

MODELAREA ȘI SIMULAREA 3D ÎN ANSYS A PISTONULUI DE AER ÎN STAȚIILE DE METROU

Drd. Gabriel TUDOR¹, Drd. Dragoș Eugen BRÎNZEĂ²

¹ Universitatea Politehnica din București, ² Universitatea Politehnica din București

REZUMAT. În lucrarea de față este prezentat un studiu privind traseul și circulația aerului în stațiile și galeriile de metrou. Studiul se concentrează pe realizarea unor modele 3D și simularea acestora în CFD, care surprinde efectele și traseul urmat de pistonul de aer generat de trenurile aflate în circulație în metrou. Efectul de piston generat de trenurile de metrou aflate în mișcare, trebuie studiat și înțeles deoarece produce efecte negative asupra gradului de confort al pasagerilor aflați în stațiile de metrou. Rezultatele simulărilor prezentate în acest articol surprind deplasarea maselor de aer, schimbarea direcției, vitezei și presiunii aerului sub influența efectului de piston.

Cuvinte cheie: CFD, peron, stație de metrou, circuitul aerului, efectul de piston în metrou.

ABSTRACT. This paper presents a study on air circulation in subway stations and galleries. The study focuses on making 3D models and simulating them in CFDs to capture the effects and trace followed by the air piston generated by the movement of trains on the subway. The piston effect generated by underground trains must be studied and understood as it has negative effects on the comfort of passengers in subway stations. The results of the simulations presented in this article capture the movement of air masses, the change of direction, and velocity and air pressure under the influence of the piston effect.

Keywords: CFD, subway platform, airflow circuit, air piston effect in subway.

1. INTRODUCERE

Sistemul de transport subteran reprezintă pentru Bucureștiul modern „coloana vertebrală” pe care se sprijină transportul zilnic a peste 750.000 de călători. Numărul călătorilor este în continuă creștere datorită dezvoltării urbane din ultimii ani, dar și prin sporirea traficului de suprafață.

Construită, echipată și dată în folosință în etape succesive începând cu anul 1979, rețeaua de metrou a Bucureștiului măsoară 71.1 km cale dublă, structurată pe patru magistrale, 53 de stații și 4 depouri de metrou.[1].

Rețeaua de tuneluri a metroului este întinsă sub aproape tot Bucureștiul, cuprinzând aproape toate zonele de aglomerație urbană. Dezvoltarea rețelei de metrou este în directă legătură cu expansiunea orașului. Metroul devine astfel o uriașă construcție realizată în subteranul Bucureștiului necesitând o atenție deosebită în ceea ce privește calitatea aerului, gradul de confort termic al pasagerilor și al angajaților societății.

În S.U.A. se estimează că 10% din costul construcției totale al unui metrou îl reprezintă costul echipamentului de control al climei. Aceeași sursă menționează că energia consumată de sistemele de control și reglarea a climei metroului reprezintă 50%

din energia consumată de metrou pentru tracțiunea trenurilor de metrou. [2].

Datorită traficului trenurilor de metrou se produc curenți de aer (efectul de piston), cu efecte neplăcute pentru publicul călător. Pe de altă parte curenții de aer joacă un rol important în schimburile de substanță și temperatură din metrou. Trebuie păstrat un echilibru între minimele și maximele vitezelor aerului pentru a crea un grad de confort sporit pasagerilor aflați în stațiile de metrou.

Cercetătorul chinez Yang a analizat rolul efectului de piston în gradul de confort al pasagerilor simulând distribuția mișcării aerului pentru trenurile care intră și ies din stație. Conform cercetărilor efectuate de Yang viteza instantanee a curenților de aer pe peron și la nivelul vestibulului nu trebuie să fie mai mare de 5 m/s. [3]

Studiul de față își propune să cerceteze traseul și mișcarea curenților de aer induși de mișcarea trenurilor în galeriile și stațiile de metrou prin efectul de piston. Conform lui Zhang programul de simulare computerizată de tip CFD este cea mai utilizată metodă de simula curgerii fluidelor în special în medii complexe. [4].

Metroul ca și unitate structurală reprezintă un astfel de mediu iar studierea fenomenelor complexe care se desfășoară în interiorul acestuia pot și trebuie analizate prin intermediul programelor de tip CFD.

MODELAREA ȘI SIMULAREA 3D ÎN ANSYS A PISTONULUI DE AER ÎN STAȚIILE DE METROU

Betta et al. consideră că modelele CFD pot fi modelate și simulate într-un mod cât mai apropiat de realitate evitând investițiile costisitoare în metodele experimentale. [5].

Sistemul de ventilație din tunel poate fi proiectat și dezvoltat astfel încât să facă față diferiților parametri ca de exemplu dispersia emisiilor vehiculelor, vitezei aerului etc. [6].

Modelul matematic este reprezentat prin sistemul de ecuații care corelează mărimi dimensionale sau adimensionale, deoarece fiecare simbol este asociat unei anumite mărimi de natură fizică, chimică sau biologică, condițiile inițiale și la limită, caracteristicile de evoluție spațiale, temporale, sistemele de restricție a criteriilor adimensionale și ale parametrilor de bază care să reflecte desfășurarea cât mai exactă a acestuia. [7].

Preocuparea principală a acestei cercetării a fost de a simula numeric pistonul de aer indus de mișcarea trenului de metrou pe tunel în apropierea stației. Lucrarea de față prezintă rezultatele obținute din simulările CFD cu ajutorul softului ANSYS 19.2. Cazurile propuse spre simulare CFD sunt:

Cazul A - Modelul 3D al unei stații de metrou cu peron central, unde viteza pistonului de aer în *tunelul x* (intrarea 1) ajunge la 11 m/s, iar în *tunelul y* (intrarea 2) 0,4 m/s;

Cazul B - Modelul 3D al unei stații de metrou cu peron central, unde viteza pistonului de aer în *tunelul x* (intrarea 1) și *tunelul y* (intrarea 2) atinge aceeași valoare de 11,1 m / s. În acest ultim caz avem în studiu două trenuri de metrou care se apropie de stație simultan din direcții opuse cu viteze egale.

2. PARTEA EXPERIMENTALĂ

2.1. Geometria 3D

Geometria 3D a fost realizată cu ajutorul programului DesignModeler Workbench 19.2.

Pentru definirea geometriei 3D a celor două cazuri studiate a fost necesară introducerea unor elemente caracteristice unei stații de metrou. Elementele constructive ale unei stații de metrou sunt: tunelele, camerele tampon, diafragmele de acces stație peron, stația de metrou nivel peron. Elementele constructive ale modelelor 3D, au fost dimensionate conform măsurătorilor efectuate pe teren în stația de metrou Piața Unirii 2.

În figura 1 sunt ilustrate elementele structurale ale geometriei 3D: 1) – *tunel*; 2) – *stație nivel peron*; 3) – *diafragmă*; 4) – *cameră de tampon* (Baffle Chamber).

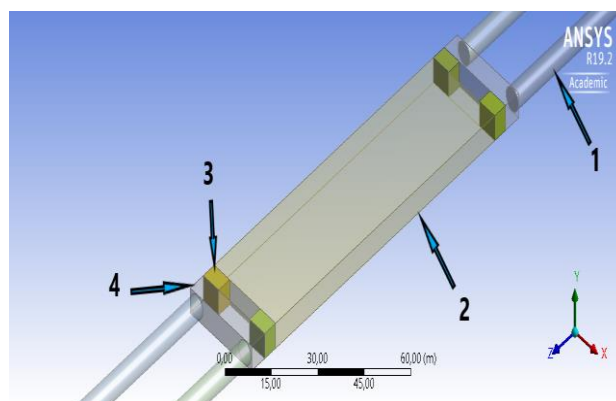


Fig. 1. Elementele componente ale geometriei 3D.

Tabelul 1. Caracteristicile elementelor constructive geometriei 3D

Element constructiv	Diametru [m]	Lungime [m]	Lățime [m]	Înălțime [m]
Tunel	5,6	100	-	-
Cameră tampon (B.C.)	-	6	28	6
Diafragme acces	-	5	7	6
Stație de metrou nivel peron	-	100	28	6

Tabelul 2. Caracteristicile rețelei de tip mesh ale cazurilor A și B

Cazul A			Cazul B	
Numele obiectului	Mesh	-	Mesh	-
Tip Solver	CFD	-	CFD	-
Solver-ul utilizat	Fluent	-	Fluent	-
Mărimea	Growth Rate	1,2	Growth Rate	1,2
	Curvature Min Size	7,8557e-002 m	Curvature Min Size	7,8557e-002 m
Calitatea	Target Skewness	0.900000	Target Skewness	0.900000
Statistici	Nodes	373906	Nodes	373906
	Elements	340364	Elements	340364

2.2. Realizarea rețelei de integrare

Mesh-urile pentru cazurile A și B au fost realizate prin preluarea geometriei din DesignModeler. Fiecare element al geometriei a fost dimensionat astfel încât numărul de noduri alocate să fie suficiente pentru a genera o rețea cât mai fină în zonele de interes. Grila mesh este evidențiată în figura 2. După generarea mesh-ului au rezultat un număr total de noduri 373906 și 340364 de elemente pentru cazurile A și B. (tabelul 2).

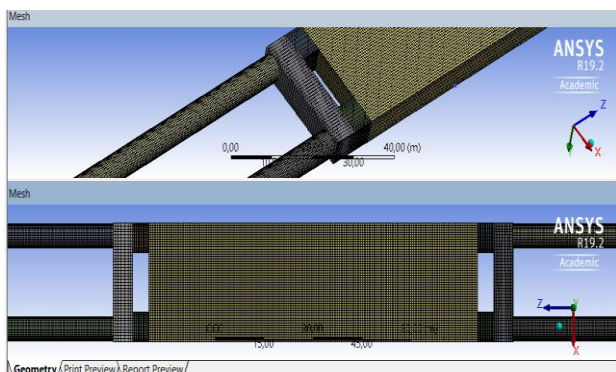


Fig. 2. Rețeaua de integrare tip mesh cazul A și B.

2.3. Simplificarea modelului

În situația unei stații de metrou reale, există o ventilație de tip C.V.G. (Centrală de Ventilație Generală), care asigură un flux de aer constant pe tunel și în stația de metrou. Suplimentar, mișcarea trenurilor prin galeriile de metrou generează curenți de aer cu caracter turbulent. Turbulența aerului în stațiile de metrou este complexă și tranzitorie. Din acest motiv pentru simulările propuse este necesar să se realizeze simplificări ale modelului pentru o mai mare fiabilitate și flexibilitate a calculului.

Pentru simplificarea modelului se vor presupune următoarele:

- viteza medie a pistonului de aer care circulă pe tunel în *inlet* 1 și 2 este de 11.1 m/s. Prin această simplificare se creează situația cazului în care spre stația de metrou se apropie două trenuri cu viteze egale și care generează un piston de aer cu viteză medie de 11.1 m/s. Această presupunere se aplică modelului 3D din cazul A.

- viteza medie a pistonului de aer care circulă pe tunel în *inlet* 1 este de 11,1 m/s iar în *inlet* 2 este de 0,4 m/s. Prin această simplificare se creează situația cazului în care spre stația de metrou se apropie un singur tren și care generează un piston de aer cu viteză medie de 11.1 m/s. În *inlet* 2 aerul care circulă pe tunel este generat de ventilația de tip C.V.G și care din măsurătorile efectuate pe teren viteza medie

atinge valoarea de 0,4 m/s. Această presupunere se aplică modelului 3D din cazul B.

- viteza medie a aerului generat de ventilația de tip CVG nu este luată în considerare în cazurile studiate A și B.

- deși circulația trenurilor creează un regim tranzitoriu a fluxului de aer în stațiile de metrou se va simplifica procesul prin considerarea acestuia ca fiind unul stabil.

- temperatura interioară a aerului a fost măsurată cu Data Logger Testo 174 H și stabilită ca o medie a măsurătorilor efectuate în mai multe secțiuni când trenurile de metrou nu se aflau în circulație. Măsurătorile temperaturilor aerului pe tunel și camerele de tampon nu pot fi realizate în timpul circulației trenurilor cu călători din motive de siguranța circulației. Măsurătorile temperaturii aerului s-au efectuat pe timpul nopții când circulația trenurilor a fost oprită. Aceste măsurători au fost desfășurate pe durata a trei zile consecutive iar mediile temperaturilor sunt arătate în tabelului 6. Pentru simplificare s-a stabilit o temperatură medie pe tot sistemul supus studiului de 20 °C.

2.4. Determinarea condițiilor la limită

Pentru a obține condițiile la limită necesare calculului și simulării CFD (viteza aerului, frecvența și sensurile de circulație ale trenurilor de metrou, temperatura interioară etc.) au fost realizate măsurători anterioare pe teren.

Punctele de măsură a vitezei medii ale aerului indus de efectul de piston sunt arătate în figura 3.

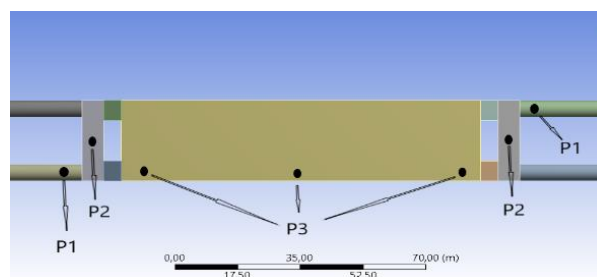


Fig. 3. Punctele de măsură ale vitezei aerului generat de efectul de piston

În Fluent au fost stabilite proprietățile materialului utilizat, în acest caz fluidul luat în calcul este aerul. În simulările efectuate, fluidul este considerat ca fiind incompresibil, operează la o temperatură de 20° C, iar presiunea de lucru a fost stabilită ca fiind cea atmosferică 1atm (101,3251 Pa). Fluentul va utiliza această presiunea internă pentru toate tipurile de curgere a fluidului. Proprietățile fluidului sunt arătate în tabelul 4.

MODELAREA ȘI SIMULAREA 3D ÎN ANSYS A PISTONULUI DE AER ÎN STAȚIILE DE METROU

Tabelul 3. Condițiile la limită stabilite în CFD

Cazul A			Cazul B		
Tip limită	Condiții la limită	Condiții de operare	Tip limită	Condiții la limită	Condiții de operare
Inlet_1	Inlet_velocity	11,1 [m/s]	Inlet_1	Inlet_velocity	11,1 [m/s]
Inlet_2	Inlet_velocity	11,1 [m/s]	Inlet_2	Inlet_velocity	0,4 [m/s]
Outlet_1	Pressure_outlet	101,325 [Pa]	Outlet_1	Pressure_outlet	101,325 [Pa]
Outlet_2	Pressure_outlet	101,325 [Pa]	Outlet_2	Pressure_outlet	101,325 [Pa]
Tunel	Wall	-	Tunnel	Wall	-
B.C	Wall	-	B.C.	Wall	-

Tabelul 4. Condițiile de operare stabilite în CFD

Media vitezei aerului la intrare în cazul A	$v_{m1} = 11,1 ; v_{m2} = 11,1$	[m/s]
Media vitezei aerului la intrare în cazul B	$v_{m1} = 11,1 ; v_{m2} = 0,4$	[m/s]
Presiunea de operare	$P = 101,325$	[Pa]
Densitatea aerului	$\rho = 1,225$	[kg/m ³]
Temperatura aerului	20	[°C]
Vâscozitatea dinamică	$\eta = 1.7894 \times 10^{-5}$	[kg/m s]

Tabelul 5. Distribuția temperaturilor măsurată în interiorul metroului

Punct de măsură temperatură	Ziua 1 [°C]	Ziua 2 [°C]	Ziua 3 [°C]
Sector a - tunel	18,3	18,7	18,9
Sector b - tunel	18,7	18,5	18,6
Sector a - C.T.	19,3	19,9	19,4
Sector b - C.T.	19,7	19,6	19,4
Peron stație	22,1	21,8	22,3
Mediile temperaturilor	19,62	19,7	19,72

Măsurătorile temperaturii aerului pe tunel și din camerele tampon nu pot fi efectuate în timpul circulației trenurilor cu pasageri din motive de siguranță a traficului. Măsurătorile temperaturii aerului s-au efectuat în timpul nopții când circulația trenurilor a fost oprită. Aceste măsurători au fost efectuate în trei zile consecutive, iar temperaturile medii sunt prezentate în tabelul 5.

Formula numărului lui Reynolds a fost utilizată pentru determinarea tipului de curgere în sistemul creat pentru cazurile A și B. Numărul lui Reynolds > 4000 arată o curgere turbulentă prin sistemul creat. Regimul tranzitoriu al curgerii fluidului este atins la un număr Re cuprins între intervalele 2100 și 4000. Liniile de curgere a fluidului sunt reprezentate în fig. 8, 9.

$$Re = \frac{\rho \cdot v_m \cdot D_t}{\eta} \quad (1)$$

unde : D_t [m] reprezintă diametrul tunelului, v_m [m/s] reprezintă media vitezei fluidului în secțiunea de intrare, η [Pa s] reprezintă vâscozitatea dinamică a fluidului, ρ [kg/m³] reprezintă densitatea fluidului.

Reynolds explică în articolul său din 1883 intitulat „An Experimental Investigation of the Circumstances Which Determine Whether the Motion of Water in Parallel Channels Shall Be Direct or Sinuous and of the Law of Resistance in Parallel Channels”, că există o discordanță între datele teoretice și cele experimentale punând în evidență cele două regimuri de mișcare a fluidelor laminar și

turbulent precum și regimul intermediar tranzitoriu care face trecerea de la un regim de curgere laminar la unul turbulent. [8]

În sistemul creat în cazurile A și B simularea CFD se bazează pe ecuațiile de conversie a energiei a masei și a impulsului de aer incompresibil.

Pentru simularea în CFD Fluent, modelul ales pentru viscozitate este *K - epsilon - standard - realizable*. Modelul de turbulență *Standard K-ε* ține cont de procesele relevante, reducând numărul necunoscutelor printr-un set de ecuații care pot fi aplicate unui număr mare de modele turbulente [10].

Modelul *K-ε* standard este bine cunoscut în literatura de specialitate ca modelul Sharma-Lauder. Wilcox argumentează în lucrarea sa "Turbulence Modeling for CFD" că modelul *K-ε* este un model clasic folosit pentru a rezolva ecuațiile modelului turbulent. [11]

Inițial acest tip de model a fost creat pentru a îmbunătăți amestecarea pe lungimea modelului, dar și de a evita prescripțiile algebrice privind lungimea turbulențelor în cazul curgerilor complexe sau moderate [12,13]

Modelul *K-ε* se bazează pe două tipuri de ecuații care explică proprietățile turbulente ale fluidului ținând cont de *convecția* și *difuzia* energiei turbulente. Mișcarea moleculelor de la o regiune în care există o concentrație mare spre regiunea cu concentrație scăzută poartă denumirea de *difuziune*, iar transferul de căldură datorat mișcării în volum a moleculelor din fluide este denumit *convecție*.

2.5. Rezultate și discuții

Evaluarea convergenței soluției vizează atingerea unuia dintre cei trei indicatori: a) reziduurile sunt suficient de mici - soluția este convergentă dacă s-a atins criteriul de convergență pentru fiecare variabilă; b) soluția nu se modifică după mai multe iterații - uneori reziduurile nu se încadrează sub criteriile de convergență. Dacă reziduurile stagnează și nu se modifică după mai multe iterații, soluția poate fi considerată convergentă; c) obținerea echilibrului de masă pentru moment, energie și scalar - pentru ca soluția să fie convergentă, diferența netă trebuie să fie mai mică de 0,2% pentru fluxul net. [13].

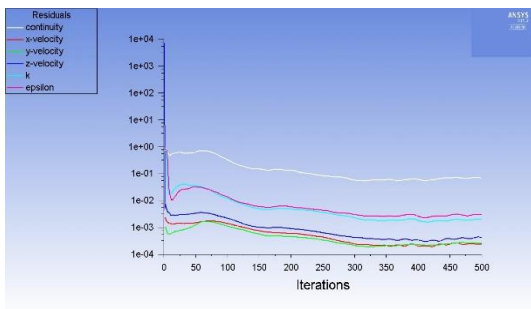


Fig. 4. Criteriile de convergență ale soluțiilor cazului A.

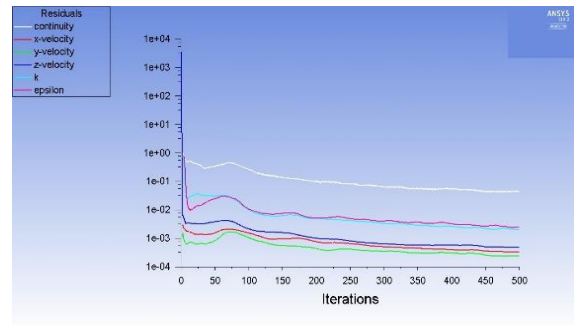


Fig. 5. Criteriile de convergență ale soluțiilor cazului B

În figurile 4 și 5 sunt prezentate valorile convergente după 500 de iterații. După examinarea acestora se poate observa că soluția este convergentă pentru ambele cazuri. Rezidual-urile scad după 200 de iterații, iar după 300 de iterații devin stabile îndeplinind condițiile pentru ca o soluție să fie suficient de bună pentru o simulare acceptată.

Conform ecuației de continuitate la *Mass Flow Rate* (debitul de masă), dacă soluția găsită de Fluent este bună și criteriile de convergență au fost atinse, atunci la Net vom avea o valoare cât mai apropiată de 0. [13]. Din analiza tabelului 6, se poate observa că în ambele cazuri valoarea atinsă la *Net* este sub 0, rezultă că soluția atinsă de Fluent este validă putând fi luată în calcul.

Tabelul 5. Raportul debitului de masă

Cazul A		Cazul B	
Tip limită	Debitul de masă [kg/s]	Tip limită	Debitul de masă [kg/s]
<i>inlet_1</i>	333,53205	<i>inlet_1</i>	333,53205
<i>inlet_2</i>	12,019173	<i>inlet_2</i>	333,53205
<i>outlet</i>	-345,54931	<i>outlet</i>	- 667,06794
<i>Net</i>	-0,0019123842	<i>Net</i>	-0,0038492663

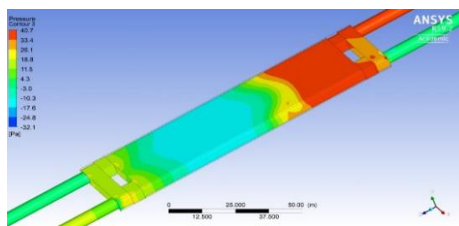


Fig. 6. Conturul presiunii pe toate secțiunile cazului A

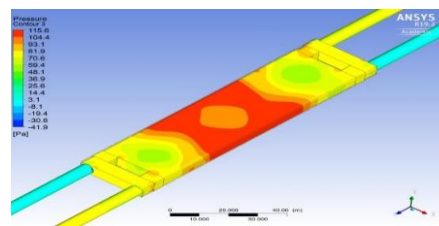


Fig. 7. Conturul presiunii pe toate secțiunile cazului B

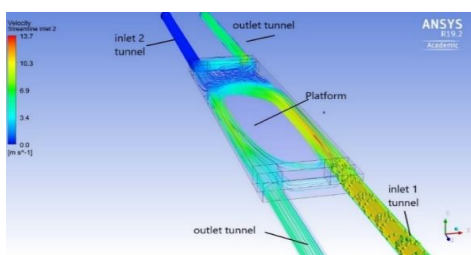


Fig. 8. Circulația aerului generată de efectul de piston - cazul A

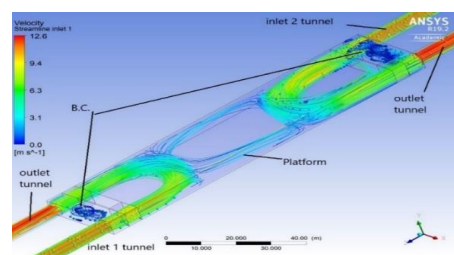


Fig. 9. Circulația aerului generată de efectul de piston - cazul B

MODELAREA ȘI SIMULAREA 3D ÎN ANSYS A PISTONULUI DE AER ÎN STAȚIILE DE METROU

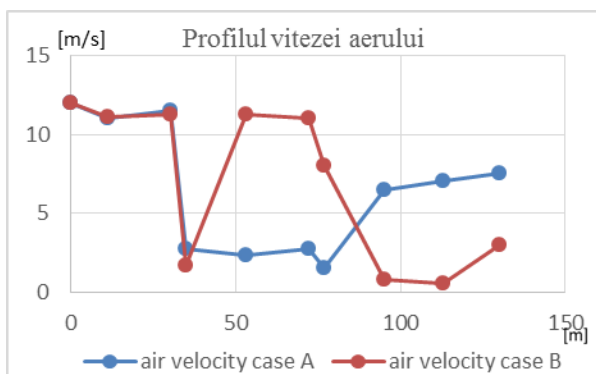


Fig.12. Profilul vitezei aerului în linia centrală

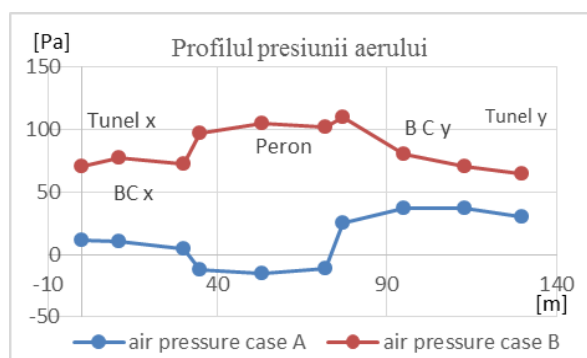


Fig.13. Profilul presiunii aerului în linia centrală

Rezultatele simulării CFD arată că presiunea aerului în cazul B, este concentrată în zona centrală a peronului ajungând la 115 Pa în timp ce în cazul A presiunea este concentrată în capătul peronului în partea opusă *inlet_1*, unde pistonul de aer intră cu o viteză de 11,1 m/s. În CFD Post-Proces, a fost realizată o linie centrală în axul căii de rulare, care parcurge sectorul 1 prin tunel, camera tampon, diafragmă, peron și mai departe prin sectorul 2, prin diafragmă, camera tampon și ieșirea tunelului. Figurile (8, 9) prezintă diagramele profilului de viteză și de presiune ale cazurilor A și B de-a lungul liniei centrale. Interpretarea liniei centrale pe axa orizontală a grafurilor: în intervalul (10 m; 0 m) se află ultimii 10 metri ale tunelului în sectorul 1; între (0 m; - 11 m) este camera tampon și diafragma din sectorul 1; între (- 11 m; - 109 m) este peronul stației; între (- 109 m - 120 m) este camera tampon și diafragma sectorului 2.

Cazul A - viteza medie a aerului din *inlet_1* = 11,1 m/s iar în *inlet_2* = 0,4 m/s, pistonul de aer va fi proiectat de pe tunel în stație făcând o întoarcere a acestuia în partea opusă. O parte importantă de aer se va întoarce spre *inlet_1* dar pe firul opus de circulație printr-un tunel diferit. O altă parte din fluxul de aer va continua mișcarea spre înainte ieșind din stație prin tunel în aceeași direcție. Pasagerii aflați pe peron în partea opusă unde se face întoarcerea pistonului de aer vor resimți cel mai tare viteza și intensitatea curentului de aer, cu efecte negative asupra

confortului pasagerilor. (fig. 8) În același scenariu (fig. 6), se poate observa că presiunea aerului nu este constantă pe toată lungimea peronului și că sunt create zone cu presiune diferită. În ambele cazuri prezentate, pasagerii aflați pe peron vor experimenta diferit presiunea aerului. (fig. 6, 7)

Cazul B - viteza medie a aerului este de 11,1 m/s în *inlet_1* și *inlet_2*, sunt prezente două pistoane de aer generate de două trenuri de metrou care se apropie de stație din direcții opuse, în același timp și cu viteze de deplasare egale. Conform figurii 9, pistoanele de aer care intră în stație pe direcția axei z, vor efectua o întoarcere a acestora în mai puțin de 30 de metri de la intrarea în stație. O parte importantă din fluxul de aer al pistoanelor de aer se va întoarce la 180 de grade prin tunelele adiacente, în direcții opuse. O altă parte a fluxului de aer schimbă direcția la 90 de grade pe axa x, ca mai apoi să schimbe din nou direcția pe axa z în direcția originală, ca la final să interacționeze între ele.

3. CONCLUZII

În cazurile prezentate în articol se poate observa că există diferențe mari între cele două cazuri privind fluxurile de aer, viteza și presiunea aerului. Simularea a cuprins doar un ciclu reprezentând o secvență din frecvența de circulație a trenurilor de metrou.

Schimbările bruște de direcție, viteză și presiune creează disconfort pentru pasagerii aflați pe peronul stației. Obiectivul propus al simulărilor CFD a fost de a arată traseul urmat de curenții de aer generați de efectul de piston în stațiile de metrou putând pe viitor ajuta la crearea unor noi modele CFD care să producă o ameliorare a efectelor negative experimentate de publicul călător aflat în stațiile de metrou.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Raport de activitate 2017 al Metrorex S.A., (Activity Report 2017 of Metrorex S.A.), pp.5
<http://www.metrorex.ro/Resurse/RaportActivitate/Raport%20de%20activitate-2017-RO.pdf>
- [2] Department of Transportation, Urban Mass Transport Administration. Office for Research and Development, Manual for the Design of Underground Communication Systems, Vol. I., Manual for Designing the Environment of a Metro System, Principles and Applications, 1975, Washington, DC 20590, S.U.A.
- [3] Yang, H., Numerical simulation of piston wind on platform air environment, Journal of Beijing University of Civil Engineering and Architecture, no. 2, 2007, p. 8–13.
- [4] Zhang, L., Feng, J., Chow, T.T., Tsang, C.F., Lu, W.Z., CFD analysis of ventilation effectiveness in a public transport interchange. Building and Environment, no. 41, 2006, pp. 254–261.
- [5] Betta, F., Cascetta, P., Labruna, A., Palombo, A., Numerical approach for air velocity predictions in front of exhaust

- flange slot openings*. Building and Environment, 2004, pp. 39, 9–18.
- [6] Li, J.S.M., Chow, W.K., *Numerical studies on performance evaluation of tunnel ventilation safety systems*. Tunnelling and Underground Space Technology, 2003, Vol. 18, no.5, pp. 435–452.
- [7] Robescu, Dan, Robescu, Diana, Verestoy, A., Lanyi, S., *Modelarea și simularea proceselor de epurare*, Ed. Tehnică, 2004, București, România.
- [8] Hâncu, S., Marin, G., *Hidraulică teoretică și aplicată*, Ed. Cartea Universitară, ISBN 978-973-731-477-2, 2007, București, pp. 17.
- [9] Launder, B.E., Spalding, D.B., *The numerical computation of turbulent flows: Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 3 (2), March 1974, pp. 269–289
- [10] Wilcox, C., David, *Turbulence Modeling for CFD*, Second edition. Anaheim: DCW Industries, 1998. p. 174.
- [11] Launder, B.E., Sharma, B.I., *Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc*, Letters in Heat and Mass Transfer, vol. 1, no. 2, 1974, pp. 131-138.
- [12] Bardina, J.E., Caleum Research Corporation, Moffett Field, California, Huang P.G., University of Kentucky, Lexington, Kentucky, Coakley, T.J., Ames Research Center, Moffett Field, California, *Turbulence Modeling Validation, Testing and Development*, NASA Technical Memorandum 110446, 1997, pp. 19.
<https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19970017828.pdf>
- [13] <http://research.me.udel.edu/lwang/teaching/MEx81/ansys56manual.pdf>

Despre autori

Drd. **Gabriel TUDOR**

Școala Doctorală a Facultății de Energetică, Universitatea Politehnică din București

Absolvent al Facultății de Științe Politice, Universitatea Dimitrie Cantemir, diplomă de licență în domeniul sociologiei, absolvent al studiilor de master din cadrul Facultății de Energetică, Universitatea Politehnică din București.

Drd. **Dragoș Eugen BRÎNZEĂ**

Școala Doctorală a Facultății de Energetică, Universitatea Politehnică din București

Absolvent al Facultății de Chimie, Universitatea Alexandru Ioan Cuza din Iași, diplomă de licență în chimie - fizică, absolvent al studiilor de master al Universității Ecologice din București.