

BORDÁSCSÖVES HŐCSERÉLŐ HŐÁTADÁSI FOLYAMATÁNAK VIZSGÁLATA CFD-VEL

CFD ANALYSIS OF FINNED TUBE HEAT TRANSFER PROCESS

Petrik Máté*, Dr. Szepesi Gábor**, Dr. Jármai Károly***

ABSTRACT

This paper aimed to fulfil the parametric analysis on the heat performance of a compact automotive radiator using computational fluid dynamics (CFD). The analysis has been carried out at different air velocities with different fins modelling such as real fins and as porous media. The used CFD software to this study was SC-Tetra. The fluids are incompressible, the flow was three-dimensional and turbulent. The geometry of the fins has a high impact to the heat transfer coefficient and the heat performance, so the shape, the size and the thickness of the fins are compared to each other. Our goal to find a dependable Nu-number correlation for this type of heat exchanger and using this function to find the optimal shape of the radiator, which can cool the cooling liquid to the necessary value and has the smallest weight.

1. BEVEZETÉS

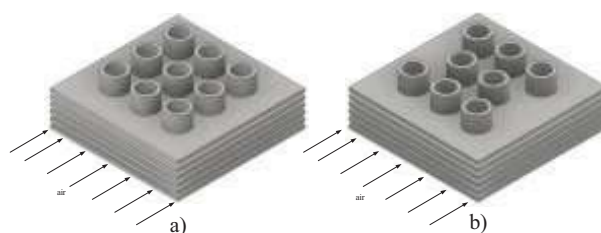
A bordáscsöves hőcserélők külön csoportot képviselnek a felületi hőcserélők között. Ezeket a berendezéseket leggyakrabban olyan helyen alkalmazzák, amikor az egyik hőátadásban szereplő közeg gáz halmazállapotú, például járművek esetén vagy légkondicionáló rendszerekben. A bordákkal a hőátadó felület növelhető meg jelentős mértékben, bár ezáltal ellenállásokat helyezünk az áramlási térbe, melynek következménye egy kisebb hőátviteli tényező lesz. A szakirodalomban több elmélet is található, viszont általánosságban elmondható, hogy nem léteznek olyan széles tartományban használható összefüggések, köszönhetően a borda geometriájának.

Az analitikus számítás nehézségei ellenére mind ipari, mind háztartási felhasználása jelentős. Risberg et al. [1], Liping és Wong [2], valamint Awbi [3] a lakóházakban használt radiátorok konvektív hőátadásával kapcsolatban végzett kutatásokat. Oliet et al [4], valamint Astrouski et al. [5] autóhűtő radiátorokkal kapcsolatos tanulmányokat készítettek. Ezek a berendezések a motorhűtő rendszer legfontosabb elemei: a zárt rendszerben keringtetett

hűtőfolyadék a motorblokkot hűti azáltal, hogy felveszi a robbanás hőjét, mely hőt később a radiátoron keresztülráamló levegőnek ad le. Az autóhűtő radiátor tervezésénél a geometriai méretek megválasztása létfontosságú. Kis méretek esetén a hőcserélő teljesítménye túl kis érték lesz, mely rövid idő alatt a motorblokk túlhevül. Túl nagy méretek esetén pedig a radiátor befoglaló méretei lesznek túl nagyok, melynek következménye a tömeg növekedése.

A szakirodalomban számos bordageometria érhető el, melyek közös jellemzője, hogy a gázoldalon tapasztalható hőátadási tényező tapasztalati összefüggéssel számítható. A Nu-szám értéke függ a bordák alakjától (négyzetleges vagy kör alak; hosszanti vagy radiális irányú bordák), az áramló közeg közepes hőmérsékletén vett anyagi jellemzőitől és a sebességétől. Ilyen esetekben nem kell az áramlás jellegét vizsgálnunk, mivel a bordák miatt biztos, hogy turbulens lesz az áramlás.

Számos kutató végzett vizsgálatokat a különböző típusú bordák hőátadásával kapcsolatban. Jang et al [6] háromdimenziós szimulációs vizsgálatok végzett négyzetleges bordákra, egy sorban elhelyezett és eltolt csövek esetén (1. ábra).



1. ábra: Egy sorban és eltolva elrendezett csövek

Mérési és szimulációs vizsgálataikban kimutatták, hogy az eltolt csőosztás jobb hőátadási tényezőt fog okozni. Ennek oka az, hogy a gáz a legkisebb ellenállás irányában áramlik, így a sorban elhelyezett csöveknél nem vesz részt az egész hőátadó felület a hőcsereben, míg eltolt csőosztás esetén gyakorlatilag ez a hatás nem lép fel.

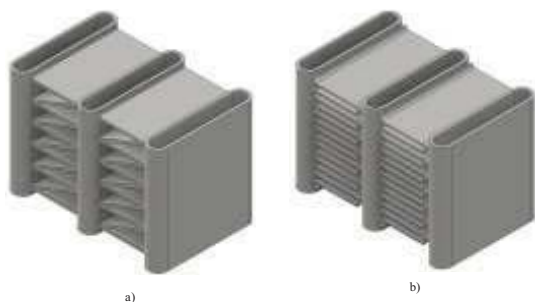
A másik gyakran használt bordatípus a louver borda. A légkondicionáló rendszerekben és járműveknél is ezt a

* tanársegéd, Miskolci Egyetem Vegyipari Gépészeti Intézeti Tanszék

** egyetemi docens, Miskolci Egyetem Vegyipari Gépészeti Intézeti Tanszék

*** egyetemi tanár, Miskolci Egyetem Vegyipari Gépészeti Intézeti Tanszék

felépítést használják (hasonlóan a nagyteljesítményű számítógépek vízűtéses processzorhűtőjéhez). Ilyenkor több, nagyon kis keresztmetszetű csőben áramlik a hűtőfolyadék, és ezeket a csöveket ezek a lamellás bordák kötik össze. A 2. ábrán ilyen kialakítások láthatók.



2. ábra: Lamellás bordák háromszög- a) és négyzetosztással b)

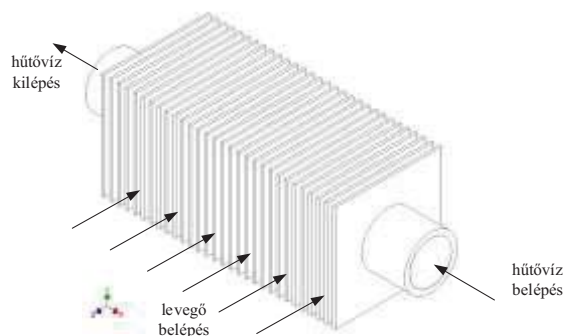
Chang et al. [7], Achaichia et al. [8] és Jin Sheng et al. [9] végeztek vizsgálatokat ezekkel a bordákkal kapcsolatban, ahol változtatták a lamellák geometriai adatait és osztását, valamint a cső keresztmetszetét. Kimutatták, hogy nem létezik általánosan használható empirikus összefüggés, csak nagyon szűk geometriai adatok között lehet viszonylag jól illeszkedő összefüggést létrehozni.

2. HŐTANI SZIMULÁCIÓ

2.1. Szimulációs technikák

A CFD-szimulációk a kereskedelmi forgalomban elérhető SC-TETRA szoftverrel készültek. Ezzel a programmal a bordák által képviselt kiterjesztett felület két különböző módszerrel is modellezhető: fizikai modellként, amikor minden egyes bordát a kívánt geometriával valamilyen 3D-s modellező szoftverrel megrajzolunk, illetve porózus térfogatként, amikor az összes bordát és a közöttük lévő gáz-térfogatot egyetlen térfogatként modellezünk. Tanulmányunkban a kétféle modellezési módszert hasonlítottuk össze.

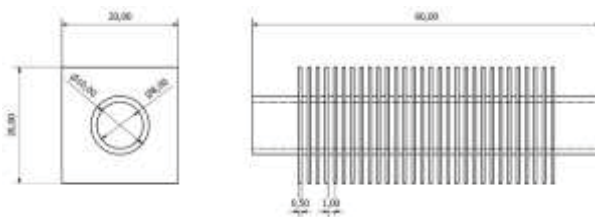
Abban az esetben, amikor a bordákat fizikailag létező bordaként modellezzük (3. ábra), a lehető legpontosabban járunk el. Pontosan definiálható, mi lesz az áramlási tér, mi lesz a hőcserében részt vevő fal, valamint a hálósűrítésre vonatkozó beállítások is megadhatók.



3. ábra: Fizikai borda modellje

Ennek a módszernek pontosan ezek a jellemzők lesznek a hátrányai is: mind a geometria modell megalkotása, mind a felületek definiálása sokkal nagyobb odafigyelést igényel, a falak melletti hálósűrítés pedig a számítási időt fogja növelni.

A vizsgálatainkban egy 60 mm hosszú, 10 mm külső és 8 mm belső átmérőjű csövet modelleztünk, melyen 30 db, 20x20 mm-es, 0,5 mm vastagságú, négyzet alakú bordát helyeztünk el, melynek sematikus vázlatát a 4. ábra mutatja. A cső és a bordák mind alumíniumból készültek.

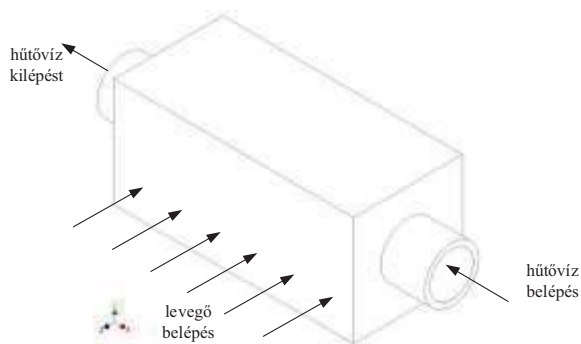


4. ábra: A bordás cső sematikus vázlatja

Ezzel szemben, amikor a bordákat egyetlen porózus térfogatként modellezzük, a geometriai modellben csak a befoglaló méreteket kell figyelembe vennünk, a bordákra vonatkozó paramétereket a hálóval együtt kell definiálnunk.

1. táblázat: A vizsgált geometria

Geometria	Jele	Érték
Borda szélesség	W	20 mm
Borda magasság	H	20 mm
Borda vastagság	t	0,5 mm
Bordaköz	s	1 mm
Cső külső átmérő	D_o	10 mm
Cső belső átmérő	D_i	8 mm
Bordák száma	n_b	30
Cső hossza	L	60 mm
Teljes hőátadó felület	A_{total}	0,01049 m ²
Cső hőátadó felülete	$A_{cső}$	0,0011 m ²



5. ábra: A porózus térfogat modellje

2.2. Peremfeltételek

Az áramló levegőt konvencionális fluidumként kezeltük, melynek az anyagjellemzőit $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ -on vettük figyelembe, a gravitációs gyorsulást pedig az y-tengely irányában. A levegő áramlása egy dimenziós a z-tengely mentén, nagysága 8 m/s . A szimulációban a hőszugárzás hatását elhanyagoltuk. A levegő belépő hőmérséklete $20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A hűtőfolyadék inkompresszibilis vízként került modellezésre. Belépő hőmérséklete $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, sebessége $0,2\text{ m/s}$ az x-tengely irányában. A víz anyagjellemzőinek hőmérséklet-függésétől eltekintettünk, az anyagjellemzők értékét a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ -nak megfelelő értékre állítottuk be.

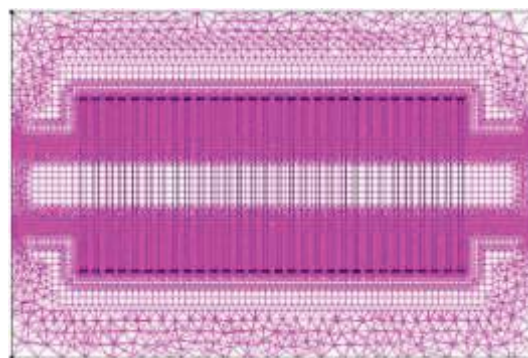
Mindkét közeg kilépő felületére statikus nyomás peremfeltételt állítottunk be. Figyelembe véve a turbulencia hatását, mind a belépő, mind a kilépő felületekre a belépő turbulencia értékét $0,0001\text{ m}^2/\text{s}^2$ értéknek feltételeztük.

A szimulációkat SC-Tetra szoftverrel végeztük, az alkalmazott turbulencia-modell a realizábilis k- ϵ -S, a nyomáskorrekcióra vonatkozó modellt pedig a SIMPLEC módszer volt.

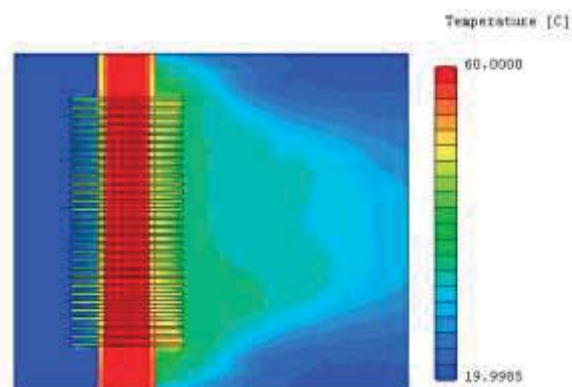
2.3. Hálózás és eredmények

A modellek alkalmazhatóságának érdekében az első vizsgálatot a fizikai bordás modellel végeztük. A hőátadás hatásának érdekében a hőátadó felületekre hálósűrítést alkalmaztunk. Mivel a bordák falvastagsága $0,5\text{ mm}$ volt, a hálósűrítést ettől kisebb értékre kellett beállítani. A modellben 10^{-4} m nagyságú réteget alkalmaztunk 3 rétegben, 1,1-szeres sűrítéssel. Az egyenletesebb háló érdekében hexahedral típusú elemeket is alkalmaztunk a modell szélső felületein. Ezekkel a beállításokkal a háló elemszáma 9,8 millióra adódott (6. ábra). A szimuláció kalkulációja 2 óra 45 percig tartott és kialakult a stacionárius állapot (a reziduálok 10^{-4} érték alá csökkentek). A kapott eredmények azt mutatják, hogy a kilépő levegő átlagos

sebessége $23,08\text{ }^{\circ}\text{C}$, míg a kilépő víz átlagos hőmérséklete $57,98\text{ }^{\circ}\text{C}$ volt (7. ábra).

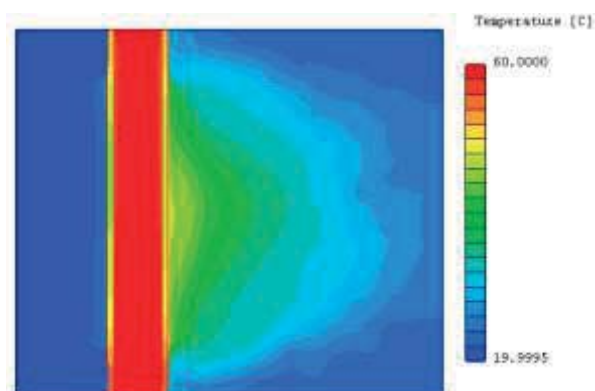


6. ábra: A fizikai bordára alkalmazott háló részlete



7. ábra: A fizikai bordával kapott hőmérséklet-eloszlás

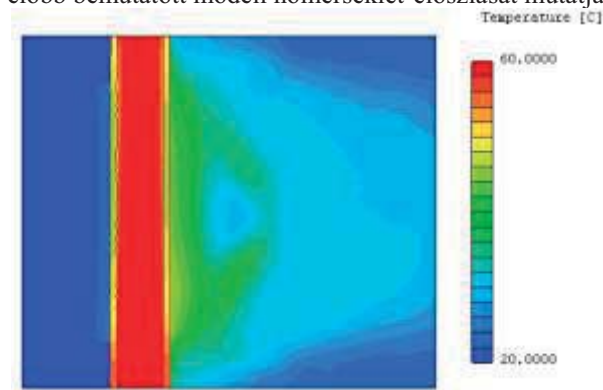
A porózus térfogat alkalmazásával a számítási teljesítmény csökkenését szerettük volna elérni. Ezt bizonyítandó 2 hálósűrítéssel végeztük el a szimulációt erre a modellre. Ezekben az esetekben is alkalmaztunk felületi hálósűrítést a cső és a porózus térfogat, valamint a porózus térfogat és a levegő között. A kisebb háló $\sim 1,5$ millió elemet tartalmazott, a stacionárius állapotot 299 iterációs lépés után értük el, melynek számítási ideje mindössze 35 perc volt. A hőmérséklet-profil a 8. ábra mutatja:



8. ábra: A kisebb porózus térfogattal kapott hőmérséklet-eloszlás

Az összehasonlítás alapja ismét a kilépő felületek átlagos hőmérséklete volt, mely jelen esetben a levegőre 22,33°C-ot, míg a hűtővízre 58,18°C-ot eredményezett. A két modell között a levegőre 3,35%, vízre pedig 0,34% adódott.

A hálófüggelenségi vizsgálathoz az előbb vizsgált hálót egy nagyságrenddel tovább sűrítettük, mely 8,37 milliós elemszámot eredményezett. Ez a szám még mindig kisebb érték, mint amit a fizikai bordás modellnél alkalmaztunk, tehát azt vártuk tőle, hogy gyorsabban szolgáltat eredményt. Stacionárius megoldás viszont 850 iteráció után sem kaptunk, a hőmérséklet reziduálokra vonatkozó feltétel nem teljesült. A számítás 4 óra 43 percig tartott, a 850 iteráció után kapott átlagos hőmérsékletek pedig 22,74°C és 58,00°C lettek. Ezek az eredmények még kisebb eltérést mutatnak a fizikai bordás modellhez képest, de alkalmazásával nem értük el azt a célt, amiért az összehasonlítás készült. A 9. ábra az előbb bemutatott modell hőmérséklet-eloszlását mutatja:



9. ábra: A nagyobb porózus térfogattal kapott hőmérséklet-eloszlás

2. CFD EREDMÉNYEK ÖSSZEHOSONLÍTÁSA AZ EMPIRIKUS EREDMÉNYEKSEL

Ahogy a hőátadási folyamatok jelentős hányadánál, a bordás csövek hőátadását is empirikus összefüggésekkel határozhatjuk meg. Jelen tanulmány a CFD-szimulációval kapott eredményeket Cengel [10] tapasztalati összefüggéseivel számított hőátadási tényezőkkel hasonlítja össze.

3.1. Vízoldali hőátadási tényező

A hűtőfolyadék kör keresztmetszetű vezetékben áramlik. Az alkalmazandó összefüggés az áramlás jellegétől függ, mely a Re-szám függvénye:

$$Re_w = \frac{v_w \cdot D_i \cdot \rho_w}{\eta_w} = 3355,068 \quad (1)$$

Mivel az áramlás átmeneti, az alkalmazott Nu-összefüggés:

$$Nu_w = 0,008 \cdot Re_w^{0,9} \cdot Pr_w^{0,43} = 19,149 \quad (2)$$

ahol a Pr-szám értéke 3,012. Ezekből a hőátadási tényező értéke

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{D_i} = 1560,2 \frac{W}{m^2 K} \quad (3)$$

3.2. Levegőoldali hőátadási tényező

Mivel a bordák a csőre merőlegesen helyezkednek el, ezért az ilyen orientációjú bordákra vonatkozó összefüggést kell alkalmazni. Ebben az esetben is a Re- és Nu-szám meghatározásával kell kezdeni a számítást, majd a kapott hőátadási tényezőt a bordahatásfok értékével korrigálni kell.

$$Re_a = \frac{v_a \cdot W \cdot \rho_a}{\eta_a} = 10621,49 \quad (4)$$

Az összefüggésben a karakterisztikus hossz a bordák magassága. Az tényezők számításában (ahogy a szimulációban is) az anyagjellemzők hőmérsékletfüggésétől eltekinttünk. A levegő Pr-száma 0,708, így a Nu-szám értéke:

$$Nu_a = 0,228 \cdot Re_a^{0,731} \cdot Pr_a^{0,33} = 178,31 \quad (5)$$

melyből 229,207 W/(m²K) hőátadási tényező adódik. A bordahatásfok számításához meg kell határozunk egy ζ bordaparamétert:

$$\zeta = \left(\frac{W - D_o}{2} + \frac{t_f}{2} \right) \cdot \sqrt{\frac{\alpha_{a*}}{\lambda_f \cdot t_f}} = 0,245 \quad (6)$$

A paraméter ismeretében a bordahatásfok meghatározása grafikonból történhet [10], mely jelen esetben 0,8804-es értéket jelent, melyből a módosított hőátadási tényező 201,79 W/(m²K) értéket jelent a levegőoldalon.

3.3. Hőteljesítmény számítása

A teljes hőcserélőt jellemző hőátviteli tényező számítása is módosul a bordák által képviselt kiterjedt hőátadó felület miatt:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{A_{total}}{A_{cső}} \cdot \frac{\lambda_{cső}}{s_{cső}} + \frac{1}{\alpha_w}} = 90,1 \frac{W}{m^2 K} \quad (7)$$

A logaritmusikus hőmérséklet-különbség számításához felhasználjuk a fizikai bordás modell szimulációjából a kilépő hőmérsékletek értékeit, így

$$\Delta T_n = T_{w,i} - T_{a,o} = 37,98^\circ\text{C} \quad (8)$$

és

$$\Delta T_k = T_{w,o} - T_{a,i} = 36,92^\circ\text{C} \quad (9)$$

melyből $\Delta T_{LOG}=37,45^\circ\text{C}$ érték adódik. Az értékekből számítható a hőteljesítmény:

$$\dot{Q} = k \cdot A_{total} \cdot \Delta T_{LOG} = 35,41\text{ W} \quad (10)$$

A numerikus szimulációkból kapott hőteljesítmények értékét a következő táblázat tartalmazza:

2. táblázat Hőteljesítmények

Fizikai borda	Kis porózus	Nagy porózus
83,61 W	75,33 W	82,78 W

Az eredményekből látszik, hogy az analitikus számítással kapott eredmények sokkal kisebbek, mint a numerikus szimulációval kapott eredmények. Ebből kijelenthető, hogy az általánosan használható empirikus összefüggések az ilyen viszonylag egyszerű bordás csőre nem alkalmazhatók. Ahhoz, hogy a bemutatott geometriára jól illeszkedő empirikus összefüggést állítsunk fel, mérésre és további szimulációs vizsgálatokra van szükség. A közeljövőben a bordák hatására vonatkozó analíziseket fogunk végezni, melyekben a csövek geometriáját állandónak tekintve a bordák távolságának, alakjának és méretének hatását vizsgáljuk.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A cikkben/előadásban/tanulmányban ismertetett kutató munka az EFOP-3.6.1-16-2016-00011 jelű „Fiatalodó és Megújuló Egyetem – Innovatív Tudásváros – a Miskolci Egyetem intelligens szakosodást szolgáló intézményi fejlesztése” projekt részeként – a Széchenyi 2020 keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg”

6. IRODALOM

- [1] D. Risberg, M. Risberg, and L. Westerlund, “CFD modelling of radiators in buildings with user-defined wall functions,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 94, pp. 266–273, 2016.
- [2] L. Wang and N. H. W. Å, “Coupled simulations for naturally ventilated rooms between building simulation (BS) and computational fluid dynamics (CFD) for better prediction of indoor thermal environment,” vol. 44, pp. 95–112, 2009.
- [3] H. B. Awbi, “Calculation of convective heat transfer coefficients of room surfaces for natural convection,”

- Energy Build.*, vol. 28, no. i, pp. 219–227, 1998.
- [4] C. Oliet, A. Oliva, J. Castro, and C. D. Pérez-Segarra, “Parametric studies on automotive radiators,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 11, pp. 2033–2043, 2007.
- [5] I. Astrouski, M. Raudensky, and I. Krásny, “Polymeric hollow fiber heat exchanger as an automotive radiator,” vol. 108, pp. 798–803, 2016.
- [6] J.-Y. Jang, M.-C. Wu, and W.-J. Chang, “Numerical and experimental studies of threedimensional plate-fin and tube heat exchangers,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 39, no. 14, pp. 3057–3066, 1996.
- [7] Y. J. Chang and C. C. Wang, “A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 40, no. 3, pp. 533–544, 1997.
- [8] A. Achaichia and T. A. Cowell, “Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 1, no. 2, pp. 147–157, 1988.
- [9] J. S. Leu, M. S. Liu, J. S. Liaw, and C. C. Wang, “A numerical investigation of louvered fin-and-tube heat exchangers having circular and oval tube configurations,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 44, no. 22, pp. 4235–4243, 2001.
- [10] Y. A. Cengel, *Heat Transfer - A Practical Approach. Second Edition.* McGraw-Hill International Editions, 2002.