim pulsatoriu, între stratul limită și stratul oscilatoriu pentru a modela regiunea din apropierea peretelui folosind a doua problemă a lui Stokes.
- Analizarea influenței condiției la limită de la intrare pentru simulările numerice în regim nestaționar pentru a analiza cu precizie curgerea pulsatorie.
- Realizarea simulărilor numerice de tip RANS în regim nestaționar pentru trei frecvențe (0,35 Hz, 0,10 Hz și 0,03 Hz) pe cazul numeric al difuzorului asimetric.
- Validarea rezultatelor simulărilor numerice în regim nestaționar cu datele experimentale, folosind variabilele curgerii cu mediate în timp, dezvoltate în timp și mediate pe fază. Pentru a obține cel mai bun echilibru între precizia rezultatelor numerice și necesarul de calcul a fost utilizată a doua problemă a lui Stokes pentru toate cele trei frecvențe. Pentru a doua problemă a lui Stokes au fost efectuate analize de sensibilitate a domeniilor de discretizare și pașii de timp, iar rezultatele analizelor de sensibilitate au fost utilizate pe cazul difuzorului asimetric prezentat în această teză.

Direcții viitoare de cercetare

Cercetarea prezentată în această teză poate fi continuată pentru a valida și îmbunătăți funcțiile la perete ale lui Manhart și Duprat, atât în simulări numerice în regim staționar, cât și în regim nestaționar.

Funcțiile la perete Manhart și Duprat pot fi testate pe o discretizare a domeniului de calcul mai rară, pentru o distanță adimensională față de perete, y^+ , mai mare de 5. Un domeniu de discretizare mai rar poate duce la simulări numerice mai rapide și la alte comparații ale funcțiilor la perete Manhart și Duprat, de exemplu, cu funcția standard de perete.

O îmbunătățire în dezvoltarea funcțiilor la perete Manhart și Duprat poate consta în optimizarea algoritmilor de calcul ai funcțiilor la perete pentru a efectua simulări numerice mai rapide.

O altă îmbunătățire a funcțiilor la perete Manhart și Duprat poate fi realizată prin adăugarea mai multor parametri de curgere, de exemplu rugozitatea pereților, pentru a crește precizia funcțiilor la perete sau pentru a reduce necesarul de calcul.

Alte tipuri de simulări numerice pot fi realizate cu ajutorul funcțiilor la perete Manhart și Duprat, cum ar fi simulări numerice de tip LES sau simulări numerice hibride de tip RANS - LES în geometrii mai complexe, cum ar fi o turbină hidraulică.

Un obiectiv viitor important poate fi testarea funcțiilor la perete Manhart și Duprat în geometrii mai complexe, în care regimul de curgere poate prezenta un grad ridicat de turbulență, cum ar fi curgerea într-un aspirator de turbină hidraulică (Francis99 NTNU) sau chiar în întregul domeniu al unei turbine hidraulice, de la intrarea în carcasa spirală până la ieșirea aspiratorului.

BIBLIOGRAFIE (SELECȚIE)

- [1] IEA - International Energy Agency, „Energy Statistics Data Browser,” IEA, 22 September 2022. [Interactiv]. Available: <https://www.iea.org/data-and-statistics/data-tools/energy-statistics-data-browser>. [Accesat 2022].
- [2] K. Amiri, M. J. Cervantes și B. Mulu, „Experimental investigation of the hydraulic loads on the runner of a Kaplan turbine model and the corresponding prototype,” *Journal of Hydraulic Research*, vol. 53, nr. 4, 2015.
- [3] T. Chirag, G. Bhupendra și M. Cervantes, „Effect of transients on Francis turbine runner life: a review,” *Journal of Hydraulic Research*, vol. 51, nr. 2, pp. 121-132, 2013.
- [4] B. Mulu, An experimental and numerical investigation of a Kaplan turbine model (Ph. D. Thesis), Luleå: Luleå tekniska universitet, 2012.
- [5] H. Keck and M. Sick, "Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines," *Acta Mechanica*, vol. 201, no. 1, pp. 211-229, 2008.
- [6] J. H. Ferziger și M. Perić, Computational Methods for Fluid Dynamics, Springer Berlin Heidelberg, 2002.
- [7] S. Pope, Turbulent Flows, Cambridge: Cambridge university Press., 2000.
- [8] M. Manhart, N. Peller și C. Brun, „Near-wall scaling for turbulent boundary layers with adverse pressure gradient,” *Theoretical and Computational Fluid Dynamics*, vol. 22, nr. 3-4, 2008.
- [9] C. Duprat, G. Balarac, O. Métais, P. M. Congedo și O. Brugière, „A wall-layer model for large-eddy simulations of turbulent flows with/out pressure gradient,” *Physics of Fluids*, vol. 23, nr. 1, 2011.
- [10] C. Duprat, “Simulation numérique instationnaire des écoulements turbulents dans les diffuseurs des turbines hydrauliques en vue de l’amélioration des performances”, Ph.D. dissertation, Grenoble: Institut National Polytechnique de Grenoble – INPG, Laboratoire des Écoulements Géophysiques et Industriels, 2010.
- [11] C. Duprat, Simulation numérique instationnaire des écoulements turbulents dans les diffuseurs des turbines hydrauliques en vue de l’amélioration des performances, Ph.D. dissertation, Grenoble: Institut National Polytechnique de Grenoble – INPG, Laboratoire des Écoulements Géophysiques et Industriels, 2010.
- [12] M. J. Cervantes și T. F. Engström, „Pulsating turbulent flow in a straight asymmetric diffuser,” *Journal of Hydraulic Research*, vol. 46, nr. SUPPL. 1, 2008.
- [13] S. Salehi, M. Raisee și M. J. Cervantes, „Computation of developing turbulent flow through a straight asymmetric diffuser with moderate adverse pressure gradient,” *Journal of Applied Fluid Mechanics*, vol. 10, nr. 4, 2017.
- [14] J. Ohlsson, P. Schlatter, P. F. Fischer și D. S. Henningson, „Direct numerical simulation of separated flow in a three-dimensional diffuser,” *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 650, 2010.
- [15] P. E. Smirnov și F. R. Menter, „Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term,” *Journal of Turbomachinery*, vol. 131, nr. 4, 2009.
- [16] S. Jakirlić, G. Kadavelil, M. Kornhaas, M. Schäfer, D. C. Sternel și C. Tropea, „Numerical and physical aspects in LES and hybrid LES/RANS of turbulent flow separation in a 3-D diffuser,” *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 31, nr. 5, 2010.
- [17] N. Maheu, V. Moureau, P. Domingo, F. Duchaine și G. Balarac, „Large-eddy simulations of flow and heat transfer around a low-Mach number turbine blade,” in *Center for Turbulence Research, Proceedings of the Summer Program*, 2012.
- [18] M. Manhart și R. Friedrich, „DNS of a turbulent boundary layer with separation,” *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 23, nr. 5, 2002.
- [19] S. Hosseini, R. Vinuesa, P. Schlatter, A. Hanifi și D. Henningson, „Direct numerical simulation of the flow around a wing section at moderate Reynolds number,” 2016.
- [20] C. Baker, T. Johnson, D. Flynn, H. Hemida, A. Quinn, D. Soper și M. Sterling, „Computational techniques,” Elsevier, 2019.
- [21] A. Leonard, „Energy cascade in large-eddy simulations of turbulent fluid flows,” 1974.
- [22] ANSYS Inc., ANSYS® Academic Research, Release 16.2, Help System, Fluent Theory Manual.
- [23] Code Saturne, *Code Saturne Theory Guide 5.0.9*, Paris: EDF R&D, 2018.
- [24] ANSYS Inc., ANSYS® Academic Research, Release 16.2, Help System, CFX Theory Manual.
- [25] R. L. Simpson, „A model for the backflow mean velocity profile,” 1983.
- [26] C. Duprat, O. Métais și G. Balarac, „Large Eddy simulation of a high Reynolds number swirling flow in a conical diffuser,” in *ERCOFTAC Series*, 2010.
- [27] ANSYS Inc., ANSYS® Academic Research, Release 16.2, Help System, ICEM CFD Theory Manual.

- [28] Code_Saturne, Code Saturne Theory Guide 5.0.9, Paris: EDF R&D, 2018.
- [29] M. M. Gibson și B. E. Launder, „Ground effects on pressure fluctuations in the atmospheric boundary layer,” *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 86, nr. 3, pp. 491-511, 6 1978.
- [30] M. Manhart, N. Peller și C. Brun, „Near-wall scaling for turbulent boundary layers with adverse pressure gradient,” *Theoretical and Computational Fluid Dynamics*, vol. 22, nr. 3-4, 2008.
- [31] I. B. Celik, U. Ghia, P. J. Roache și C. J. Freitas, „Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications,” *ASME J. Fluids Eng*, 2008.