



M Ű E G Y E T E M 1 7 8 2

BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM
GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR

HENGERES CSÖVÖN KIALAKÍTOTT MERŐLEGES FURATOK ÁTÖMLÉSI TÉNYEZŐJÉNEK MEGHATÁROZÁSA

Készítette:

Tomor András

Mechanical Engineering Modelling mesterszak
II. évfolyam (4. félév)

Konzulens:

Dr. Kristóf Gergely, egyetemi docens

Lezárás dátuma: 2014.10.27

NYILATKOZAT

Név:	Tomor András
Neptun kód:	IDTP8W
Egyetem:	Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Kar:	Gépészmérnöki Kar
Tanszék:	Áramlástan Tanszék
Alapszak / Mesterszak:	Gépészeti modellezés mesterszak (MSc képzés)
Szakirány:	Fluid Mechanics modul és Solid Mechanics modul
TDK dolgozat címe:	Hengeres csövön kialakított merőleges furatok átömlési tényezőjének meghatározása
TDK szekció:	Áramlástan szekció
Beadás dátuma:	2014.10.27.

Alulírott, Tomor András (IDTP8W), a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem hallgatója, büntetőjogi és fegyelmi felelősségem tudatában kijelentem és sajátkezű aláírással igazolom, hogy a benyújtott jelen TDK dolgozat kizárólag saját munkám eredménye, a témavezető útmutatásai alapján meg nem engedett segítség nélkül magam készítettem.

A TDK dolgozatban csak a megadott forrásokat használtam fel. Minden olyan részt, melyet szó szerint vagy azonos értelemben, de átfogalmazva más forrásból átvettem, egyértelműen, a forrás megadásával megjelöltem, és a szerzői jogi szabályoknak megfelelően kezeltem (a szükséges lábjegyzet / végjegyzet hivatkozásokat, valamint az ábrák hivatkozását megfelelően helyeztem el).

Egyúttal elfogadom, hogy a TDK dolgozatban szereplő tudományos eredményeket a témavezető Tanszéke felhasználhatja további kutatási vagy oktatási célokra.

Budapest, 2014.10.27

(aláírás)

TÁJÉKOZTATÓ

A mind nyomtatott, mind elektronikus formátumban benyújtott TDK dolgozat, valamint annak hivatalos bírálata a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Áramlástan Tanszék könyvtárában (H-1111 Budapest, Bertalan L. 4-6. BME „Ae” épület) érhető el.

KIVONAT

A műszaki élet számos területén, például uszodatechnikában, légtechnikában, víz- és szennyvízkezelésben alkalmaznak furatokkal ellátott hengeres csőből kialakított folyadékelosztó rendszereket. A folyadék bevezetés egyenletességének nagy szerepe lehet például az egyenletes tartózkodási idő megvalósításában vagy nagy örvények kialakulásának elkerülésében, ezért az egyes furatokon kiáramló folyadék mennyiségét a hidraulikai rendszer modelljéből kell meghatározni, figyelembe véve, hogy az elosztó csőben a nyomás változik. A hidraulikai modell pontossága egyben meghatározza az elosztórendszer tervezésének bizonytalanságát, melynek kompenzálására szokásos – akár az energiahatékonyság rovására is – nagyobb túlnyomást alkalmazni az elosztó vezetékben.

Vizsgálatunk tárgya egy adott átmérőjű és falvastagságú csövön kialakított kisebb átmérőjű furat hidraulikai veszteségtényezőjének meghatározása, mely a folyadék elosztó rendszerek hidraulikai modelljének leglényegesebb, legnagyobb bizonytalanságot hordozó eleme. Egyfázisú áramlás esetében a veszteségtényező (vagy átömlési tényező) négy dimenziótlan paraméter függvényének tekinthető, melyek: a csőre jellemző Reynolds-szám, a csőre és a furatra jellemző sebességek viszonya, az átmérőviszony, továbbá a cső falvastagságának és átmérőjének aránya. A szakirodalomból ismert korábbi kísérleti vizsgálatokban nem volt lehetőség e négydimenziós paraméterter megfelelő részletességgel történő feltárására a vizsgálandó esetek nagy száma miatt, ezért a korszerű háromdimenziós áramlástani szimulációs módszerek felhasználásával új megközelítést alkalmazunk a veszteségtényező meghatározására.

A furat veszteségtényezőjének meghatározására több mint 1000 háromdimenziós szimulációt végeztünk. E nagyszámú numerikus kísérlet eredményei alapján lehetőség volt a korábban alkalmazottól eltérő formalizmusra épülő, nagyobb pontosságú, mégis egyszerű korrelációk kidolgozására a mérnöki gyakorlat számára legfontosabb paramétertartományban. Javaslatot teszünk az új ellenállásmodell hidraulikai modellben történő felhasználásának módjára, igazolva annak működőképességét. Az új modell korábbi módszereket meghaladó pontosságát saját laboratóriumi kísérletekkel és szakirodalmi adatokkal összevetve mutatjuk be.

ABSTRACT

Fluid distribution systems consisting of cylindrical pipes with bores are used in several technical appliances e.g. in water and wastewater treatment, swimming pool technology and air engineering. Even inflow plays an important role in ensuring even retention time and avoiding the evolution of large eddies; hence, the amount of the effluent fluid from each bore has to be determined with the help of the model of the hydraulic system considering the pressure variation along the manifold. The accuracy of the hydraulic model also places limit to the accuracy of the design of the distribution system. Conventionally, excessive pressure is applied in the manifold for compensating the hydraulic uncertainty – even at the expense of the energy efficiency.

The subject of this study is the determination of the hydraulic loss coefficient of a bore in a cylindrical pipe with a given diameter and wall thickness, which is the main element of the hydraulic model of water distribution systems; moreover, this element involves the largest uncertainty. In the case of a single-phase flow, the loss coefficient depends on four dimensionless parameters: the Reynolds number in the header, the ratio of the flow velocities in the bore and the header, the diameter ratio and the ratio of the wall thickness and the diameter of the pipe. Due to the large number of cases, it was not possible to investigate this four-dimensional parameter space thoroughly by the methods described in the literature; hence, a novel approach is used for the determination of the loss coefficient with the help of the modern three-dimensional computational fluid dynamics methods.

In order to determine the loss coefficient of the bore, more than 1000 three-dimensional simulations were run. The results of these numerical simulations provide an opportunity to elaborate more accurate and simple correlations based on a novel formalism in the most important parameter range for the engineering practice. A guideline is presented for the implementation of the novel resistance model which is also demonstrated on a hydraulic network model. The improved accuracy of the new model is proved by comparing its results with own laboratory measurement and literature data.

TARTALOMJEGYZÉK

NYILATKOZAT.....	I
KIVONAT	II
ABSTRACT.....	III
TARTALOMJEGYZÉK.....	IV
JELÖLÉSJEGYZÉK.....	V
1 BEVEZETÉS.....	1
2 A VESZTESÉGTÉNYEZŐK MEGHATÁROZÁSA HÁROMDIMENZIÓS CFD SZIMULÁCIÓK SEGÍTSÉGÉVEL	3
2.1 A veszteségtényezők meghatározására kidolgozott módszer	3
2.2 A CFD modell ismertetése	6
2.2.1 A geometria, a numerikus háló és a szimulációs beállítások.....	6
2.2.2 Belépő peremfeltételek előállítása.....	8
2.2.3 Hálófüggetlenségi vizsgálat	9
2.2.4 A szimmetriasíkon kialakuló sebesség- és nyomáseloszlások megjelenítése és elemzése	10
2.3 A veszteségtényezők meghatározása a szimulációk eredményeinek felhasználásával	12
2.3.1 A két veszteségtényező meghatározása a geometria és a belépő Reynolds-szám függvényében	12
2.3.2 Az illesztési eljárás alkalmazása $\zeta_{21} = 1$ feltételezése mellett	17
2.3.3 A furatra átszámított effektív veszteségtényező és a kritikus sebességviszony.....	22
3 AZ ÚJ ELLENÁLLÁSMODELL HIDRAULIKAI MODELLBEN TÖRTÉNŐ FELHASZNÁLÁSÁNAK BEMUTATÁSA	28
3.1 Az elosztócső modell egy furatot tartalmazó szakaszának ellenállás analógiája	28
3.2 Az ellenállásmodell felhasználása egy öt furattal rendelkező elosztócsövet tartalmazó rendszer hidraulikai modelljében.....	30
4 AZ ÚJ MODELL MŰKÖDŐKÉPESSÉGÉNEK ÉS PONTOSSÁGÁNAK IGAZOLÁSA	34
4.1 Adott geometriájú elosztócső vizsgálata különböző módszerek alkalmazásával	34
4.1.1 A térfogatáram-eloszlás meghatározása saját laboratóriumi kísérletek és CFD szimulációk segítségével	34
4.1.2 A térfogatáram-eloszlás meghatározása az új ellenállásmodellt alkalmazó hidraulikai modell segítségével	45
4.2 A különböző módszerekkel kapott eredmények összehasonlítása	47
5 KONKLÚZIÓ, TOVÁBBFEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK.....	50
IRODALOMJEGYZÉK.....	51

JELÖLÉSJEGYZÉK

a_l	l -edik relatív eltérés [%]	s_3^*	a 21 pontos módszer használatából adódó térfogatáram túllövés becsléséhez felhasznált korrigált tapasztalati szórás [%]
A	konstans [-]	s_{15}^*	a dimenziótlan térfogatáram-eloszlás mérési hibájának becsléséhez felhasznált korrigált tapasztalati szórás [-]
A_t	terület [m ²]	t_k	k -edik abszolút eltérés [-]
A_1	konstans [-]	T	abszolút hőmérséklet [K]
A_2	konstans [-]	T_s	Sutherland konstans [K]
$\bar{a}$	relatív eltérések átlaga [%]	T_0	referencia hőmérséklet [K]
B_1	konstans [-]	v_x	x irányú sebességkomponens [m/s]
B_2	konstans [-]	v_y	y irányú sebességkomponens [m/s]
C	konstans [-]	v_z	z irányú sebességkomponens [m/s]
C_a	mérőperem átfolyási tényezője [-]	v_{zref}	referencia sebesség [m/s]
C_T	alapági veszteségtényező [-]	v_0	a D_0 átmérőjű PVC csőben áramló közeg átlagsebessége [m/s]
d	mérőperem nyílásátmérő [m]	v_1	főági átlagsebesség a furat előtt [m/s]
D	konstans [-]	v_2	a furaton kilépő közeg átlagsebessége [m/s]
D_0	a PVC cső belső átmérője [m]	v_3	főági átlagsebesség a furat után [m/s]
D_1	az elosztócső átmérője [m]	V_{1p01}	a számolt össznyomás-különbség illesztésből eredő modellhibája $\zeta_{21} = 1$ feltételezése mellett végzett illesztések esetén [%]
D_2	a furat átmérője [m]	V_{2p01}	a számolt össznyomás-különbség illesztésből eredő modellhibája mindkét veszteségtényező illesztése esetén [%]
k	turbulens kinetikus energia [m ² /s ²]	$\bar{V}_{1p01}$	az illesztéseket jellemző átlagos relatív szórás adott geometria esetén, $\zeta_{21} = 1$ feltételezése mellett végzett illesztések esetén [%]
L_1	az elosztócső két szomszédos furatának középvonalai közötti távolság [m]	$\bar{V}_{2p01}$	az illesztéseket jellemző átlagos relatív szórás adott geometria esetén, mindkét veszteségtényező illesztése mellett [%]
L_2	a cső falvastagsága [m]	x	x koordináta [m]
n	egy adott illesztéshez futtatott szimulációk száma [-]	y	y koordináta [m]
p_{mp}	a mérőperem két oldalán mért nyomásesés [Pa]	z	z koordináta [m]
p_{of}	a fűvő által biztosított össznyomás közvetlenül a belépés előtt [Pa]		
p_{01}	össznyomás a belépő felületen [Pa]		
p_{01}'	közvetlenül az üreg ellenállást megelőző csomópontban lévő össznyomás [Pa]		
p_{02}	össznyomás a furat kilépő felületén [Pa]		
p_{03}	össznyomás az ellenőrző térfogat (3) jelű felületén [Pa]		
p_{03}'	közvetlenül az üreg ellenállást követő csomópontban lévő össznyomás [Pa]		
p_{st}	statikus nyomás [Pa]		
p_{st1}'	a p_{01}' által meghatározott csomópontban lévő statikus nyomás [Pa]		
p_{st3}'	a p_{03}' által meghatározott csomópontban lévő statikus nyomás [Pa]		
p_0	környezeti nyomás (referencia) [Pa]		
$\hat{p}_{01}$	az illesztéssel meghatározott, összevont veszteségtényezőkkal számolt össznyomás a belépő felületen [Pa]		
q_{v0}	referencia térfogatáram [m ³ /s]; eredő térfogatáram [m ³ /s]		
q_{v2}	a furaton kilépő térfogatáram [m ³ /s]		
R	specifikus gázállandó [J/(kg·K)]		
R_1	az elosztócső sugara [m]		
Re_0	a D_0 átmérőjű PVC csőre jellemző Reynolds-szám [-]		
Re_1	csőre jellemző belépő Reynolds-szám [-]		
Re_{11}	az elosztócsőre jellemző belépő Reynolds-szám az első furat előtt [-]		
			GÖRÖG BETŰS JELÖLÉSEK
		β	mérőperem átmérőviszonya [-]
		ε	expanziós szám [-]
		ζ_{be}	belépési veszteségtényező [-]
		ζ_{eff}	furatra átszámított effektív veszteségtényező [-]
		ζ_{effu}	üreg ellenállásból adódó veszteséget jellemző effektív veszteségtényező [-]
		ζ_{max}	a veszteségtényező által maximálisan felvehető érték az iteráció során [-]
		ζ_{21}	főági dinamikus nyomáshoz tartozó, iránytörésből adódó veszteséget jellemző veszteségtényező [-]

ζ_{21e}	főági dinamikus nyomáshoz tartozó, csősúrlódással összevont, iránytörésből adódó veszteséget jellemző veszteségtényező [-]
ζ_{22}	a furat dinamikus nyomásához tartozó, iránytörésből adódó veszteséget jellemző veszteségtényező [-]
ζ_{22e}	a furat dinamikus nyomásához tartozó, kilépéssel összevont, iránytörésből adódó veszteséget jellemző veszteségtényező [-]
ζ_{31}	a furat előtti főági dinamikus nyomáshoz tartozó, üreg ellenállásból adódó veszteséget jellemző veszteségtényező [-]
ζ_{33}	a furat utáni főági dinamikus nyomáshoz tartozó, üreg ellenállásból adódó veszteséget jellemző veszteségtényező [-]
λ	csősúrlódási tényező [-]
λ_{st}	Student eloszlás táblázatából leolvasott érték [-]
μ_0	referencia viszkozitás [kg/(m·s)]
ν	kinematikai viszkozitás [m ² /s]
ρ	sűrűség [kg/m ³]
σ	dimenziótlan eltérések szórása [-]
ω	specifikus disszipáció [1/s]

INDEXEK ÉS FELSŐ JELEK

h	a hidraulikai modellel számolt mennyiségek
i	i -edik szimuláció; az elosztócső i -edik furata
j	j -edik mérési pont
k_{rit}	kritikus érték
m	Pitot-csőves mérésekhez tartozó mennyiségek
P	a CFD szimulációk esetén a 21 pontos módszerrel kapott mennyiségek
$\sim$	mindkét veszteségtényező illesztése esetén adódó hatványkitevős formulák alkalmazásával számolt mennyiségek
$\sim$	$\zeta_{21} = 1$ feltételezése mellett végzett illesztések esetén adódó hatványkitevős formula alkalmazásával számolt mennyiségek

1 BEVEZETÉS

A furatokkal ellátott hengeres elosztócsövek a műszaki élet számos területén alkalmazott folyadék- és légelosztó rendszerek legfontosabb, alapvető elemei. Napjainkban a legáltalánosabb alkalmazási területek az uszodatechnika, légtechnika, víz- és szennyvízkezelés, továbbá az elosztócső a hőcserélők és üzemanyagcellák egyik nélkülözhetetlen eleme. Az 1.1 ábrán egy hengeres szellőzőcsövet láthatunk.



1.1 ábra: Hengeres szellőzőcső

A számos alkalmazási területnek és a téma nagy múltjának köszönhetően nagyon sok szakirodalmi tanulmány foglalkozott elosztócsövekben kialakuló nyomáseloszlások és az egyes elágazásokon kiáramló térfogatáramok vizsgálatával. Egy friss és releváns áttekintő cikk [1] nagyszerűen összefoglalja a szakirodalom eddig elért, legfontosabb eredményeit.

Az elosztórendszerek tervezésénél az egyik legfontosabb szempont rendszerint a folyadék bevezetés egyenletességének biztosítása, melynek nagy szerepe van az egyenletes tartózkodási idő megvalósításában és a nagy örvények kialakulásának elkerülésében. Nagyon jó példa erre egy víztároló medence, melynek esetében rendkívül fontos, hogy a magas költséggel kitermelt és megtisztított víz a tárolás során ne romoljon. Rosszul szabályozott sebességmegoszlás esetén a kialakuló állandósult örvényekben a víz minőségét rontó mikroorganizmusok elszaporodhatnak (pl.: Gellérthegy víztároló). A rendszer tervezéséhez felhasznált hidraulikai modell pontossága egyben meghatározza az elosztórendszer tervezésének bizonytalanságát, melynek kompenzálása sok esetben nagyobb túlnyomás alkalmazásával történik, csökkentve ezzel az energiahatékonyságot.

A szakirodalom tárgyhoz tartozó tanulmányai leggyakrabban különböző elméleti megközelítéseket felhasználva vagy analitikusan [2, 3], vagy numerikus [4, 5] módszerek alkalmazásával határozzák meg a térfogatáram- és nyomáseloszlásokat, majd eredményeiket kísérleti eredményekkel vetik össze. Az elméleti megközelítések – az általunk feldolgozott tanulmányok esetében – a kiáramlást a statikus nyomás különbség alapján számolják.

Az áramlástan szimulációs módszerek (CFD) fejlődésével megjelentek olyan tanulmányok is, melyek az elosztócsövekben kialakuló sebesség- és nyomáseloszlásokat CFD szimulációk segítségével vizsgálták. Találkozhatunk egy öt elágazással rendelkező

elosztócső kétdimenziós numerikus szimulációkkal történő vizsgálatával [6], ahol különböző geometriai paraméterek változásának hatását elemzik turbulens áramlás esetén, $k-\varepsilon$ turbulencia modell alkalmazása mellett. Egy szintén öt elágazással rendelkező elosztócsőben – lamináris áramlás esetén – kialakuló sebesség- és nyomáseloszlások háromdimenziós szimulációk segítségével történő meghatározására is láthatunk példát [7]. Az áramlástani szimulációs módszereket alkalmazó, releváns szakirodalmi tanulmányok szinte kivétel nélkül egy elosztócső teljes geometriáját vizsgálták, elsősorban az eloszlásokra összpontosítva, az így kapott eredményekből azonban nem állítható fel paraméteres hidraulikai modell.

Vizsgálatunk tárgya egy adott átmérőjű és falvastagságú csövön kialakított merőleges, hengeres furat hidraulikai veszteségtényezőjének meghatározása, mely a folyadék elosztó rendszerek hidraulikai modelljének leglényegesebb, legnagyobb bizonytalanságot hordozó eleme. Egyfázisú áramlás esetében a veszteségtényező négy dimenziótlan paraméter függvényének tekinthető, melyek: a csőre jellemző belépő Reynolds-szám, a csőre és a furatra jellemző sebességek viszonya, az átmérőviszony, valamint a cső falvastagságának és átmérőjének aránya. A szakirodalomból ismert korábbi kísérleti módszerekkel [8, 9, 10] a paraméterter csak durva felbontásban vizsgálható, és nem minden esetben lehetséges megbecsülni az eltérő geometriai kialakításból eredő modellbizonytalanság mértékét. A korszerű háromdimenziós áramlástani szimulációs módszerek felhasználásával új megközelítést alkalmaztunk a veszteségtényező meghatározására, ezáltal az említett négydimenziós paraméterteret részletesen, nagy felbontásban tudtuk feltárni. Az általunk kidolgozott új megközelítésben a kiáramlást össznyomás különbség alapján számoljuk, a furat miatti iránytörésből eredő össznyomás veszteséget pedig két veszteségtényező felhasználásával fejezzük ki.

Összesen 40 különböző geometria esetén határoztuk meg a furat veszteségtényezőjét, melyhez több mint 1000 háromdimenziós szimulációt végeztünk. A numerikus szimulációk eredményeinek felhasználásával lehetőség nyílt a korábban alkalmazottól eltérő formalizmusra épülő, nagyobb pontosságú, mégis egyszerű korrelációk kidolgozására a mérnöki gyakorlat számára legfontosabb paramétertartományban.

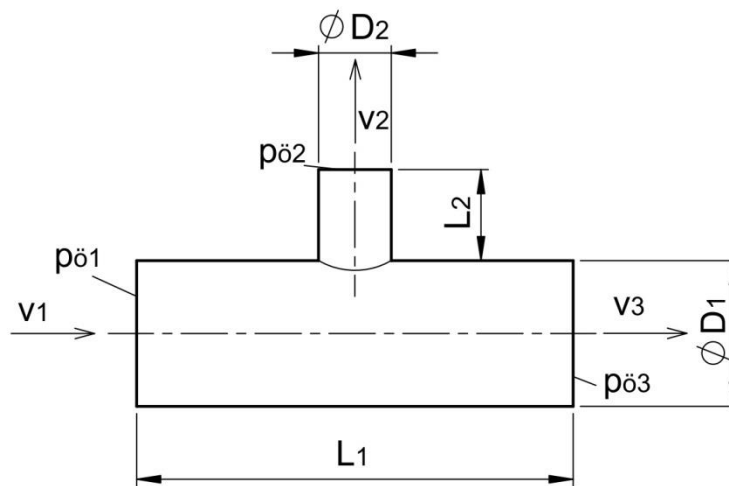
A veszteségtényezők felhasználásával megalkottuk a furat ellenállásmodelljét, melynek működőképességét egy – az ellenállásmodell tartalmazó – egyszerű hidraulikai rendszermodell felállításával igazoltuk. A modell pontosságának vizsgálatához saját laboratóriumi kísérletek és CFD szimulációk eredményeit használtuk fel. Méréseinkhez egy öt furattal rendelkező légeosztó csövet készítettünk, amit egy egyszerű mérőrendszerbe építve vizsgáltunk. Az említett elosztócső geometriáját alapul véve egy CFD modellt is létrehoztunk, majd a három különböző módszerrel kapott eredményeket (mérés, CFD szimuláció, hidraulikai modell) összevetve – azokat megerősítve – igazoltuk a hidraulikai modell pontosságát.

2 A VESZTESÉGTÉNYEZŐK MEGHATÁROZÁSA HÁROMDIMENZIÓS CFD SZIMULÁCIÓK SEGÍTSÉGÉVEL

2.1 A veszteségtényezők meghatározására kidolgozott módszer

Az elosztócsöveken kialakított furatok veszteségtényezőjének meghatározásához alkalmazott, szakirodalomból ismert korábbi módszerek nem adtak lehetőséget sem a furatokon kiáramló térfogatáramok kellő pontossággal történő meghatározására, sem a veszteségtényező értékét befolyásoló paraméterek által alkotott paramétertér részletes feltárására, ezért a veszteségtényezők meghatározására új módszert dolgoztunk ki.

Az új módszer megértéséhez segítséget nyújt a 2.1 ábra, amely az elosztócső általunk vizsgált ellenőrző térfogatát ábrázolja az áramlástani szempontból lényeges paraméterek feltüntetésével.



2.1 ábra: Hengeres elosztócső vizsgált ellenőrző térfogata

Az alkalmazott megközelítésben az elosztócső egyetlen furatot tartalmazó szegmense által meghatározott térrészt vizsgáltuk. A vizsgált térrész L_1 hosszúságú, ami egyenlő az elosztócső két szomszédos furatának középvonalai közötti távolsággal. A D_1 átmérőjű főágon D_2 átmérőjű furat található. A cső falvastagságát L_2 -vel jelöltük.

A korábbi megközelítésekkel ellentétben – amelyek esetében a kilépő térfogatáramot a statikus nyomás különbség alapján számolják [11], és ilyen formában egyetlen átfolyási tényezővel jellemzik a kilépést – esetünkben a furat miatti iránytörésből eredő össznyomás veszteséget két veszteségtényező felhasználásával fejezzük ki: az egyik veszteségtényezővel a furatban áramló közeg dinamikus nyomását szorozzuk meg, a másikkal pedig a furat előtt, a főágban áramló közeg dinamikus nyomását. Ennek megfelelően a belépő felület (1) és a furat kilépő felülete (2) közötti össznyomás-esést a szokásos módszernél általánosabb, és ezért várhatóan pontosabban illeszthető összefüggéssel írhatjuk fel:

$$p_{ö1} - p_{ö2} = \lambda \cdot \frac{L_1}{2 \cdot D_1} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 + \zeta_{21} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 + \zeta_{22} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2, \quad (2.1)$$

ahol $p_{\delta 1}$ az össznyomás a belépő felületen, $p_{\delta 2}$ az össznyomás a furat kilépő felületén, ζ_{21} és ζ_{22} a veszteségtényezők, ρ a közeg sűrűsége, v_1 a főági átlagsebesség a furat előtt, v_2 a furaton kilépő közeg átlagsebessége, λ pedig a csősúrlódási tényező. Fontos megemlíteni, hogy a furat esetében is beszélhetünk csősúrlódásról, ez azonban kis falvastagságok (L_2) esetében elhanyagolható, nagyobb falvastagságok esetében pedig ζ_{22} értéke magában foglalja a csősúrlódásból adódó veszteségeket is.

A környezeti nyomást referenciának tekintve a $p_{\delta 2}$ össznyomás kifejezhető az alábbi összefüggés segítségével:

$$p_{\delta 2} = \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2, \quad (2.2)$$

ezért a (2.1) összefüggés az alábbi alakra hozható:

$$p_{\delta 1} = \left(\zeta_{21} + \lambda \cdot \frac{L_1}{2 \cdot D_1} \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 + (\zeta_{22} + 1) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2. \quad (2.3)$$

Esetünkben a veszteségtényezők – ahogy azt korábban említettük – négy dimenziótlan paramétertől függenek. Ezek a paraméterek a 2.1 ábra jelöléseit felhasználva a következők: a csőre jellemző Reynolds-szám, amely a következő összefüggéssel számítható:

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot D_1}{\nu}, \quad (2.4)$$

a csőre és a furatra jellemző sebességek viszonya (v_2/v_1), az átmérőviszony (D_2/D_1), valamint a cső falvastagságának és átmérőjének aránya (L_2/D_1). E négydimenziós paramétertér megfelelő részletességgel történő feltárásához a veszteségtényezők meghatározása háromdimenziós CFD szimulációk segítségével történt.

A CFD szimulációk során mindegyik vizsgált geometria esetén kialakult csőáramlást feltételezve a belépő sebességprofil írtuk elő. Az elosztócsőben a sebességprofil ugyan torzul a leágazások miatt [6], azonban feltételeztük, hogy ez a torzulás nem jelentős vagy csupán kismértékben befolyásolja a kiáramlást. Minden egyes belépő sebességprofil esetén vizsgáltuk a furaton kilépő közeg átlagsebességét (v_2) valamint a $p_{\delta 1}$ átlagos össznyomást, az áramlás irányában a furat után elhelyezkedő, a furat középvonalától $L_1/2$ távolságra lévő kilépő felületen (3) előírt statikus nyomás változtatása mellett. Ilyen formában minden egyes előírt kilépő statikus nyomás és belépő átlagsebesség (v_1) értékpár esetén adódott egy $p_{\delta 1}$ és v_2 érték, azaz a (2.3) egyenletben csak a ζ_{21} és a ζ_{22} volt ismeretlen.

Feltételezzük, hogy adott geometria esetén a ζ_{21} és ζ_{22} veszteségtényezők csak a csőre jellemző belépő Reynolds-szám (Re_1) függvényei, így adott Re_1 esetén a szimulációk eredményeit felhasználva a ζ_{21} és ζ_{22} értékek a legkisebb négyzetek módszerével, illesztéssel meghatározhatóak [12]. A jobb áttekinthetőség kedvéért az illesztésekhez bevezettem a csősúrlódással összevont ζ_{21e} valamint a kilépéssel összevont ζ_{22e} veszteségtényezőket, melyeket az alábbi összefüggések segítségével számíthatunk ki:

$$\zeta_{21e} = \zeta_{21} + \lambda \cdot \frac{L_1}{2 \cdot D_1}, \quad (2.5)$$

$$\zeta_{22e} = \zeta_{22} + 1. \quad (2.6)$$

A λ csőszúrlódási tényező pedig a következő módon határozható meg:

- 1.) $Re_1 < 2320$ esetén λ értéke a lamináris áramlásra vonatkozó analitikus megoldás alapján számítható:

$$\lambda = \frac{64}{Re_1}, \quad (2.7)$$

- 2.) $2320 \leq Re_1 \leq 3 \cdot 10^5$ tartományban pedig a csőszúrlódási tényezőt a Blasius-formula alkalmazásával közelíthetjük, mivel a csőszúrlódás viszonylag kis össznyomás veszteséget képez a rendszerben:

$$\lambda = \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re_1}}. \quad (2.8)$$

A (2.3) összefüggés a következő alakra hozható:

$$p_{\delta 1} = \zeta_{21e} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 + \zeta_{22e} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2. \quad (2.9)$$

A legkisebb négyzetek módszerét esetünkre alkalmazva az alábbi két egyenlethez jutunk:

$$\frac{\partial \left(\sum_{i=1}^n (p_{\delta 1i} - \hat{p}_{\delta 1i})^2 \right)}{\partial \zeta_{21e}} = 0, \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial \left(\sum_{i=1}^n (p_{\delta 1i} - \hat{p}_{\delta 1i})^2 \right)}{\partial \zeta_{22e}} = 0, \quad (2.11)$$

ahol $p_{\delta 1i}$ az i -edik szimulációval kapott belépő össznyomás, n egy adott illesztéshez futtatott szimulációk száma, $\hat{p}_{\delta 1i}$ pedig az alábbi összefüggéssel határozható meg:

$$\hat{p}_{\delta 1i} = \zeta_{21e} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 + \zeta_{22e} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{2i}^2, \quad (2.12)$$

ahol v_1 az adott illesztéshez futtatott szimulációk esetén a belépő átlagsebesség, v_{2i} pedig az i -edik szimulációval kapott v_2 sebesség. A (2.12) összefüggést a (2.10) és (2.11) egyenletekbe behelyettesítve valamint a deriválást elvégezve az alábbi egyenleteket kapjuk:

$$\sum_{i=1}^n \rho \cdot v_1^2 \cdot \left(\zeta_{21e} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 + \zeta_{22e} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{2i}^2 - p_{\delta 1i} \right) = 0, \quad (2.13)$$

$$\sum_{i=1}^n \rho \cdot v_{2i}^2 \cdot \left(\zeta_{21e} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 + \zeta_{22e} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{2i}^2 - p_{\delta 1i} \right) = 0. \quad (2.14)$$

A (2.13) és (2.14) egyenletekből álló egyenletrendszert megoldva ζ_{21e} és ζ_{22e} meghatározhatóak, melyek segítségével ζ_{21} és ζ_{22} a (2.5) valamint (2.6) összefüggésekkel meghatározhatóak.

Az imént bemutatott illesztési eljárást több belépő Reynolds-számra elvégezve ábrázolni tudjuk különböző Re_1 -ek esetén az ezekhez tartozó ζ_{21} - ζ_{22} értékpárokat. A teljes illesztési eljárás alkalmazását egy konkrét esetre később mutatjuk be.

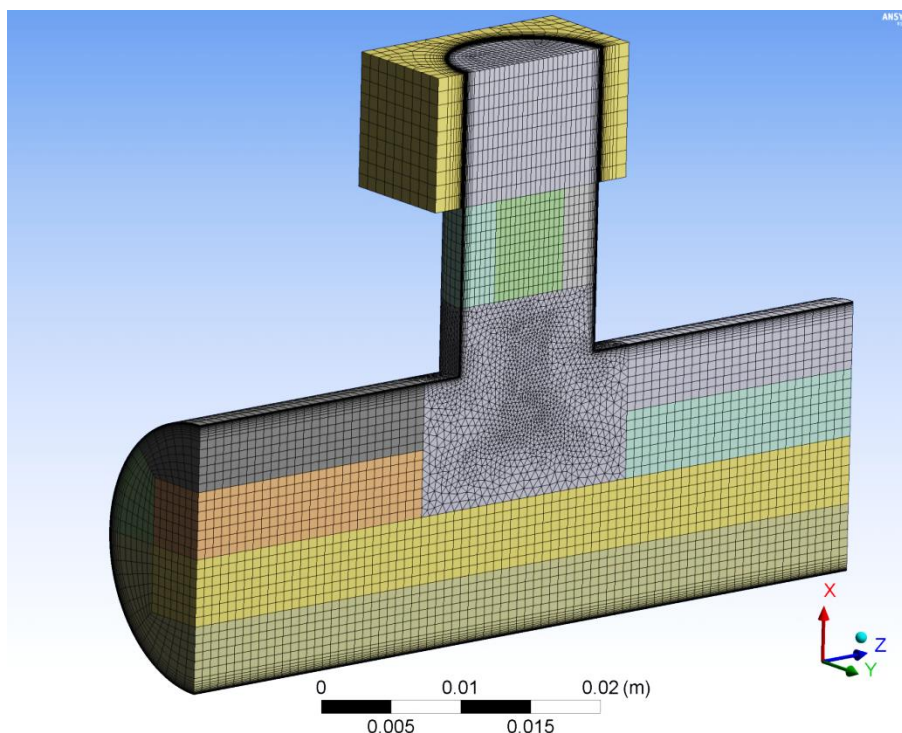
2.2 A CFD modell ismertetése

2.2.1 A geometria, a numerikus háló és a szimulációs beállítások

A veszteségtényezők összesen 40 különböző geometria esetén kerültek meghatározásra. A vizsgált esetek nagy száma miatt egyszerűen paraméterezhető geometria-készítő és hálózó programot volt célszerű használni, ezért a geometriákat az ANSYS DesignModeler, a numerikus hálók pedig az ANSYS Meshing program segítségével készültek el az ANSYS Workbench 14.5 használatával.

A veszteségtényezők meghatározásához az elosztócső egyetlen furatot tartalmazó szegmensét vizsgáltuk (2.1 ábra). A szakirodalomban találkozhatunk olyan módszerekkel, melyek során elosztócsővekben kialakuló sebesség és nyomásmezőket vizsgáltak CFD szimulációk segítségével [13], ezek azonban az elosztócső egészét, a komplex, több leágazással rendelkező geometriát vizsgálták, ezáltal nem volt lehetőség egy adott szegmens paraméteres hidraulikai modelljének felállítására. Az egyik tanulmány [14] vizsgálatának tárgyát egy adott elágazás veszteségtényezőjének háromdimenziós CFD szimulációkkal történő meghatározása képezte, az általunk alkalmazottól azonban lényegesen eltérő elméleti megközelítést és formalizmust alkalmazva. A geometriai elkészítésénél két egyszerűsítéssel éltünk: a szimmetriát kihasználva a vizsgált szegmens egyik felét modelleztük csak, továbbá síkfelületként modelleztük a furat kilépő keresztmetszetét a cső palástja által meghatározott íves kilépő felület hatásának elhanyagolásával, ennek megfelelően a dolgozatban a furatot egy rövid csőszakasznak tekintjük.

Az ANSYS Meshing program MultiZone hálózási módszerét használva csövek vizsgálatához jó minőségű hálók készíthetők, melyek ugyan nem strukturáltak, de nagyon hasonlítanak a legkorszerűbb strukturált hálózók által elkészített numerikus hálókhoz. A módszer használatához több testre bontottuk fel a csövet, és ezeket egyesével behálózva létrehoztuk a 2.2 ábrán látható hálóstruktúrát. A leágazás közelében tetra cellákat alkalmaztunk, a falak közelében pedig inflációs réteget hoztunk létre. A 2.2 ábrán látható háló a $D_2/D_1 = L_2/D_1 = 0.625$ geometriához készült és 240 ezer cellát tartalmaz. Az elosztócső átmérője $D_1 = 0.02$ m, mint minden vizsgált esetben.

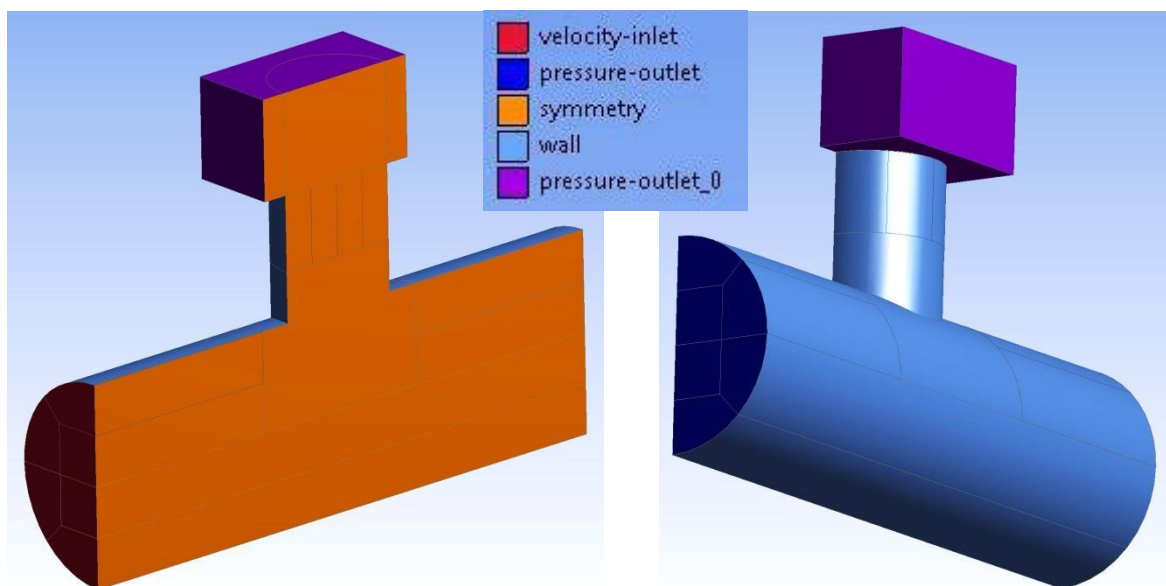


2.2 ábra: A numerikus háló; $D_2/D_1 = 0.625$, $L_2/D_1 = 0.625$

A szimulációk futtatásához az ANSYS FLUENT 14.5 CFD szoftver használtuk. Stacionárius szimulációkat futtatunk nyomás alapú megoldóval. Vizsgálataink során kizárólag k-omega SST turbulencia modellt alkalmaztunk, a vizsgált közeg pedig víz volt. Az alkalmazott peremfeltételek – melyeket a 2.3 ábrán szemléltetünk – a következők:

- előírt sebességprofil a belépésnél (velocity-inlet)
- előírt statikus nyomás az elosztócső kilépő keresztmetszetében valamint a 2.2 ábrán látható téglatest alakú tartomány meghatározott határfelületein (pressure-outlet)
- fal peremfeltétel a cső falánál (wall)
- szimmetria peremfeltétel a szimmetria síkon (symmetry).

A nyomás-sebesség kapcsolásra „Coupled” sémát alkalmazva maximálisan 300 iteráció alatt bekonvergáltak a reziduumok.

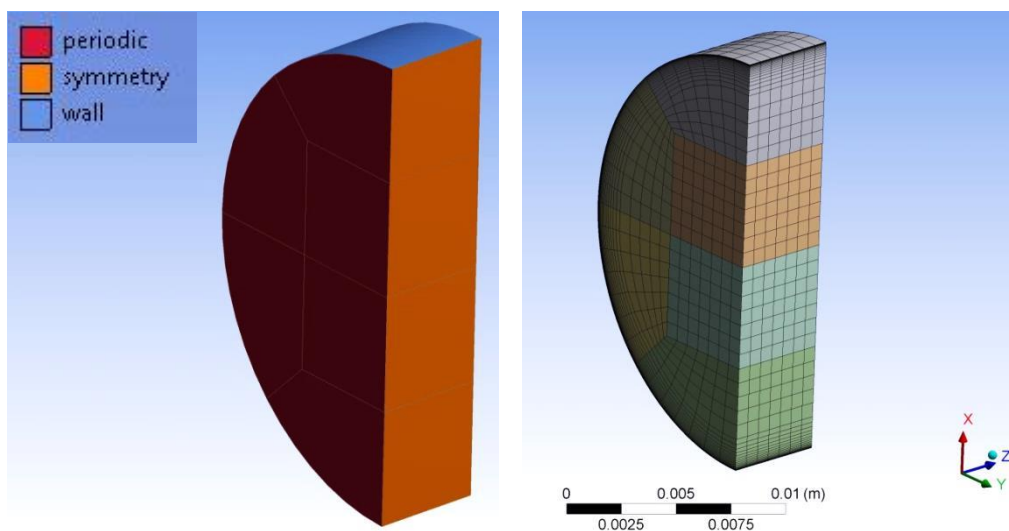


2.3 ábra: Az alkalmazott peremfeltételek

2.2.2 Belépő peremfeltételek előállítása

Összesen kilenc különböző belépő Reynolds-szám (Re_1) mellett futtattunk szimulációkat. Ez azt jelenti, hogy kilenc különböző belépő profil előállítására volt szükség, majd ezeket a profilokat a szimulációk belépő peremfeltételeként írtuk elő. A belépő profilok generálásához alkalmazott geometria a peremfeltételek feltüntetésével valamint a numerikus háló a 2.4 ábrán láthatóak. Az alkalmazott peremfeltételek:

- periodikus peremfeltétel a belépő és kilépő keresztmetszeteken (periodic)
- fal peremfeltétel a cső falánál (wall)
- szimmetria peremfeltétel a szimmetria síkon (symmetry).

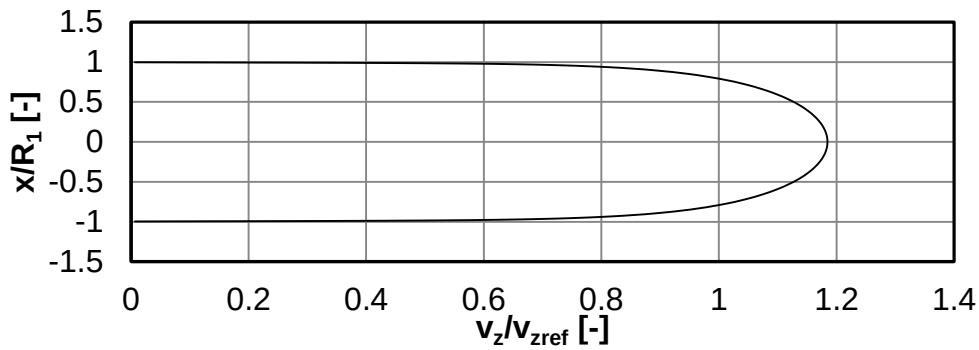


2.4 ábra: A belépő profilok generálásához alkalmazott geometria a peremfeltételek feltüntetésével (balra) és a numerikus háló (jobbra)

A periodikus feltételeknél a tömegáramot minden esetben akkorára állítottuk, amely érték mellett a belépő felületen vett átlagsebességből számolt csőre jellemző Reynolds-szám a kívánt értéket vette fel. A futtatások végén profil fájlokat generáltunk, és ezeket olvastuk be az elosztócső szegmens vizsgálata során futtatott szimulációk belépő peremfeltételeinek beállításakor. Az előállított profil fájlokba az elágazás belépő peremfeltételének megadásához szükséges adatokat tároltuk:

- z irányú sebességkomponens (v_z)
- turbulens kinetikus energia (k)
- specifikus disszipáció (ω)
- az ezekhez tartozó x , y és z koordináták.

A nyomás-sebesség kapcsolásra „Simple” sémát alkalmazva maximálisan 20000 iteráció alatt bekonvergáltak a reziduumok. A többi beállítás megegyezett a furaton végzett szimulációk beállításával. A 2.5 ábrán egy jellemző dimenziótlan sebességprofil láthatunk $Re_1 = 40000$, $v_{zref} = 2$ m/s és $R_1 = D_1/2$ esetén.



2.5 ábra: Dimenziótlan belépő sebességprofil

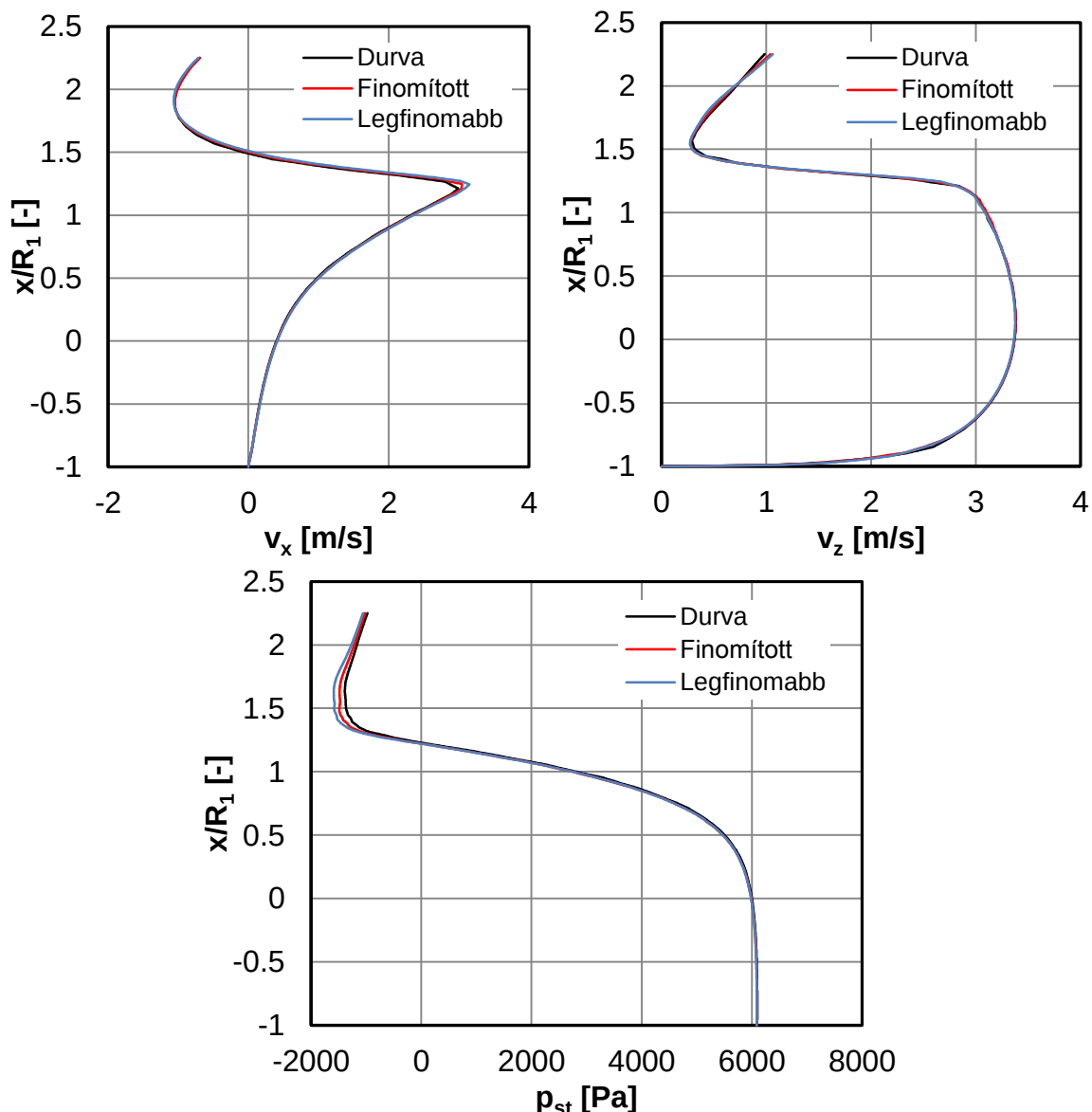
Egy furatsor esetében a furatok módosítják az elosztócsőben kialakuló profilt, ezért a 2.5 ábrán látható profil alkalmazása közelítést jelent, azonban feltételeztük, hogy ez elhanyagolható mértékben befolyásolja a kiáramlást.

2.2.3 Hálófüggetlenségi vizsgálat

Az eredmények numerikus hálótól való függetlenségét, ezáltal a létrehozott háló alkalmazhatóságát hálófüggetlenségi vizsgálatok segítségével igazoltuk. A 2.2 ábrán látható 240 ezer cellát tartalmazó hálót két lépésben sűrítettük, minden irányban egyenlő mértékben növelve az intervallumok számát, ennek eredményeképpen egy 735 ezer és egy 2 millió 250 ezer cellát tartalmazó hálót kaptunk. A hálófüggetlenségi vizsgálat során a csőre jellemző belépő Reynolds-szám értékét $Re_1 = 62700$ -ra állítottuk. Az $O(0,0,0)$ pont (a koordináta-rendszer origója) a belépő keresztmetszetben helyezkedik el, a belépő keresztmetszet és a szimmetriasík metszésvonalán, a falaktól $D_1/2$ távolságra (a kör keresztmetszet középpontjában). A 2.6 ábrán a hálófüggetlenségi vizsgálat eredményei láthatóak. Mindhárom háló esetén ábrázoltuk:

- az x irányú sebességkomponens (v_x) eloszlását,
- a z irányú sebességkomponens (v_z) eloszlását és
- a statikus nyomás (p_{st}) eloszlását

a furat középvonala mentén.

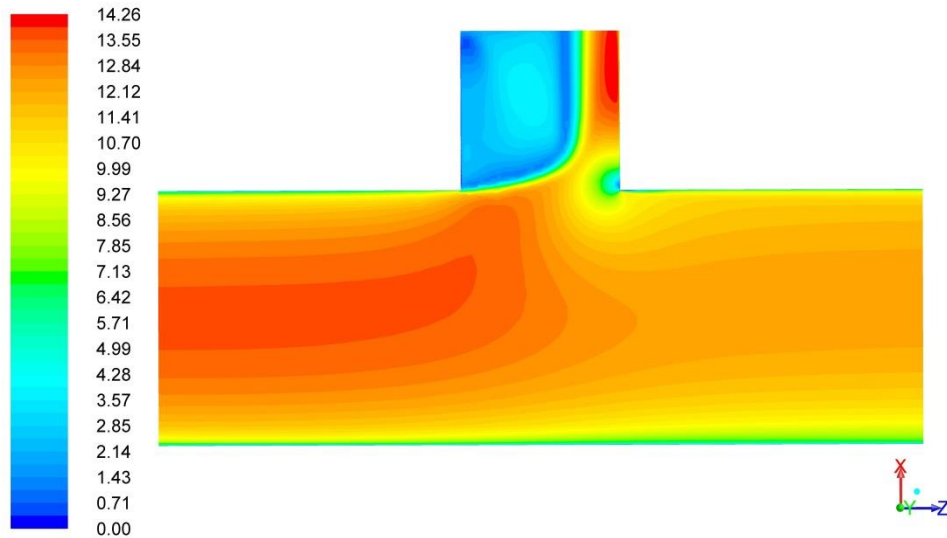


2.6 ábra: A hálófüggetlenségi vizsgálat eredményei: az x irányú sebességkomponens (v_x), a z irányú sebességkomponens (v_z) és a statikus nyomás (p_{st}) eloszlása a furat középvonala mentén

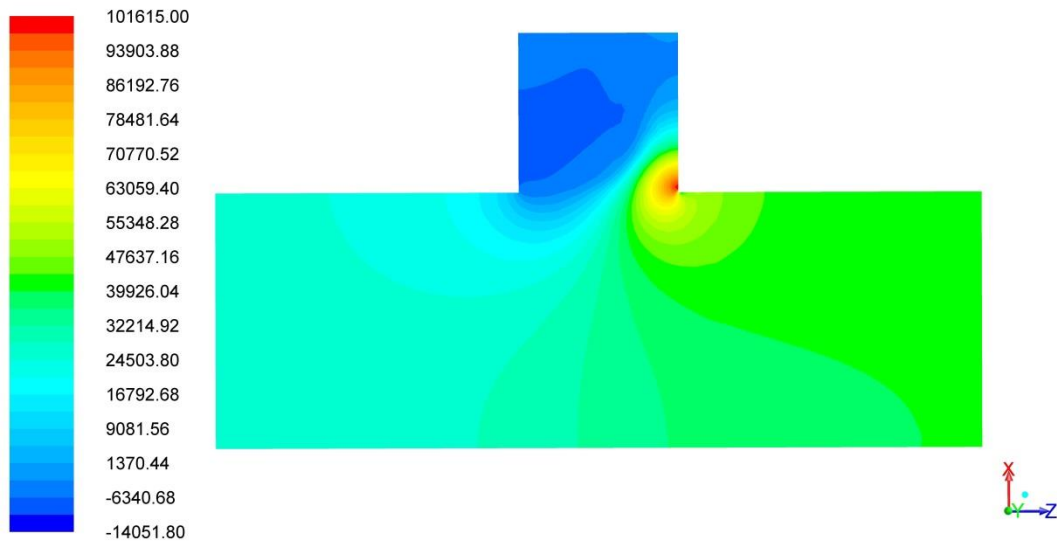
A 2.6 ábrán látható diagramokat elemezve megállapítható, hogy a furat belsejében kismértékű eltérés tapasztalható a három különböző hálón kapott eredmények között. A legnagyobb relatív eltérés a durva és a legfinomabb háló között a statikus nyomás esetében adódott, ennek értéke körülbelül 4 %. A relatív eltérések abszolút értéke minden más esetben kisebb ennél, ezért a további vizsgálatokban a durva hálónak megfelelő felbontást alkalmaztuk.

2.2.4 A szimmetriasíkon kialakuló sebesség- és nyomáseloszlások megjelenítése és elemzése

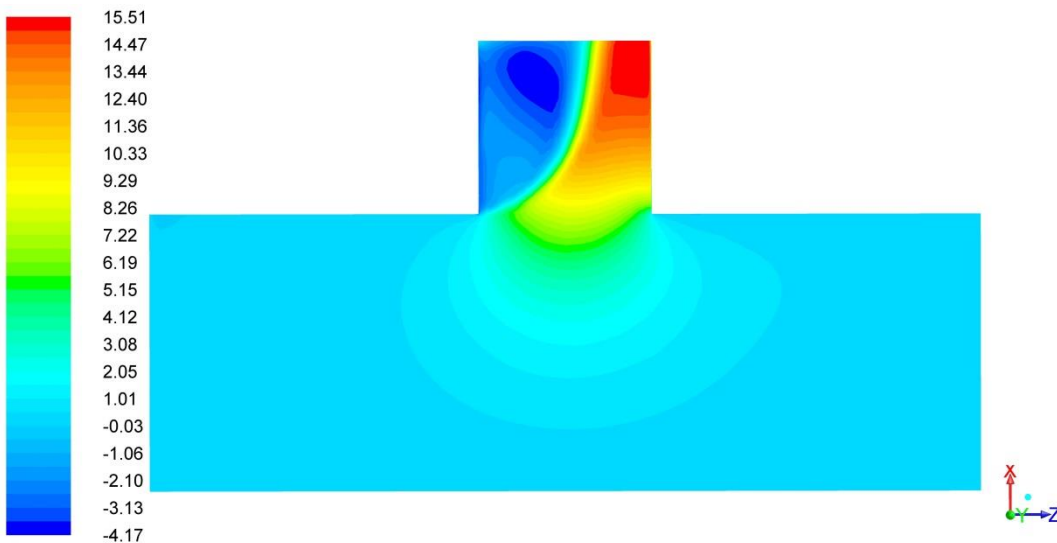
A CFD modell alkalmazhatóságának teljes körű vizsgálatához elengedhetetlen a kialakuló sebesség- és nyomáseloszlások elemzése. A vizsgálatok elvégzéséhez néhány teszt szimulációt futtattunk a $D_2/D_1 = L_2/D_1 = 0.625$ geometriára, különböző belépő Reynolds-számok (Re_1) és sebességviszonyok (v_2/v_1) esetén, és ezek eredményeit láthatjuk a 2.7 - 2.9 ábrákon.



2.7 ábra: Sebességeloszlás a vizsgált elosztócső szegmens szimmetriasíkja mentén; színezés: a sebesség nagysága szerint [m/s]; $D_2/D_1 = 0.625$, $L_2/D_1 = 0.625$; $Re_1 = 240000$, $v_2/v_1 = 0.2748$



2.8 ábra: A statikus nyomás eloszlása a vizsgált elosztócső szegmens szimmetriasíkja mentén; színezés: a statikus nyomás nagysága szerint [Pa]; $D_2/D_1 = 0.625$, $L_2/D_1 = 0.625$; $Re_1 = 240000$, $v_2/v_1 = 0.2748$



2.9 ábra: A v_x eloszlása a vizsgált elosztócső szegmens szimmetriasíkja mentén; színezés: a v_x nagysága szerint [m/s]; $D_2/D_1 = 0.625$, $L_2/D_1 = 0.625$; $Re_1 = 200000$, $v_2/v_1 = 0.6760$

A 2.7 ábrát szemügyre véve megállapítható, hogy a furat hatására az elosztócső kilépő felületén kialakult sebességprofil aszimmetrikus, kismértékben torzult. Ez a jelenség összhangban van a szakirodalom eredményeivel [6]. Az elosztócsőben áramló folyadék egy része az iránytörés során felgyorsulva nekicsapódik a furat falának, ezáltal a furat kilépő keresztmetszetében egy jelentősen torzult sebességprofil alakul ki. A 2.8 ábrán látható nyomáseloszlás megfelel a várakozásainknak: Az elosztócsőben a csökkenő sebesség hatására a statikus nyomás növekszik, valamint jól megfigyelhető a kialakuló torlópont és az itt megjelenő nagy nyomásérték. A 2.9 ábrát elemezve megállapítható, hogy az x irányú sebességkomponens nagysága kizárólag a furatban és a furat közelében tér el nullától. A furat belsejében jelentős visszaáramlás is megfigyelhető. Az eloszlások vizsgálatánál tapasztalt eredmények összhangban vannak várakozásainkkal és a szakirodalmi eredményekkel egyaránt, ezért a CFD modellt alkalmasnak találtuk a veszteségtényezők meghatározására.

2.3 A veszteségtényezők meghatározása a szimulációk eredményeinek felhasználásával

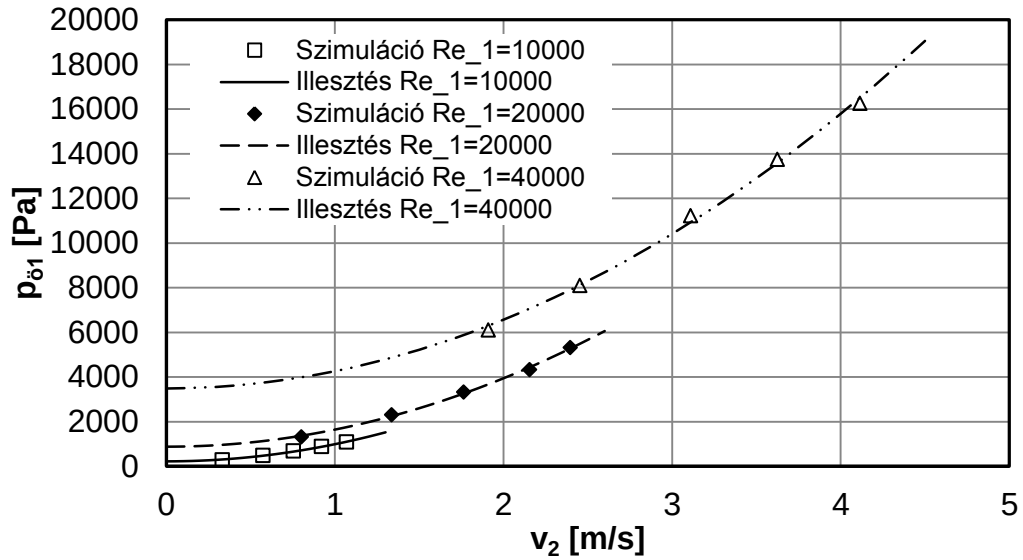
2.3.1 A két veszteségtényező meghatározása a geometria és a belépő Reynolds-szám függvényében

A korábban ismertetett illesztési eljárást először a $D_2/D_1 = L_2/D_1 = 0.625$ geometria esetén alkalmaztuk. Kilenc különböző belépő Reynolds-szám mellett futtattunk szimulációkat, és mindegyik Re_1 értéknél 5-10 különböző statikus nyomásértéket írtunk elő az elosztócső kilépő keresztmetszetében ügyelve arra, hogy kellően széles sebességviszony (v_2/v_1) tartományban vizsgálódjunk. Az $Re_1 = 10000$ -tól $Re_1 = 300000$ -ig terjedő tartományt vizsgáltuk, ez a mérnöki gyakorlat számára legfontosabb Reynolds-szám tartomány.

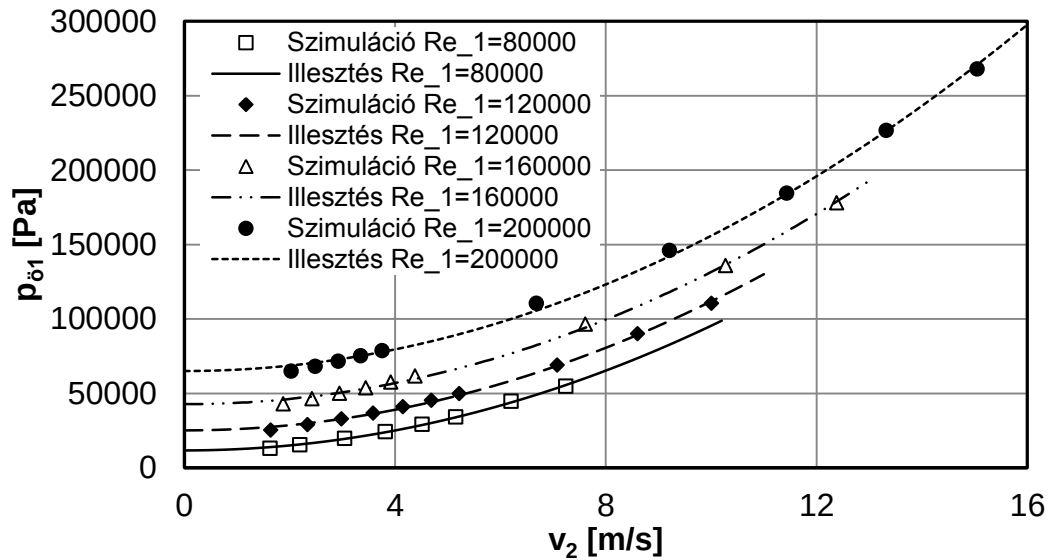
A (2.9) összefüggést szemügyre véve jól látható, hogy mely mennyiségek lekérdezésre volt szükségünk az illesztés elvégzéséhez. Ennek megfelelően minden egyes futtatott szimuláció esetén lekérdezésre került a tömegárammal súlyozott átlagos össznyomás a belépő felületen és a furaton kilépő térfogatáram, melyből az alábbi összefüggés segítségével a v_2 átlagsebesség egyszerűen kiszámítható:

$$v_2 = \frac{q_{v2}}{\frac{D_2^2 \cdot \pi}{4}}, \quad (2.15)$$

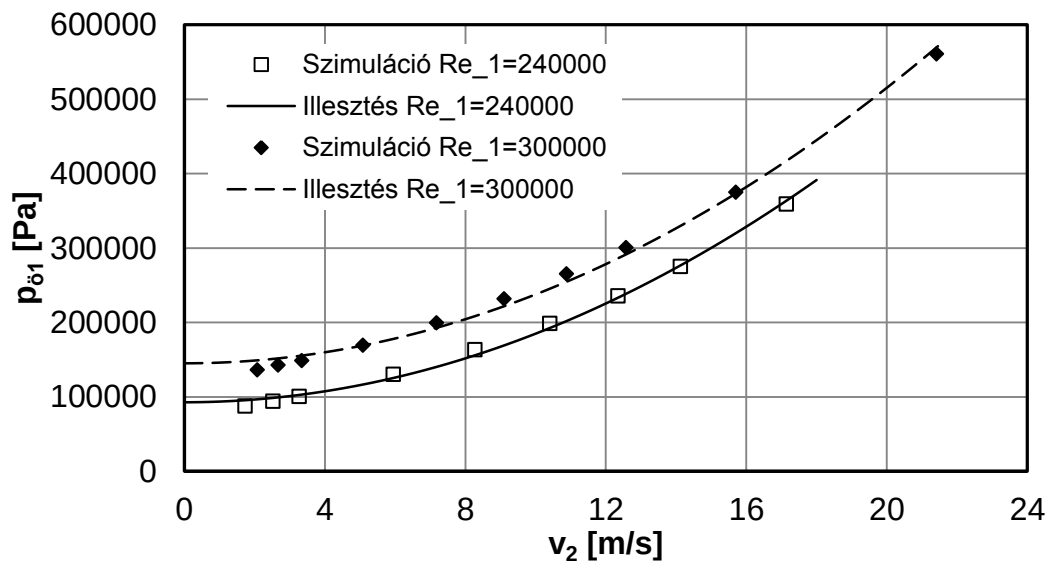
ahol q_{v2} a furaton kilépő térfogatáram. A belépő sebességprofilt minden esetben mi írtuk elő, így a v_1 belépő átlagsebesség ismert volt. A 2.1 fejezetben bemutatott illesztési eljárást alkalmazva, a különböző belépő Reynolds-számok mellett végzett illesztések eredményei láthatóak a 2.10 - 2.13 ábrákon.



2.10 ábra: Össznyomás veszteség a furaton kilépő átlagsebesség (v_2) függvényében; $Re_1 = 10000 \dots 40000$

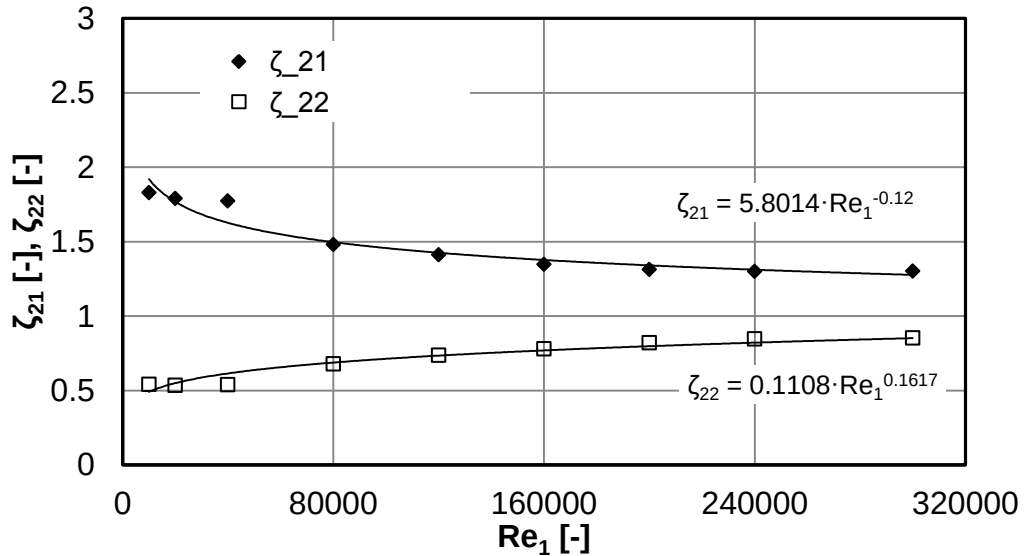


2.11 ábra: Össznyomás veszteség a furaton kilépő átlagsebesség (v_2) függvényében; $Re_1 = 80000 \dots 200000$



2.12 ábra: Össznyomás veszteség a furaton kilépő átlagsebesség (v_2) függvényében; $Re_1 = 240000 \dots 300000$

Az illesztési eljárás segítségével közvetlenül a ζ_{21e} és ζ_{22e} értékeket határozzuk meg, a (2.5) és (2.6) összefüggéseket felhasználva tudjuk ezekből a ζ_{21} és ζ_{22} értékeket kiszámolni. Látható, hogy minden belépő Reynolds-számra adódott egy ζ_{21} - ζ_{22} értékpár (2.13 ábra).



2.13 ábra: Veszteségtényezők a csőre jellemző belépő Reynolds-szám (Re_1) függvényében

A kapott pontokra görbét illesztve két hatványkitevős formulát kapunk, melyek segítségével a veszteségtényezők meghatározhatóak tetszőleges belépő Reynolds-szám esetén. Ez tehát a második illesztés, melynek eredményeképpen a veszteségtényezők közelítése az alábbi általános hatványkitevős formulák segítségével történhet:

$$\tilde{\zeta}_{21} = A_1 \cdot Re_1^{B_1}, \quad (2.16)$$

$$\tilde{\zeta}_{22} = A_2 \cdot Re_1^{B_2}, \quad (2.17)$$

ahol A_1 , B_1 , A_2 és B_2 adott geometria esetén az illesztések eredményeképpen adódó konstansok.

Az illesztési eljárás eredményeit látva az eljárás néhány további jellemzőjéről mindenképpen szót kell ejtenünk. Meg kell vizsgálnunk:

- a számolt össznyomás-különbség illesztésből eredő modellhibáját,
- az illesztésből eredő modellhiba változását, amennyiben az illesztéshez – minden egyes Re_1 esetén – csupán három szimulációs pontot használunk fel
- az elmélet helyességét, illetve az alkalmazhatóságának határait.

A számolt össznyomás-különbség illesztésből eredő modellhibáját a $p_{\delta li}$ értékek – (2.16) és (2.17) összefüggések felhasználásával kapott veszteségtényezőkkel számolt – $\tilde{p}_{\delta li}$ görbéhez viszonyított relatív szórásával jellemezzük, mely relatív szórás számítására a következő összefüggés alkalmazható:

$$V_{2p_{\delta li}} = 100 \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\tilde{p}_{\delta li}^2} (p_{\delta li} - \tilde{p}_{\delta li})^2}{n-1}}. \quad (2.18)$$

A $\tilde{p}_{\delta li}$ pedig az alábbi összefüggés segítségével számítható ki:

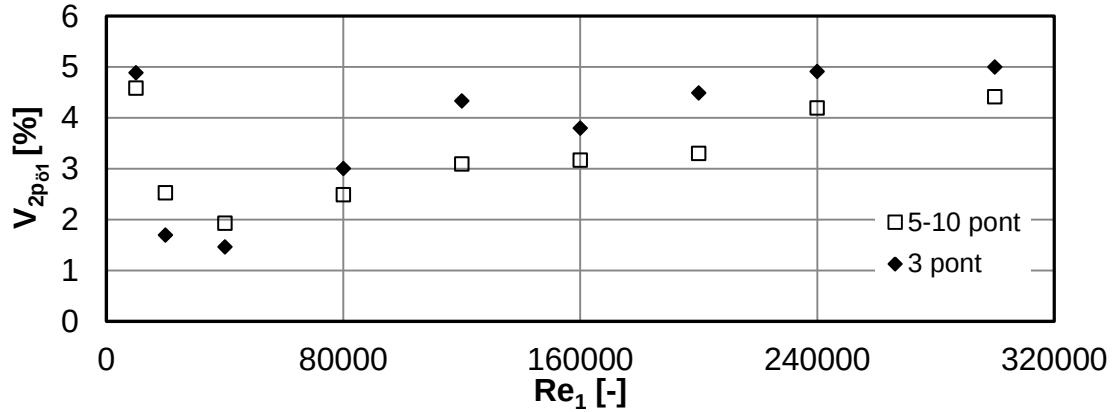
$$\tilde{p}_{\delta li} = \tilde{\zeta}_{21e} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1 + \tilde{\zeta}_{22e} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{2i}. \quad (2.19)$$

A $\tilde{\zeta}_{21e}$ és $\tilde{\zeta}_{22e}$ veszteségtényezőket a (2.5) és (2.6) összefüggések analógiájára a következőképpen számíthatjuk ki:

$$\tilde{\zeta}_{21e} = \tilde{\zeta}_{21} + \lambda \cdot \frac{L_1}{2 \cdot D_1}, \quad (2.20)$$

$$\tilde{\zeta}_{22e} = \tilde{\zeta}_{22} + 1, \quad (2.21)$$

A (2.18) összefüggést alkalmazva a relatív szórás értékét %-ban kapjuk meg. A 2.14 ábrán a $p_{\delta li}$ értékek relatív szórását láthatjuk különböző belépő Reynolds-számok mellett végzett illesztések esetén. Az ábrán a három pontra történő illesztés esetén adódó relatív szórás értékeket is feltüntettük.



2.14 ábra: A $p_{\delta li}$ értékek relatív szórása különböző belépő Reynolds-számok mellett végzett illesztések esetén

A 2.14 ábrán látható, hogy a relatív szórás értéke minden esetben 5% alatt van, az illesztési eljárás tehát kellően pontos értékeket ad a veszteségtényezőkre, a három pontra történő illesztés esetén is. Ezt követően minden egyes illesztéshez három szimulációs pontot használtunk fel, így a 40 különböző geometriának és kilenc különböző belépő Reynolds-számnak megfelelően összesen 1080 szimulációt futtattunk. A szimulációk során a D_2/D_1 arány esetében a 0.2 és 1 közötti, míg az L_2/D_1 arány esetében a 0.1 és 2 közötti tartományt vizsgáltuk. A futtatott szimulációk eredményeit felhasználva minden vizsgált geometria esetén meghatároztuk az A_1 , B_1 , A_2 és B_2 konstansokat valamint az illesztéseket jellemző átlagos relatív szórás értékét, melyet az alábbi összefüggés segítségével számítottunk ki:

$$\bar{V}_{2p_{\delta l}} = \frac{\sum_{j=1}^9 100 \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\tilde{p}_{\delta li}^2} (p_{\delta li} - \tilde{p}_{\delta li})^2}{n-1}}}{9}. \quad (2.22)$$

Az eredményeket a 2.1 táblázatban ismertetjük, ahol minden sorhoz 27 futtatás tartozik.

2.1 táblázat: A veszteségtényezők meghatározására szolgáló konstansok és a számolt össznyomás-különbség illesztésből eredő átlagos modellhibája különböző geometriák esetén

D_2/D_1 [-]	L_2/D_1 [-]	A_1 [-]	B_1 [-]	A_2 [-]	B_2 [-]	$\bar{V}_{2p_{01}}$ [%]
0.2	0.1	10.083	-0.114	0.8728	0.0313	1.2427
0.3	0.1	5.8802	-0.087	0.8595	0.0306	1.5422
0.4	0.1	4.2036	-0.071	0.8274	0.0288	1.9971
0.5	0.1	3.6174	-0.068	0.7982	0.0302	2.4658
0.625	0.1	3.4798	-0.075	0.5538	0.0625	2.4661
0.75	0.1	3.5127	-0.084	0.3438	0.1046	2.6899
0.875	0.1	2.8319	-0.071	0.3222	0.1122	2.5838
1	0.1	2.2115	-0.055	0.3855	0.0987	2.6079
0.2	0.3	3.6332	-0.045	0.8278	0.0087	0.7531
0.3	0.3	5.8706	-0.087	0.6124	0.0358	2.0411
0.4	0.3	7.1233	-0.111	0.3742	0.0797	3.5440
0.5	0.3	4.4354	-0.083	0.401	0.0748	3.0683
0.625	0.3	5.6771	-0.114	0.1713	0.1489	3.5691
0.75	0.3	4.2993	-0.099	0.1137	0.1898	3.6485
0.875	0.3	2.7394	-0.068	0.2005	0.1505	3.7103
1	0.3	2.8628	-0.078	0.1836	0.1759	3.6278
0.2	0.625	12.968	-0.168	0.6428	0.0063	0.5939
0.3	0.625	5.3769	-0.093	0.5567	0.0176	0.9683
0.4	0.625	5.1465	-0.092	0.4231	0.0421	1.7579
0.5	0.625	5.1426	-0.099	0.2707	0.0801	2.1191
0.625	0.625	5.4776	-0.113	0.1331	0.1408	2.6903
0.75	0.625	3.8547	-0.091	0.1361	0.1422	3.1327
0.875	0.625	2.3516	-0.056	0.249	0.0993	3.3224
1	0.625	2.3556	-0.064	0.1674	0.1571	3.5201
0.2	1.25	23.848	-0.224	0.9259	-0.029	0.7306
0.3	1.25	6.2569	-0.125	0.7591	-0.017	0.6732
0.4	1.25	3.2917	-0.074	0.6613	-0.01	0.6311
0.5	1.25	2.7183	-0.059	0.5255	0.0031	0.6527
0.625	1.25	2.7805	-0.062	0.3379	0.033	1.2855
0.75	1.25	2.6523	-0.062	0.1999	0.074	2.4805
0.875	1.25	2.6878	-0.067	0.1616	0.0898	3.6135
1	1.25	2.0689	-0.051	0.1502	0.1096	4.2329
0.2	2	42.031	-0.265	1.291	-0.051	0.9170
0.3	2	9.7335	-0.165	0.9867	-0.037	0.8213
0.4	2	3.7704	-0.095	0.8852	-0.035	0.8292
0.5	2	2.4843	-0.064	0.7852	-0.032	1.0128
0.625	2	1.5854	-0.025	0.8916	-0.054	1.5377
0.75	2	1.6507	-0.029	0.6665	-0.039	1.3565
0.875	2	2.141	-0.053	0.2594	0.0347	2.2265
1	2	1.4355	-0.025	0.4249	0.0067	4.1401

A 2.13 ábrát és a 2.1 táblázatot szemügyre véve megállapítható, hogy ζ_{21} értéke a vizsgált Re_1 tartományon belül minden esetben nagyobb egynél. Ez nagyon kis kilépő statikus nyomás értékeknél fizikailag értelmetlen eredményt ad, mert amikor $p_{\delta 1}$ megközelítőleg megegyezik a főági dinamikus nyomással, az elmélet szerint a furaton keresztül beszívás történne. A ζ_{21} értékét kis sebességviszonyok esetén $\zeta_{21} = 1$ értékben maximalizálni szükséges. Ennek megfelelően a futtatott szimulációk eredményeit felhasználva, $\zeta_{21} = 1$ -et feltételezve ismét elvégeztük az illesztési eljárást.

2.3.2 Az illesztési eljárás alkalmazása $\zeta_{21} = 1$ feltételezése mellett

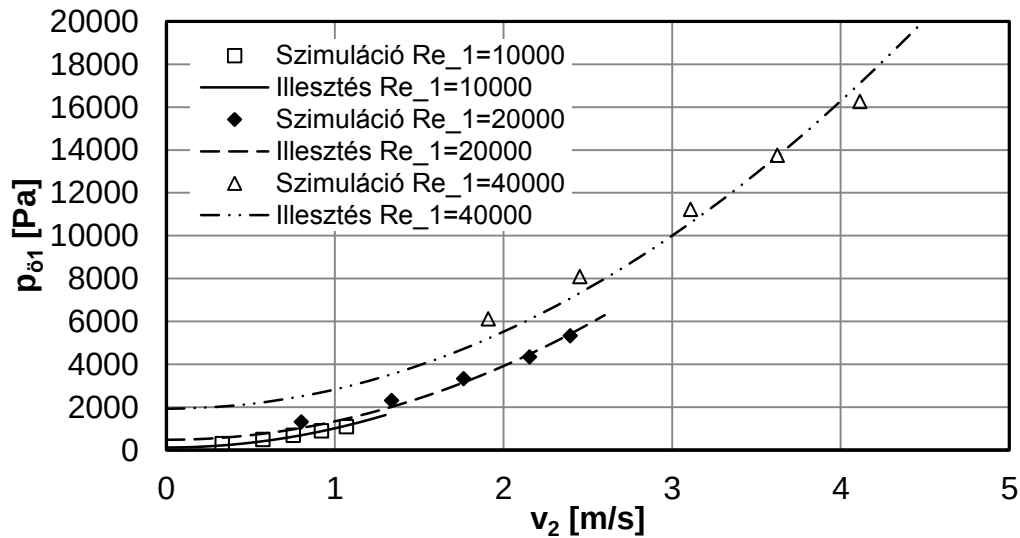
A (2.3) összefüggés $\zeta_{21} = 1$ feltételezése esetén a következő alakban írható fel:

$$p_{\delta 1} = \left(1 + \lambda \cdot \frac{L_1}{2 \cdot D_1}\right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 + \zeta_{22e} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2. \quad (2.23)$$

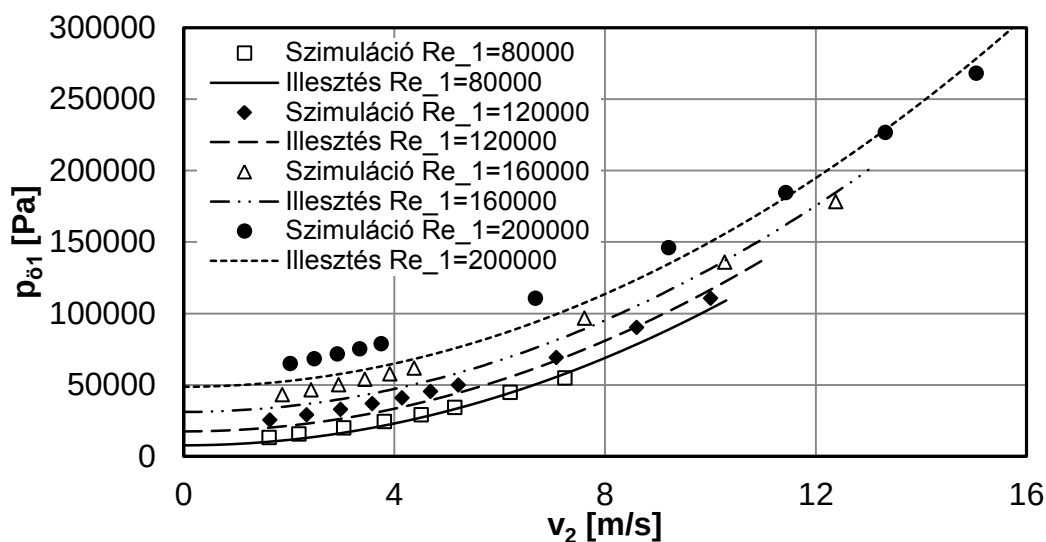
Ebben az esetben az illesztési eljárás során a (2.11) egyenletből adódóan az alábbi egyenletet kellett megoldanunk ahhoz, hogy a ζ_{22e} veszteségtényezőt meg tudjuk határozni:

$$\sum_{i=1}^n \rho \cdot v_{2i}^2 \cdot \left(\left(1 + \lambda \cdot \frac{L_1}{2 \cdot D_1}\right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 + \zeta_{22e} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{2i}^2 - p_{\delta 1i} \right) = 0. \quad (2.24)$$

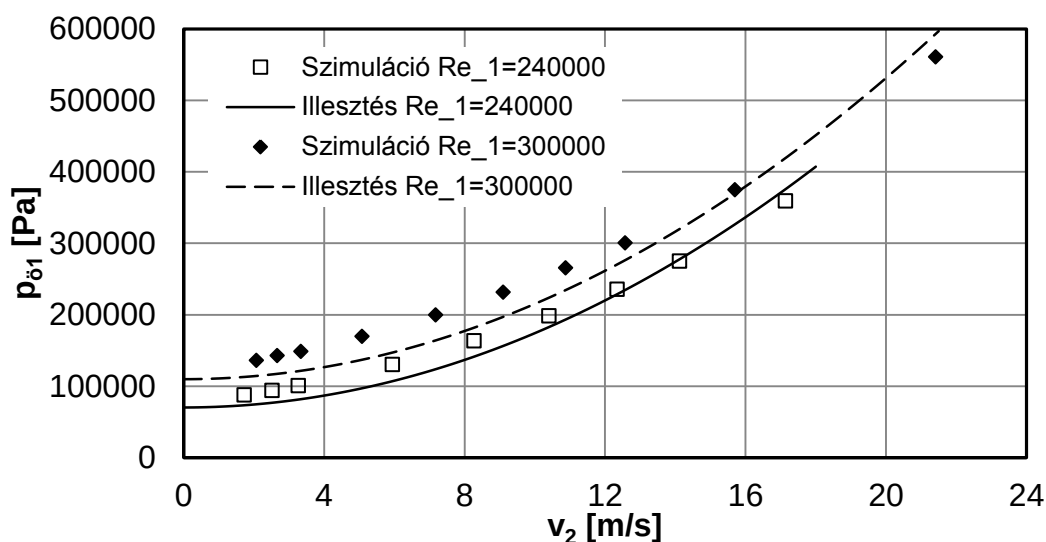
Ennek az illesztési eljárásnak eredményei láthatók a 2.15 - 2.18 ábrákon, az eljárást a $D_2/D_1 = L_2/D_1 = 0.625$ geometria esetén alkalmazva, $\zeta_{21} = 1$ -et feltételezve.



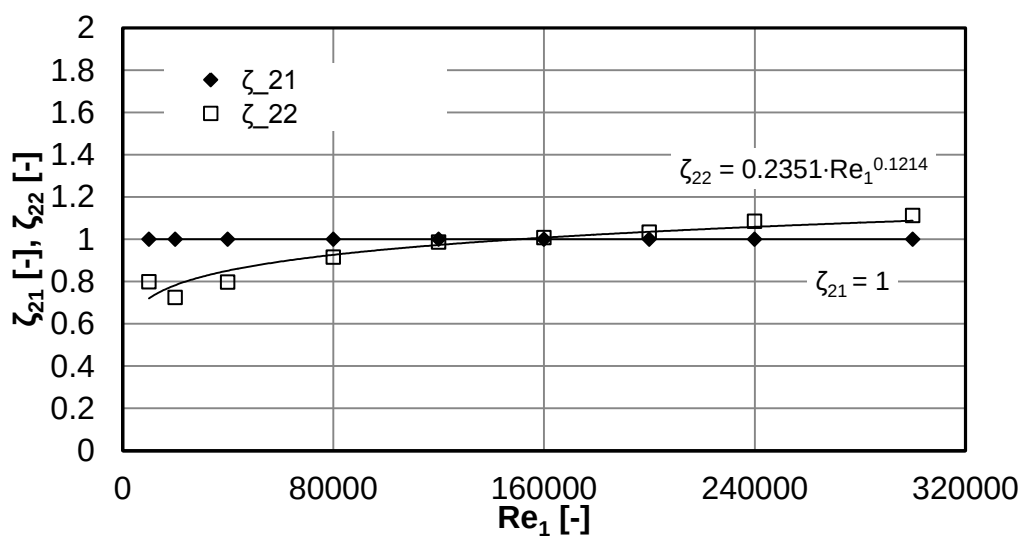
2.15 ábra: Össznyomás veszteség a furaton kilépő átlagsebesség (v_2) függvényében $\zeta_{21} = 1$ feltételezése mellett végzett illesztések esetén; $Re_1 = 10000 \dots 40000$



2.16 ábra: Össznyomás veszteség a furaton kilépő átlagsebesség (v_2) függvényében $\zeta_{21} = 1$ feltételezése mellett végzett illesztések esetén; $Re_1 = 80000 \dots 200000$



2.17 ábra: Össznyomás veszteség a furaton kilépő átlagsebesség (v_2) függvényében $\zeta_{21} = 1$ feltételezése mellett végzett illesztések esetén; $Re_1 = 240000 \dots 300000$



2.18 ábra: Veszteségtényezők a csőre jellemző belépő Reynolds-szám (Re_1) függvényében $\zeta_{21} = 1$ feltételezése mellett végzett illesztések esetén

A $\zeta_{21} = 1$ feltételezése mellett végzett illesztések eredményeképpen a ζ_{22} veszteségtényező közelítése az alábbi általános hatványkitevős formula segítségével történhet:

$$\check{\zeta}_{22} = C \cdot Re_1^D, \quad (2.25)$$

ahol C és D adott geometria esetén az illesztések eredményeképpen adódó konstansok.

A számolt össznyomás-különbség illesztésből eredő modellhibáját ezúttal a $p_{\delta 1i}$ értékek – (2.25) összefüggés felhasználásával kapott veszteségtényezővel számolt – $\check{p}_{\delta 1i}$ görbéhez viszonyított relatív szórásával jellemezzük, mely relatív szórás számítására a következő összefüggés alkalmazható:

$$V_{1p_{\delta 1}} = 100 \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\check{p}_{\delta 1i}^2} (p_{\delta 1i} - \check{p}_{\delta 1i})^2}{n-1}}. \quad (2.26)$$

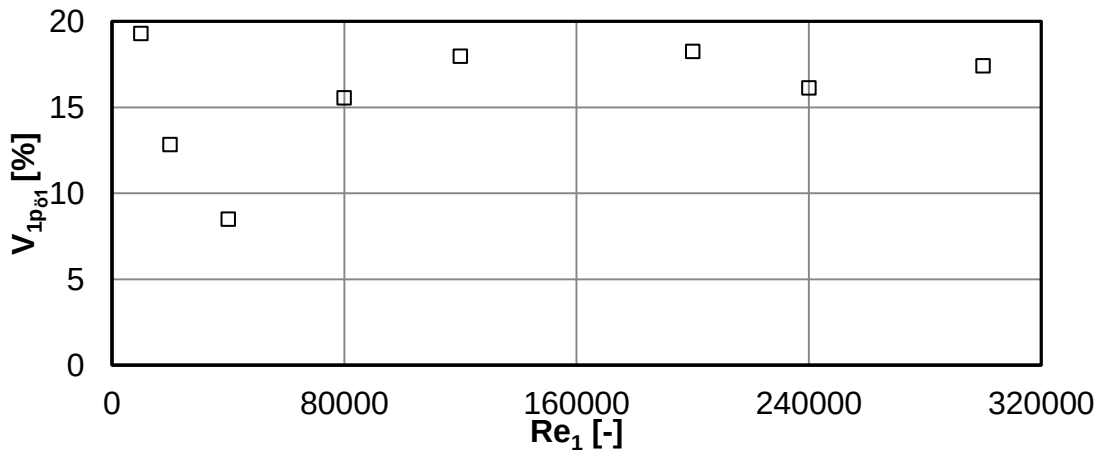
A $\check{p}_{\delta 1i}$ pedig az alábbi összefüggés segítségével számítható ki:

$$\check{p}_{\delta 1i} = \left(1 + \lambda \cdot \frac{L_1}{2 \cdot D_1}\right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1 + \check{\zeta}_{22e} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{2i}. \quad (2.27)$$

A $\check{\zeta}_{22e}$ veszteségtényezőt a (2.6) összefüggés analógiájára a következőképpen számíthatjuk ki:

$$\check{\zeta}_{22e} = \check{\zeta}_{22} + 1. \quad (2.28)$$

A 2.19 ábrán a $p_{\delta 1i}$ értékek relatív szórását láthatjuk $\zeta_{21} = 1$ feltételezésével, különböző belépő Reynolds-számok mellett végzett illesztések esetén.



2.19 ábra: A $p_{\delta 1i}$ értékek relatív szórása $\zeta_{21} = 1$ feltételezésével, különböző belépő Reynolds-számok mellett végzett illesztések esetén

A futtatott szimulációk eredményeit felhasználva a $\zeta_{21} = 1$ feltételezése mellett végzett illesztések esetén meghatároztuk minden vizsgált geometriánál a C és D konstansokat valamint az illesztéseket jellemző átlagos relatív szórás értékét, melyet az alábbi összefüggés segítségével számítottunk ki:

$$\bar{V}_{1p_{\delta 1}} = \frac{\sum_{j=1}^9 100 \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\check{p}_{\delta 1i}^2} (p_{\delta 1i} - \check{p}_{\delta 1i})^2}{n-1}}}{9}. \quad (2.29)$$

A $\zeta_{21} = 1$ feltételezése mellett végzett illesztések eredményeit a 2.2 táblázatban foglaljuk össze.

2.2 táblázat: $\zeta_{21}=1$ feltételezése mellett végzett illesztések eredményeképpen adódó, ζ_{22} meghatározására szolgáló konstansok és a számolt össznyomás-különbség illesztésből eredő átlagos modellhibája különböző geometriák esetén

D_2/D_1 [-]	L_2/D_1 [-]	C [-]	D [-]	$\bar{V}_{1p01}$ [%]
0.2	0.1	0.9385	0.0305	7.2259
0.3	0.1	0.9503	0.0305	11.0255
0.4	0.1	0.9419	0.0295	13.8737
0.5	0.1	0.9644	0.0288	14.9689
0.625	0.1	0.7926	0.0482	14.5162
0.75	0.1	0.6455	0.0682	13.6722
0.875	0.1	0.6293	0.0726	12.4697
1	0.1	0.7741	0.0566	10.6004
0.2	0.3	0.8316	0.0129	5.2402
0.3	0.3	0.6911	0.035	10.4583
0.4	0.3	0.5352	0.0641	15.2147
0.5	0.3	0.5505	0.0645	16.2839
0.625	0.3	0.3766	0.1013	16.7135
0.75	0.3	0.3129	0.1233	15.0940
0.875	0.3	0.437	0.1024	13.0082
1	0.3	0.4808	0.109	10.5897
0.2	0.625	0.7374	-0.002	3.4718
0.3	0.625	0.6353	0.0145	7.7142
0.4	0.625	0.5532	0.0334	12.7851
0.5	0.625	0.4344	0.0578	14.9017
0.625	0.625	0.3367	0.0827	15.3031
0.75	0.625	0.3529	0.0829	14.0913
0.875	0.625	0.4635	0.0665	12.0534
1	0.625	0.445	0.0878	9.3261
0.2	1.25	1.1157	-0.041	2.9356
0.3	1.25	0.9025	-0.027	4.0890
0.4	1.25	0.7771	-0.016	6.1331
0.5	1.25	0.6345	-0.00004	9.1441
0.625	1.25	0.5011	0.0192	11.9243
0.75	1.25	0.3897	0.0417	12.7141
0.875	1.25	0.4194	0.037	12.4107
1	1.25	0.3785	0.0539	10.1516
0.2	2	1.6259	-0.067	4.0981
0.3	2	1.2471	-0.053	3.7725
0.4	2	1.1091	-0.048	4.8761
0.5	2	0.9682	-0.043	4.6564
0.625	2	0.932	-0.046	7.0589
0.75	2	0.7977	-0.037	7.9922
0.875	2	0.6103	-0.015	8.5733
1	2	0.8706	-0.037	7.6953

A 2.14 és 2.19 ábrákat valamint a 2.1 és 2.2 táblázatokat összehasonlítva belátható, hogy lényegesen pontosabb illesztés végrehajtását teszi lehetővé az a megközelítés, amely esetén mindkét veszteségtényezőt illesztéssel határozzuk meg a belépő Reynolds-szám függvényeként. Érdekes tehát megvizsgálni, hogy mi az a kritikus sebességviszony $((v_2/v_1)_{krit})$, amely fölött a $\zeta_{21} = 1$ feltételezése mellett végzett illesztésről áttérhetünk a mindkét veszteségtényezőt illesztéssel meghatározó megközelítésre.

2.3.3 A furatra átszámított effektív veszteségtényező és a kritikus sebességviszony

A két különböző illesztési eljárás alkalmazásával adódó veszteségek összehasonlításához, így a kritikus sebességviszony meghatározásához bevezettük a furatra átszámított effektív veszteségtényező fogalmát, melyet az alábbi összefüggés segítségével definiáltunk:

$$p_{\hat{o}1} - \lambda \cdot \frac{L_1}{2 \cdot D_1} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 - p_{\hat{o}2} = \zeta_{eff} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2. \quad (2.30)$$

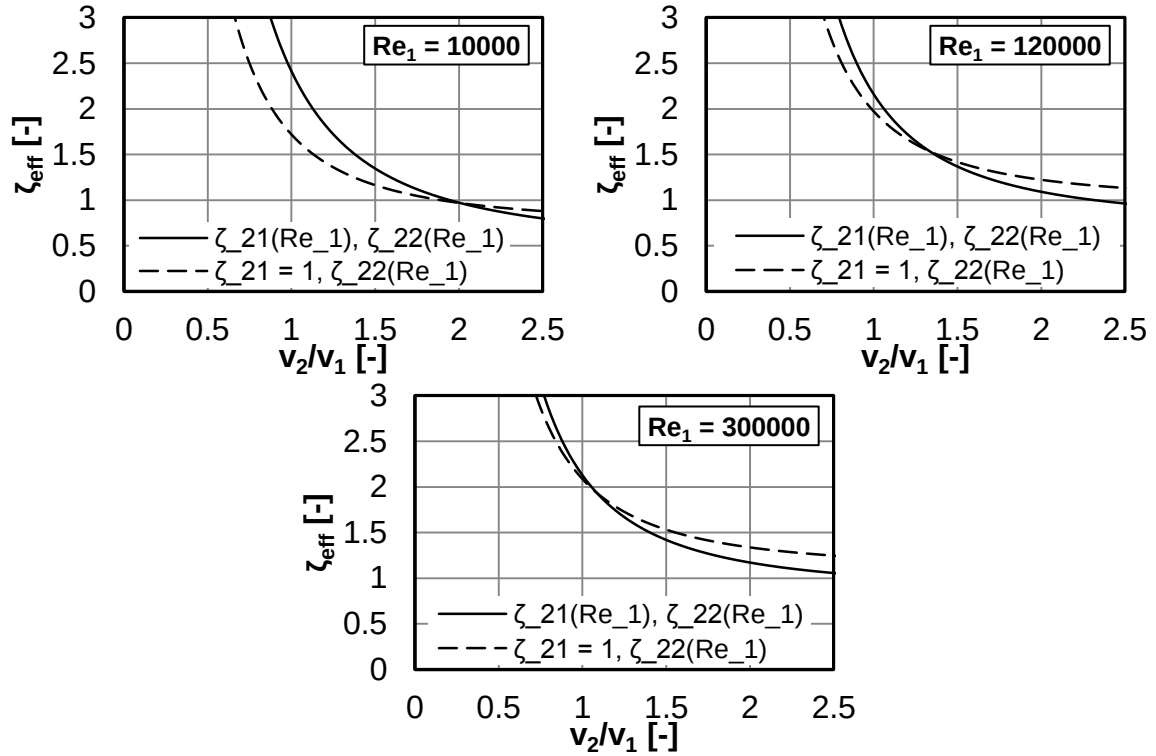
A (2.1) és (2.30) összefüggéseket kombinálva a következő összefüggéshez juthatunk:

$$\zeta_{eff} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2 = \zeta_{21} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 + \zeta_{22} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2, \quad (2.31)$$

mely segítségével ζ_{eff} az alábbi módon fejezhető ki:

$$\zeta_{eff} = \zeta_{22} + \zeta_{21} \cdot \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{-2}. \quad (2.32)$$

Fontos megemlíteni, hogy a ζ_{21} és a ζ_{22} nem függ a sebességviszonytól, a ζ_{eff} azonban igen. A ζ_{21} és ζ_{22} veszteségtényezők a geometria és Re_1 függvényei, ezért a (2.32) összefüggés alapján megállapítható, hogy adott geometria és belépő Reynolds-szám (Re_1) esetén ζ_{eff} ábrázolható a sebességviszony (v_2/v_1) függvényében. A 2.20 ábrán a $D_2/D_1 = L_2/D_1 = 0.625$ geometriát vizsgálva a két különböző megközelítés alapján számolt, furatra átszámított effektív veszteségtényezők láthatók a sebességviszony (v_2/v_1) függvényében, három különböző Re_1 esetén.



2.20 ábra: A két különböző megközelítés alapján számolt, furatra átszámított effektív veszteségtényezők a sebességviszony (v_2/v_1) függvényében, három különböző belépő Reynolds-szám (Re_1) esetén; $D_2/D_1 = 0.625$, $L_2/D_1 = 0.625$

A 2.20 ábrát elemezve megállapítható, hogy a vizsgált esetek mindegyikében van metszéspontja a két különböző megközelítés alapján meghatározott ζ_{eff} görbéknek. A kritikus sebességviszony minden esetben a két ζ_{eff} görbe metszéspontjánál van. A metszéspont meghatározásához a (2.32) összefüggést használjuk fel. A metszéspont ott található, ahol az alábbi összefüggés érvényes:

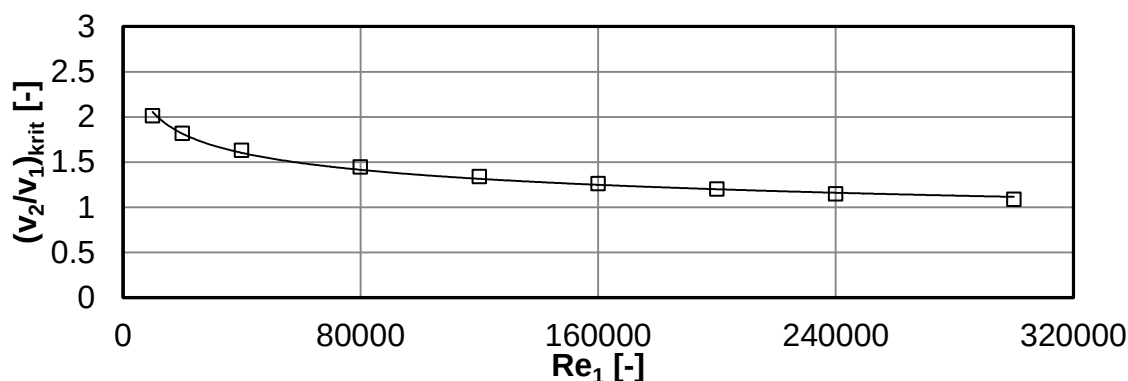
$$\tilde{\zeta}_{22} + \tilde{\zeta}_{21} \cdot \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{-2} = \check{\zeta}_{22} + \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{-2}. \quad (2.33)$$

Ennek segítségével a kritikus sebességviszony $((v_2/v_1)_{krit})$ kifejezhető:

$$\left(\frac{v_2}{v_1} \right)_{krit} = \sqrt{\frac{\tilde{\zeta}_{21} - 1}{\check{\zeta}_{22} - \tilde{\zeta}_{22}}}. \quad (2.34)$$

Amennyiben $\tilde{\zeta}_{21} \geq 1$ és $\check{\zeta}_{22} > \tilde{\zeta}_{22}$, vagy $\tilde{\zeta}_{21} \leq 1$ és $\check{\zeta}_{22} < \tilde{\zeta}_{22}$, $(v_2/v_1)_{krit}$ létezik és kiszámítható a (2.34) összefüggés segítségével.

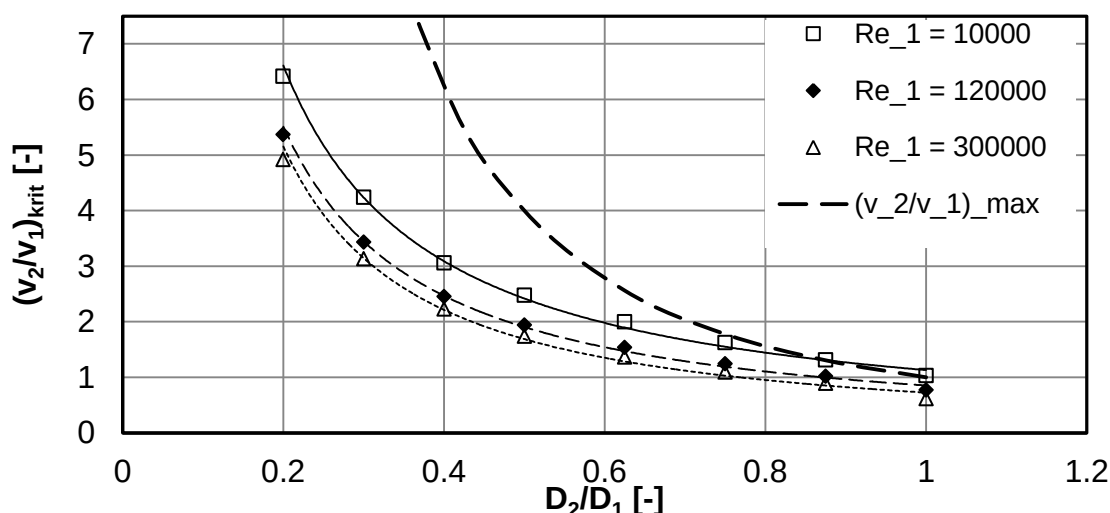
A 2.21 ábrán a $D_2/D_1 = L_2/D_1 = 0.625$ geometria esetén a kritikus sebességviszonyt láthatjuk a főági belépő Reynolds-szám függvényében.



2.21 ábra: Kritikus sebességviszony a főági belépő Reynolds-szám függvényében;
 $D_2/D_1 = 0.625$, $L_2/D_1 = 0.625$

A 2.21 ábrát szemügyre véve megállapítható, hogy a vizsgált Reynolds-szám tartományban a kritikus sebességviszony értéke növekvő Re_1 esetén monoton csökken.

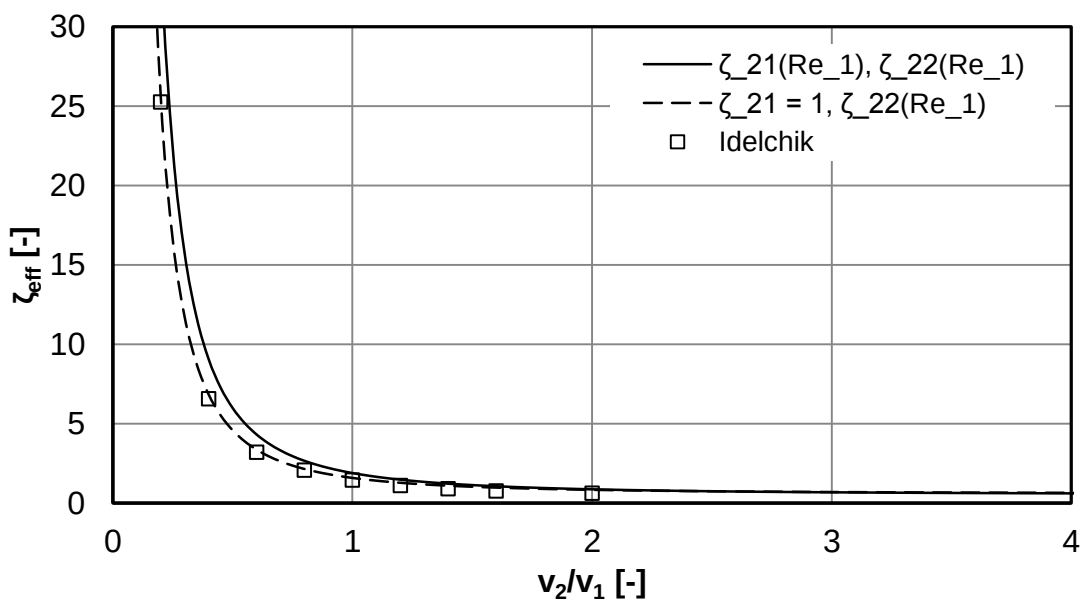
A 2.22 ábrán a kritikus sebességviszony látható az átmérőviszony függvényében, különböző főági belépő Reynolds-számok mellett, $L_2/D_1 = 0.625$ esetén.



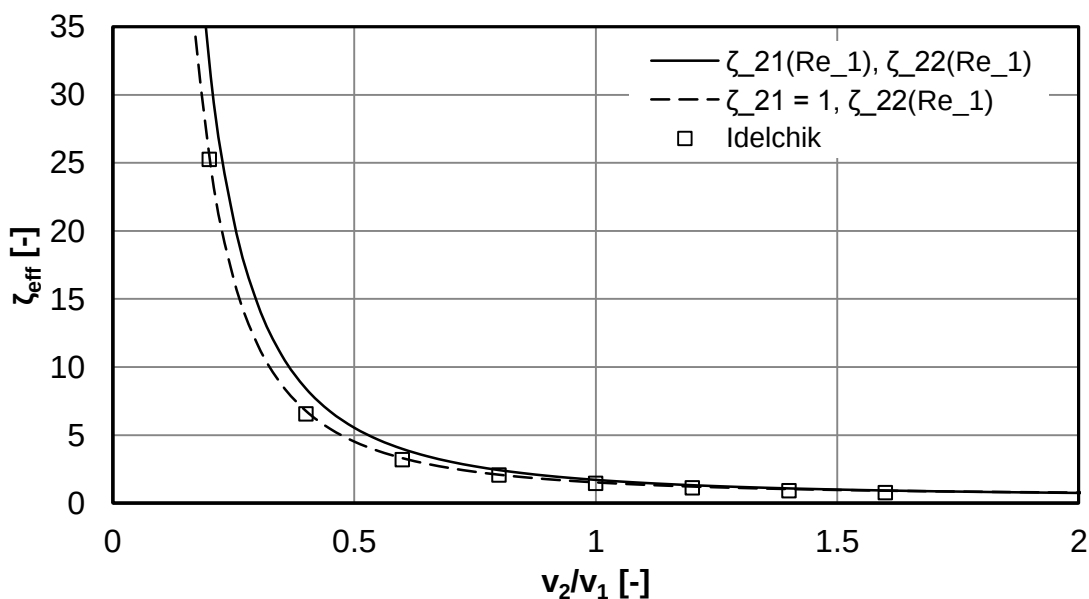
2.22 ábra: Kritikus sebességviszony az átmérőviszony függvényében különböző főági belépő Reynolds-számok mellett; $L_2/D_1 = 0.625$

A 2.22 ábrát elemezve megállapítható, hogy a kritikus sebességviszony értéke növekvő átmérőviszony esetén monoton csökken. Egy adott Reynolds-szám esetén a görbe alatti rész annak a megközelítésnek felel meg, amelynél $\zeta_{21} = 1$ -et feltételezünk, a görbe fölötti rész pedig a mindkét veszteségtényezőt illesztéssel meghatározó megközelítésnek. Az ábrán vastag szaggatott vonallal az adott átmérőviszonyok esetén maximálisan elérhető sebességviszonyt jelöltük. Azt mondhatjuk, hogy nagy átmérőviszonyok és kis Reynolds-számok esetén a mindkét veszteségtényezőt illesztéssel meghatározó elmélet kevésbé alkalmazható, hiszen $D_2/D_1 = 1$ esetén a sebességviszony maximálisan $v_2/v_1 = 1$ lehet, és ennél az átmérőviszonynál $Re_1 = 10000$ mellett a kritikus sebességviszony is $(v_2/v_1)_{krit} = 1$ körül van. Ezzel szemben például $D_2/D_1 = 0.2$ esetén a sebességviszony maximálisan $v_2/v_1 = 25$ lehet, míg ennél az átmérőviszonynál $Re_1 = 300000$ mellett a kritikus sebességviszony $(v_2/v_1)_{krit} = 5$ körüli értéknél található, ezáltal a sebességviszony értéke jó eséllyel meghaladhatja a kritikus értéket, mely esetben a két illesztett ellenállás-tényezőre épülő modelltől várhatunk jobb eredményt

A furatra átszámított effektív veszteségtényező (ζ_{eff}) bevezetése lehetővé tette eredményeink szakirodalmi eredményekkel történő összevetését. Az összehasonlításokhoz Idelchik [15] eredményeit használtuk fel. A legnagyobb vizsgált falvastagság ($L_2/D_1 = 2$) jó közelítéssel egy egyszerű elágazásnak tekinthető, ezért a legnagyobb falvastagság esetén kapott ζ_{eff} értékek közvetlenül összehasonlíthatóak Idelchik által elágazásokra meghatározott veszteségtényezőkkel. Fontos megemlítenünk, hogy az általunk számolt ζ_{22} érték, ezáltal a ζ_{eff} érték magában foglalja a furat csősúrlódásából adódó veszteségeket is, az ezáltal okozott eltérések nem elhanyagolhatóak, ennek ellenére az összehasonlítás elvégezhető. A 2.23 és 2.24 ábrákon az effektív veszteségtényezőket láthatjuk a sebességviszony függvényében $D_2/D_1 = 0.5$ és $D_2/D_1 = 0.75$ esetén. A csőre jellemző belépő Reynolds-szám minden esetben $Re_1 = 10000$.



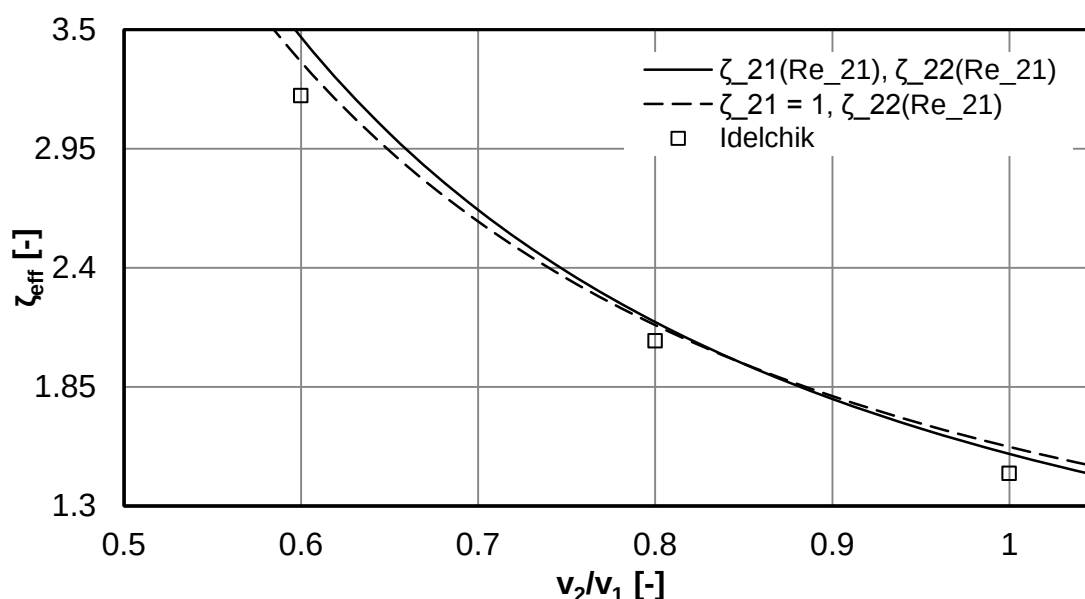
2.23 ábra: A furatra átszámított effektív veszteségtényezők a sebességviszony függvényében $D_2/D_1 = 0.5$ és $Re_1 = 10000$ esetén



2.24 ábra: A furatra átszámított effektív veszteségtényezők a sebességviszony függvényében $D_2/D_1 = 0.75$ és $Re_1 = 10000$ esetén

A 2.23 és 2.24 ábrákat szemügyre véve megállapítható, hogy mindkét geometria esetén nagyon jó egyezés figyelhető meg a $\zeta_{21} = 1$ feltételezése mellett végzett illesztések eredményeképpen adódó ζ_{eff} értékek és az Idelchik által meghatározott veszteségtényezők között alacsony sebességviszony tartományban. Látható, hogy kisebb sebességviszonyok esetén a másik megközelítés – amely esetén mindkét veszteségtényezőt illesztéssel határoztuk meg a belépő Reynolds-szám függvényeként – jelentős eltéréseket mutat a szakirodalmi adatokhoz képest, a sebességviszony növekedésével azonban egyre pontosabb eredményeket kapunk ezzel a megközelítéssel is. Fontos megemlíteni, hogy Idelchik szerint egyszerű elágazás esetén a veszteségtényező nem függ sem az átmérőviszonytól, sem a belépő Reynolds-számtól, kizárólag a sebességviszonytól. Mindemellett a veszteségtényezőkre csak $v_2/v_1 = 2$ sebességviszonyig ad értékeket.

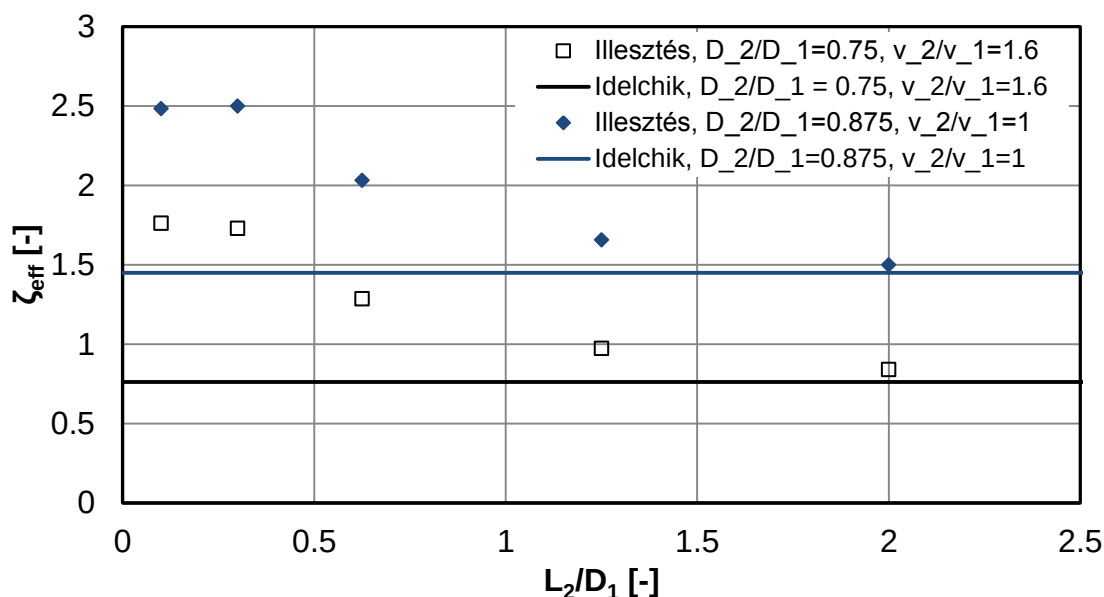
A 2.25 ábrán az effektív veszteségtényezőket láthatjuk a sebességviszony függvényében $D_2/D_1 = 1$ esetén. A csőre jellemző belépő Reynolds-szám ebben az esetben $Re_1 = 80000$. Az ábrán a görbék metszéspontjára fókuszáltunk.



2.25 ábra: A furatra átszámított effektív veszteségtényezők a sebességviszony függvényében $D_2/D_1 = 1$ és $Re_1 = 80000$ esetén

A 2.25 ábrán jól látható, hogy a kritikus sebességviszony alatt ($v_2/v_1 = 0.6$) a $\zeta_{21} = 1$ feltételezésével számoló megközelítés jobban közelíti az Idelchik által meghatározott adatokat, a kritikus sebességviszony fölött ($v_2/v_1 = 1$) pedig a mindkét veszteségtényezőt illesztéssel meghatározó megközelítés ad pontosabb eredményt. Az általunk számolt értékek mindkét megközelítés esetén – kis eltérésekkel – a szakirodalmi adatok fölött helyezkednek el. Ez részben annak köszönhető, hogy a ζ_{22} értéke magában foglalja a furat csősúrlódásából adódó veszteségeket is, így az effektív veszteségtényező értéke ennek megfelelően kissé meghaladja a szakirodalmi adatokat.

A 2.26 ábrán a furatra átszámított effektív veszteségtényezőket láthatjuk az L_2/D_1 függvényében, $D_2/D_1 = 0.75$, $Re_1 = 300000$, $v_2/v_1 = 1.6$ és $D_2/D_1 = 0.875$, $Re_1 = 300000$, $v_2/v_1 = 1$ esetén. Az ábrázolt ζ_{eff} értékeket azzal a megközelítéssel számoltuk, amely esetén mindkét veszteségtényezőt illesztéssel határoztuk meg a belépő Reynolds-szám függvényeként.



2.26 ábra: A furatra átszámított effektív veszteségtényezők az L_2/D_1 függvényében két különböző átmérőviszony és sebességviszony esetén; $Re_1 = 300000$

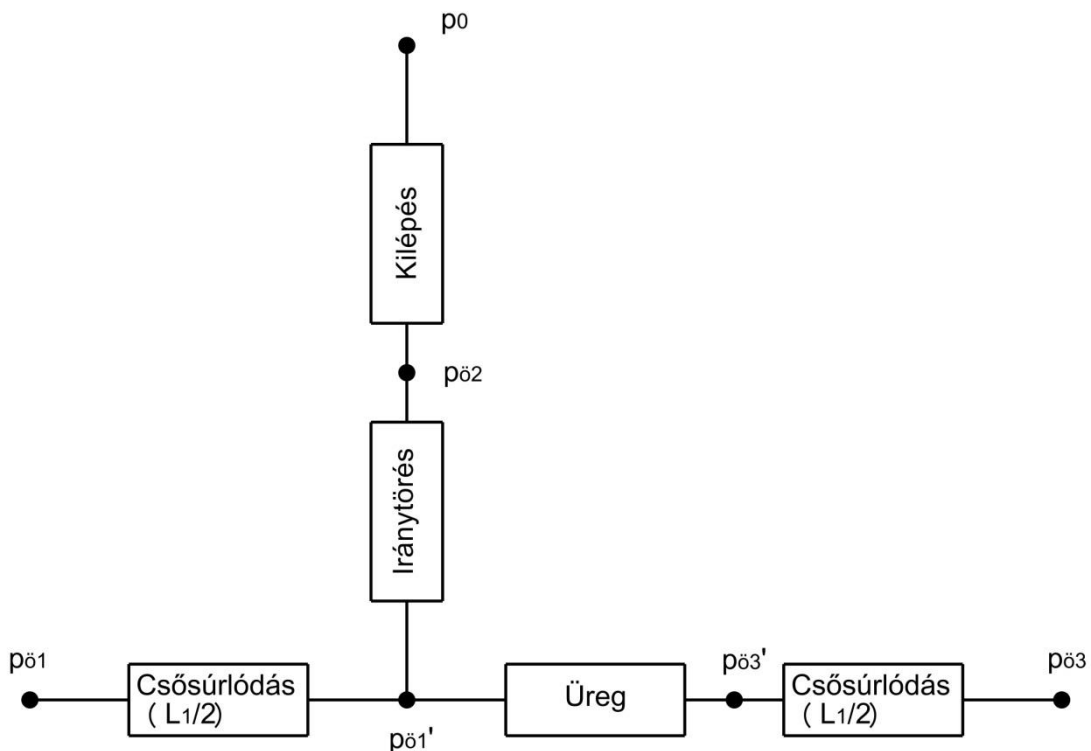
A 2.26 ábrát elemezve megállapíthatjuk, hogy növekvő falvastagság esetén a furatra átszámított effektív veszteségtényező értéke csökkenő trendet mutat és tart az Idelchik által hosszú kilépő csővel rendelkező elágazásokra meghatározott veszteségtényező értékekhez. A két bemutatott geometria esetében – a vizsgált Reynolds-szám mellett – $L_2/D_1 = 0.3$ alatt az effektív veszteségtényezők értéke alig változott.

Az összehasonlítások eredményeképpen elmondhatjuk, hogy a veszteségtényezők meghatározására kidolgozott módszer helyesnek bizonyult, eredményeink a szakirodalom által vizsgált paramétertartományban kellő pontossággal közelítik a szakirodalmi eredményeket. Ebből adódóan arra következtethetünk, hogy az általunk vizsgált négydimenziós paraméterteret megfelelő pontossággal tártuk fel.

3 AZ ÚJ ELLENÁLLÁSMODELL HIDRAULIKAI MODELLBEN TÖRTÉNŐ FELHASZNÁLÁSÁNAK BEMUTATÁSA

3.1 Az elosztócső modell egy furatot tartalmazó szakaszának ellenállás analógiája

Az előző fejezetben bemutatott módszer eredményeként adódó veszteségtényezők felhasználásával hidraulikai modellben alkalmazható ellenállásmodell alkotható. A merőleges furatokkal rendelkező hengeres elosztócső hidraulikai modelljét a 3.1 ábra segítségével mutatjuk be, amely az elosztócső modell egy furatot tartalmazó szakaszának ellenállás analógiáját ábrázolja.



3.1 ábra: Az elosztócső modell egy furatot tartalmazó szakaszának ellenállás analógiája

Jól megfigyelhető a 2.1 és 3.1 ábrák közötti analógia. A hidraulikai modell bemutatásához a 3.1 ábrán látható ellenállásokat és az ezek által okozott össznyomás veszteségeket részletesen ismertetjük. A modellben az alábbi ellenállások hatását vettük figyelembe:

- Csősúrlódásból eredő ellenállás – első szakasz

A csőben áramló közeg az íránytörésig (furatig) csak a csősúrlódásból eredő veszteségek miatt veszít össznyomásából. Az ebből adódó össznyomás esést az alábbi összefüggés segítségével számíthatjuk:

$$p_{01} - p_{01}' = \lambda \cdot \frac{L_1}{2 \cdot D_1} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 \quad (3.1)$$

- Íránytörésből eredő ellenállás

A csőből a furaton keresztül kiáramló közeg az iránytörés miatt veszít össznyomásából. Ezt az össznyomás esést az előző fejezetben részletesen bemutattuk. Számítására az alábbi összefüggés alkalmazható:

$$p_{\delta 1}' - p_{\delta 2} = \zeta_{21} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 + \zeta_{22} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2 \quad (3.2)$$

- Kilépési ellenállás

A furaton keresztül a szabadba kiáramló közeg a kilépési veszteség miatt veszít össznyomásából. A kilépési veszteség által okozott nyomásesés a következő alakban írható fel:

$$p_{\delta 2} - p_0 = \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2, \quad (3.3)$$

ahol p_0 a környezeti nyomás, melyet célszerű referenciának választani.

- Üreg ellenállás

Az elosztócsőben áramló közeg egy része a furaton keresztül távozik, ennek megfelelően a furat után a térfogatáram, ezzel együtt az átlagsebesség és a dinamikus nyomás csökken, a statikus nyomás pedig nő. Súrlódásmentes közeg esetén a statikus nyomás növekedése megegyezik a dinamikus nyomás csökkenésével. Valós közeg esetén a statikus nyomás kisebb mértékben növekszik, mint amekkora mértékben a dinamikus nyomás csökken. Az ebből adódó össznyomás-veszteség meghatározásához bevezettük az üreg ellenállás fogalmát. Az iránytörésből eredő ellenállás okozta nyomásesés analógiájára az alábbi módon felírhatjuk az üreg ellenállás okozta nyomásesést:

$$p_{\delta 1}' - p_{\delta 3}' = \zeta_{31} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 + \zeta_{33} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_3^2 \quad (3.4)$$

Egy szakirodalomból ismert módszer alapján [11] bevezetjük az alapági veszteségtényezőt (C_T), melyet az alábbi összefüggés segítségével definiálhatunk:

$$C_T = \frac{p_{st3}' - p_{st1}'}{\frac{\rho}{2} \cdot (v_1^2 - v_3^2)}, \quad (3.5)$$

ahol p_{st1}' a $p_{\delta 1}'$ által, p_{st3}' pedig a $p_{\delta 3}'$ által meghatározott csomópontban lévő statikus nyomás. C_T értékére szakirodalmi adatok állnak rendelkezésre.

A (3.5) összefüggést átrendezve felírhatjuk az alábbi összefüggést:

$$p_{st1}' - p_{st3}' = C_T \cdot \frac{\rho}{2} \cdot (v_3^2 - v_1^2). \quad (3.6)$$

Az össznyomás felírható a statikus nyomás és a dinamikus nyomás összegeként:

$$p_{\delta 1}' = p_{st1}' + \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2, \quad (3.7)$$

$$p_{\bar{o}3}' = p_{st3}' + \frac{\rho}{2} \cdot v_3^2. \quad (3.8)$$

A (3.7) és (3.8) összefüggéseket felhasználva a (3.6) összefüggés az alábbi alakra hozható:

$$p_{\bar{o}1}' - p_{\bar{o}3}' = (C_T - 1) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot (v_3^2 - v_1^2). \quad (3.9)$$

A (3.4) és (3.9) összefüggésekben az egyenlőségjelek jobb oldalán található mennyiségek ugyanazt az össznyomás veszteséget fejezik ki, ezért egymással egyenlők:

$$\zeta_{31} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 + \zeta_{33} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_3 = (C_T - 1) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot (v_3^2 - v_1^2). \quad (3.10)$$

A (3.10) összefüggés segítségével ζ_{31} és ζ_{33} az alábbi módon fejezhető ki:

$$\zeta_{31} = 1 - C_T, \quad (3.11)$$

$$\zeta_{33} = C_T - 1. \quad (3.12)$$

A ζ_{31} és ζ_{33} veszteségtényezők kifejezhetőek a szakirodalomban meghatározott C_T tényező segítségével.

- Csősúrlódásból eredő ellenállás – második szakasz

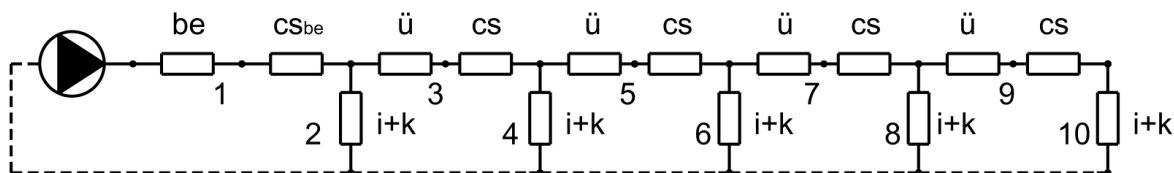
A csőben áramló közeg a furat után a csősúrlódásból eredő veszteségek miatt veszít össznyomásából. Az ebből adódó össznyomás esést a (3.1) összefüggéshez hasonló módon, alábbi összefüggés segítségével számíthatjuk:

$$p_{\bar{o}3}' - p_{\bar{o}3} = \lambda \cdot \frac{L_1}{2 \cdot D_1} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_3^2 \quad (3.13)$$

3.2 Az ellenállásmodell felhasználása egy öt furattal rendelkező elosztócsövet tartalmazó rendszer hidraulikai modelljében

Az elosztócső egy furatot tartalmazó szegmensének ellenállásmodellje összekapcsolható az áramlási irányban közvetlenül előtte és utána elhelyezkedő szegmensek ellenállásmodelljeivel. Ilyen módon elkészíthető egy tetszőleges számú furattal rendelkező elosztócső hidraulikai modellje.

Az ellenállásmodell felhasználásával létrehoztuk egy öt furattal rendelkező elosztócsövet tartalmazó rendszer hidraulikai modelljét. Ez a hidraulikai modell látható a 3.2 ábrán.



be: belépési ellenállás

cs_{be}: csősúrlódásból eredő ellenállás az első furatig

i+k: iránytörésből eredő és kilépési ellenállás (összevonva)

ü: üreg ellenállás

cs: L₁ hosszúságú szakasz csősúrlódásból eredő ellenállása

számozás 1-10-ig: ágak sorszáma

3.2 ábra: Öt furattal rendelkező elosztócsövet tartalmazó rendszer hidraulikai modellje

Az egyes ágak térfogatáramának és a csomópontokban lévő nyomások meghatározásához egy egyszerű programot írtunk, mely a Cross-módszer [16] elvén működik. A program működéséhez az alábbiak beolvasására van szükség:

- Ágak száma
- Konvergencia-kritérium
- Minden egyes ág hidraulikai átmérője
- Ágak hossza
- Belépési veszteségtényező (ζ_{be})
- Az ág jellegét meghatározó szám:
 - 0: belépési ellenállást tartalmazó ág
 - 1: leágazás
 - 2: üreg ellenállást tartalmazó ág
- A szivattyú (vagy fűvő) által biztosított össznyomás
- Hurkok száma
- Hurokindexek
- Ágindexek
- Ágírányok
- A_1 , B_1 , A_2 , B_2 , C , D , C_T konstansok és ζ_{max} , mely segítségével korlátozzuk a veszteségtényező által maximálisan felvehető értéket. Ez számításaink során a konvergenciát segítette, viszont a számítás végeredményét nem befolyásolta, ugyanis minden végeredményként kapott ζ_{eff} a ζ_{max} értékénél kisebb volt.

A Cross-módszer alkalmazása során az alábbi függvényeket hívjuk meg:

- Csősúrlódási tényező

A függvény a λ csősúrlódási tényező értékét határozza meg az adott ágra jellemző Reynolds-szám függvényében a (2.7) és (2.8) összefüggések alapján.

- Az ág veszteségtényezője

A függvény az ág effektív veszteségtényezőjét határozza meg az ág jellegét meghatározó számtól függően. Amennyiben az ág jellegét meghatározó szám 1, az iránytörésből eredő veszteségnek megfelelően számítjuk a veszteségtényezőt. Ha a sebességviszony (v_2/v_1) nagyobb, mint a kritikus sebességviszony, a (2.16) és (2.17) összefüggések segítségével számoljuk a $\tilde{\zeta}_{21}$ és $\tilde{\zeta}_{22}$ veszteségtényezőket, majd ezek segítségével meghatározzuk a ζ_{eff} veszteségtényezőt a (2.32) összefüggés alapján, ζ_{21} helyére $\tilde{\zeta}_{21}$ -et, ζ_{22} helyére pedig $(\tilde{\zeta}_{22} + 1)$ -et helyettesítve. Ha a sebességviszony kisebb, mint a kritikus sebességviszony, $\zeta_{21} = 1$ feltételezése mellett a (2.25) összefüggés segítségével számoljuk a $\tilde{\zeta}_{22}$ veszteségtényezőt, majd ennek segítségével meghatározzuk a ζ_{eff} veszteségtényezőt a

(2.32) összefüggés alapján, ζ_{21} helyére 1-et, ζ_{22} helyére pedig $(\zeta_{22} + 1)$ -et helyettesítve. Amennyiben az ág jellegét meghatározó szám 2, az üreg ellenállásból eredő veszteségnek megfelelően számítjuk a veszteségtényezőt. A (2.30) összefüggés analógiájára bevezettük az üreg ellenállásból adódó veszteséget jellemző effektív veszteségtényező fogalmát, melyet az alábbi összefüggés segítségével definiáltunk:

$$p_{\delta 1}' - p_{\delta 3}' = \zeta_{effü} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2. \quad (3.14)$$

A (3.4) és (3.14) összefüggéseket kombinálva a következő összefüggéshez juthatunk:

$$\zeta_{effü} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 = \zeta_{31} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 + \zeta_{33} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_3^2, \quad (3.15)$$

mely segítségével ζ_{eff} az alábbi módon fejezhető ki:

$$\zeta_{effü} = \zeta_{31} + \zeta_{33} \cdot \left(\frac{v_3}{v_1} \right)^2. \quad (3.16)$$

A ζ_{31} és ζ_{33} veszteségtényezők a (3.11) és (3.12) összefüggések alapján kifejezhetőek a szakirodalomban meghatározott C_T tényező segítségével, így az alábbi összefüggéshez jutunk:

$$\zeta_{effü} = (1 - C_T) + (C_T - 1) \cdot \left(\frac{v_3}{v_1} \right)^2. \quad (3.17)$$

- Az ág keresztmetszetének területe

A függvény az ág keresztmetszetének területét határozza meg az ág átmérőjének függvényében.

- Közelítés - egyesítés („blending”)

A függvény a főprogramban kerül meghívásra, és meghívja az ág veszteségtényezőjének meghatározására szolgáló függvényt. Egy kezdeti értékről (pl.: 2) kiindulva a függvény értéke lassan közelít a célérték felé, majd 1000 iterációs lépés után a függvény értéke megegyezik a célértékkel. Esetünkben ez azt jelenti, hogy az 1000. iterációs lépés után a „blending” függvény értéke megegyezik az ág veszteségtényezőjének meghatározására szolgáló függvény értékével.

A főprogramban alkalmazott Cross-módszernek két fő mozzanata van:

- Első közelítésként felvesszük az ágak térfogatáramának nagyságát és irányát oly módon, hogy a csomóponti törvények teljesüljenek.
- A hurok törvények az első lépés után nem teljesülnek, ezért a hurkokra korrekciókat kell végrehajtanunk. Minden egyes hurok esetében végrehajtunk egy korrekciót, ezáltal módosítva az ágak térfogatáramát. A korrekciók során a csomóponti törvények nem sérülhetnek.

Az egymással szomszédos hurkok közös ágaiban a két különböző hurok korrekciója nem egyezik meg, ebből adódóan egy iterációs folyamatot kell végrehajtanunk a kívánt pontosság eléréséig.

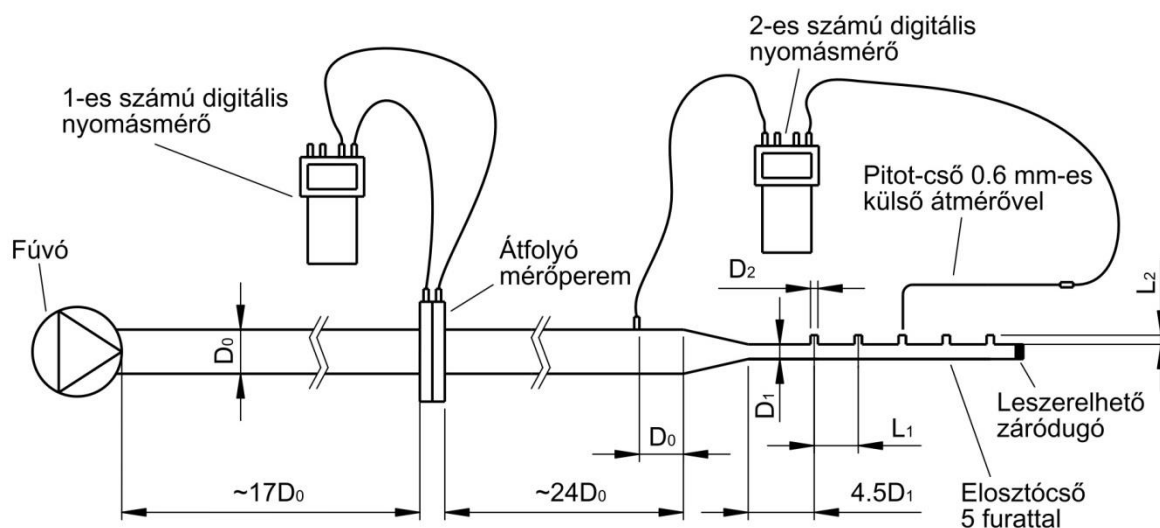
A programot számos különböző bemenő paraméterek esetére teszteltük, a program által számolt eredmények pontosságát, ezáltal a program és a modell működőképességét saját mérési eredményekkel összevetve mutatjuk be a következő fejezetben.

4 AZ ÚJ MODELL MŰKÖDŐKÉPESSÉGÉNEK ÉS PONTOSSÁGÁNAK IGAZOLÁSA

4.1 Adott geometriájú elosztócső vizsgálata különböző módszerek alkalmazásával

4.1.1 A térfogatáram-eloszlás meghatározása saját laboratóriumi kísérletek és CFD szimulációk segítségével

Az új modell pontosságának bemutatásához saját laboratóriumi kísérleteket hajtottunk végre, és a kísérletek eredményeit összevetettük a modell alkalmazásával számolt eredményekkel. A mérések elvégzéséhez egy egyszerű mérőrendszert terveztünk, melynek sematikus rajza a 4.1 ábrán látható. Az Áramlástan Tanszék laboratóriuma légtechnikai eszközök és mérőberendezések tekintetében jól felszerelt, ezért méréseink során egy adott geometriájú légeosztó csövet vizsgáltunk.

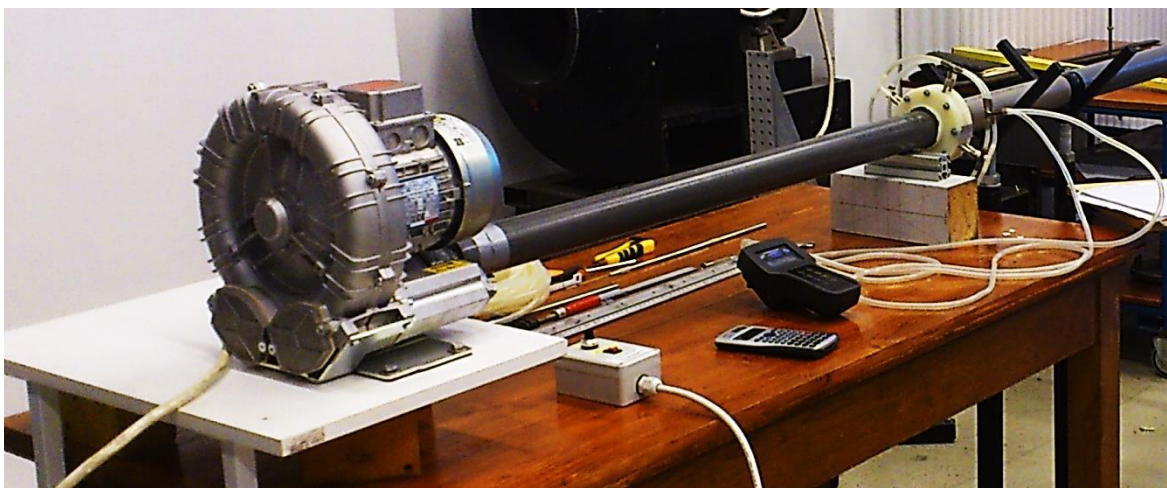


4.1 ábra: A mérőrendszer sematikus ábrája

A mérések célja az elosztócső furatain kiáramló térfogatáramok, ezáltal a térfogatáram-eloszlás meghatározása volt különböző belépő Reynolds-számok esetén. A mérőrendszer felépítése és a mérési koncepció a következő (4.1 ábra):

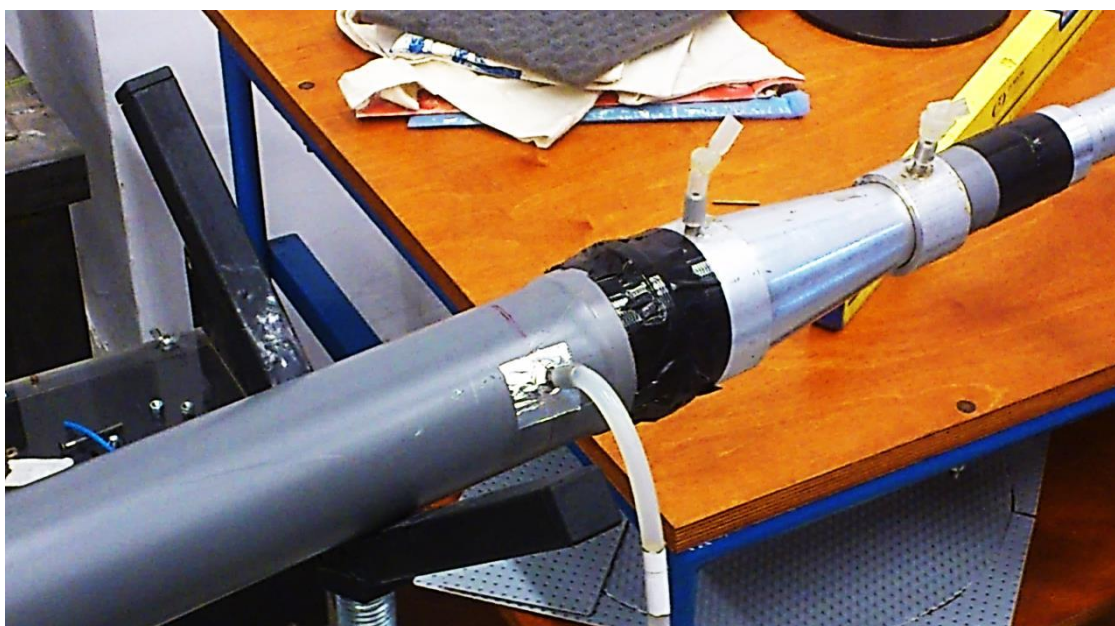
A mérőrendszer elején egy maximálisan 25 kPa össznyomás biztosítására alkalmas fúvó helyezkedett el, melynek fordulatszáma, ezáltal a biztosított térfogatáram frekvenciaváltóval volt vezérelhető. A fúvóra egy 59.4 mm (D_0) belső átmérőjű PVC cső csatlakozott, amelybe egy $d = 15$ mm nyílásátmérőjű átfolyó mérőperem került beépítésre a fúvótól 1 m ($\sim 17D_0$) távolságra a referencia térfogatáram mérése és ellenőrzése céljából. A mérőperem nyomáskivezetéseire az 1-es számú digitális nyomásmérőt csatlakoztattuk, amely folyamatosan jelezte a mérőperemen mért nyomáskülönbséget. A mérőperem után, a peremtől 1.4 m ($\sim 24D_0$) távolságra egy konfúzoros szűkítésen keresztül tértünk át a nagy átmérőről (D_0) az elosztócső 20 mm-es átmérőjére (D_1). A konfúzoros átmenet előtt, a konfúzor belépő keresztmetszetétől D_0 távolságra egy statikus nyomáskivezetést helyeztünk el, melyre a 2-es számú digitális nyomásmérő 2-es számú mérőcsatornáját csatlakoztattuk. Az itt mért statikus nyomás jó közelítéssel egyenlőnek tekinthető a D_1 átmérőjű cső esetén a belépés előtti össznyomással, ugyanis a D_0 átmérő körülbelül

háromszorosa a D_1 átmérőnek, így a D_0 átmérőjű csőben kialakuló dinamikus nyomás az össznyomás számításánál elhanyagolható. A konfúzor kilépő keresztmetszetétől 90 mm ($4.5D_1$) távolságra – amely bőven elég a kialakult csőáramlás létrejöttéhez [17, 18] – helyezkedett el az első furat, ezt követte 4 másik furat 60mm-es (L_1) kiosztással. A furatok átmérője $D_2 = 10$ mm, a modellezett falvastagság pedig $L_2 = 12.5$ mm volt. A cső vége egy leszerelhető záródugó segítségével került lezárásra. A furatokon kiáramló térfogatáramok meghatározása kis átmérőjű (0.6 mm) Pitot-csővel pontokban mért – légköri nyomáshoz viszonyított – össznyomás értékek segítségével történt, felhasználva, hogy a szabadsugárban mért össznyomás jó közelítéssel megegyezik a dinamikus nyomással. A szakirodalom egyik releváns tanulmányában egy elosztócső kiömlőnyílásain kiáramló térfogatáramokat szintén Pitot-csőves mérések segítségével határozták meg [19]. A Pitot-csövet a 2-es számú digitális nyomásmérő 1-es számú mérőcsatornájára csatlakoztattuk. A Pitot-csőves méréseket a későbbiekben részletesen ismertetjük, előtte azonban bemutatjuk a mérőrendszer részeiről készült fotókat. A 4.2 ábrán a mérőrendszer első szakasza látható a fúvóval és az átfolyó mérőperemmel.



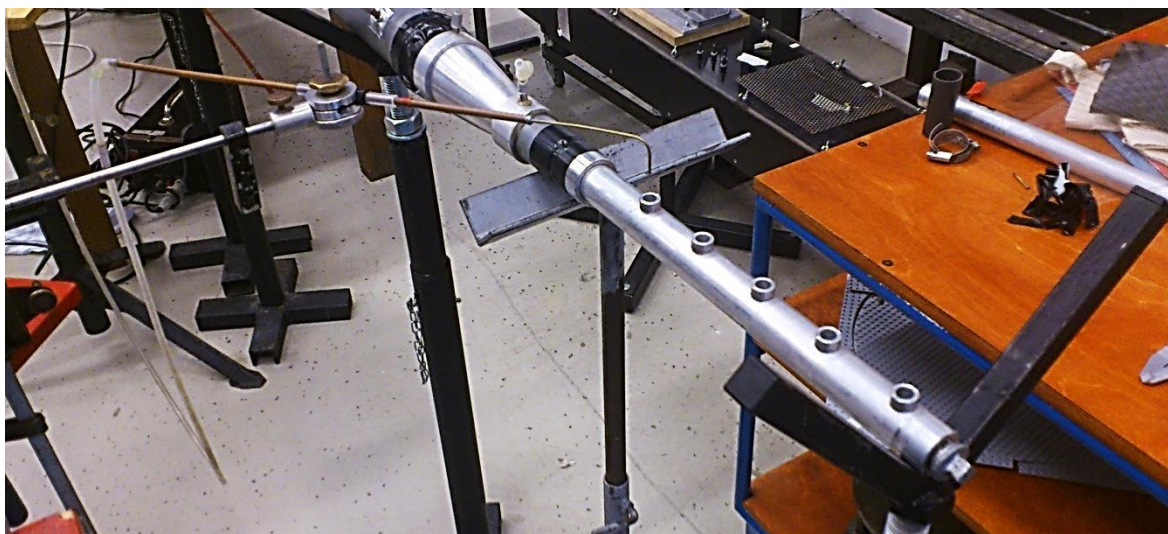
4.2 ábra: A mérőrendszer első szakasza: a fúvó és az átfolyó mérőperem

A 4.3 ábrán a konfúzor és az előtte elhelyezkedő statikus nyomásmérési pont látható.



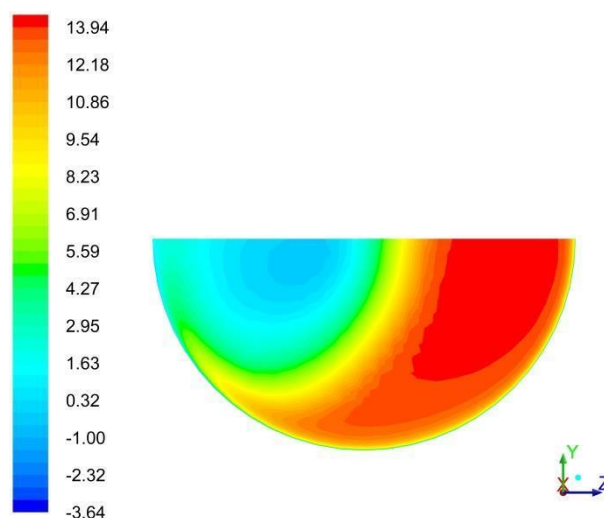
4.3 ábra: A konfúzor és az előtte elhelyezkedő statikus nyomásmérési pont

A 4.4 ábrán az elosztócső és az orsós mozgatóba befogott Pitot-cső látható.



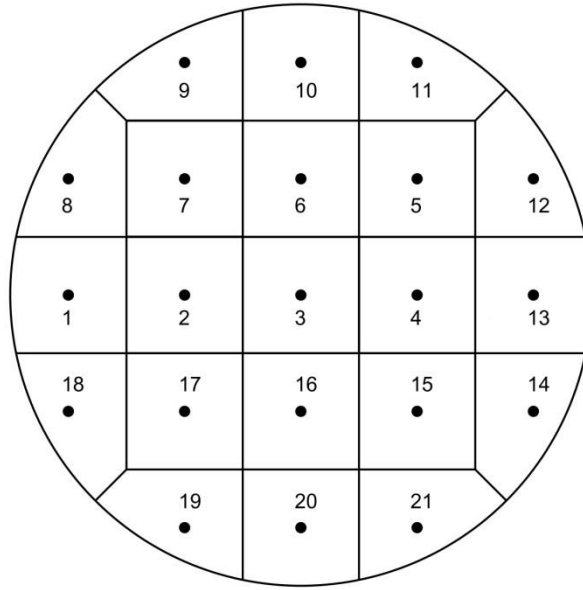
4.4 ábra: Az elosztócső és az orsós mozgatóba befogott Pitot-cső

A furat kilépő keresztmetszetében kialakuló sebességprofil jelentős mértékben torzul, ezért a szabványos, pontokban történő sebességmérési módszerek (6 pont módszer, 10 pont módszer) esetünkben nem alkalmazhatóak. A furat kilépő keresztmetszetében kialakuló sebességeloszlás látható a 4.5 ábrán, ahol az eloszlást az egyik szimuláció eredményeivel illusztráljuk.



4.5 ábra: Sebességeloszlás a modellezett furat kilépő keresztmetszetében; színezés: a v_x nagysága szerint [m/s]; $D_2/D_1 = 0.5$, $L_2/D_1 = 0.625$; $Re_1 = 120000$, $v_2/v_1 = 1.3830$

A 4.5 ábrán látható sebességeloszlást szemügyre véve megállapítható, hogy a megfelelő pontosságú térfogatáram becsléshez célszerű minél több pontban mérni a sebességet. Egy olyan módszert kellett kidolgoznunk, amellyel mérnöki szempontból elfogadható pontosságot érhetünk el a mérési pontok számának ésszerű korlátozása mellett. Ennek megfelelően egy 21 mérési pontot alkalmazó módszert dolgoztunk ki. A kör keresztmetszet a 21 mérési pont feltüntetésével látható a 4.6 ábrán.



4.6 ábra: A furat kilépő keresztmetszete a 21 mérési ponttal

A kilépő keresztmetszetet 21 közel egyforma nagyságú részterületre bontottuk. Minden egyes mérési pont a szomszédos pontoktól 2 mm távolságra helyezkedett el az adott részterület súlypontjában, a szélső pontok esetében megközelítőleg a súlypontjában. Ilyen formában a Pitot-cső mozgatása viszonylag könnyen megvalósítható volt az Áramlástan Tanszék laboratóriumában található, kézzel hajtható háromdimenziós orsós mozgató segítségével, így nem volt szükség számítógéppel vezérelt pozicionáló szerkezet felállítására és beüzemelésére. A Pitot-csővel mért össznyomás esetünkben megegyezett a dinamikus nyomás értékével, így felírható az alábbi összefüggés:

$$p_{\text{öjm}} = \frac{\rho}{2} \cdot v_{jm}^2, \quad (4.1)$$

ahol $p_{\text{öjm}}$ a Pitot-csővel mért össznyomás értéke a j -edik mérési pontban, v_{jm} pedig az ennek megfelelő sebességérték. A (4.1) összefüggés segítségével számolt sebességeket megszoroztuk az adott sebességhez tartozó részterület nagyságával, majd az így kapott rész-térfogatáramokat összeadva meghatároztuk a furaton kiáramló térfogatáram nagyságát. Az i -edik furaton kiáramló térfogatáramot ennek megfelelően a következő összefüggéssel számíthatjuk ki:

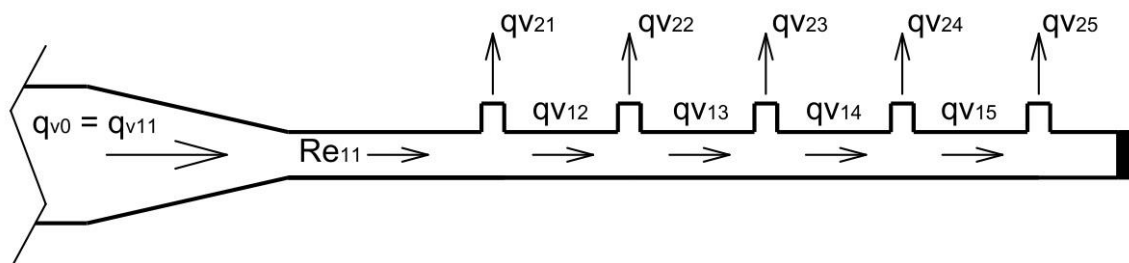
$$q_{v2im} = \sum_{j=1}^{21} v_{jm} \cdot A_{tjm}, \quad (4.2)$$

ahol q_{v2im} az i -edik furaton kiáramló, méréssel meghatározott térfogatáram, A_{tjm} pedig a j -edik mérési pontnak megfelelő részterület nagysága.

Az alkalmazott módszer pontosságát CFD szimulációk segítségével ellenőriztük. A futtatott szimulációk közül hármat kiválasztva először lekérdeztük közvetlenül a furaton kiáramló térfogatáramot, majd a kilépő keresztmetszetben a 21 pontos módszernek megfelelő pontokban az x irányú sebességkomponens nagyságát, lényegében egy virtuális Pitot-csővet modellezve. A pontokban lekérdeztett sebességeket összeszoroztuk a hozzájuk tartozó részterületek nagyságával, a szorzatok összegét pedig összevetettük a közvetlenül lekérdeztett térfogatáram nagyságával. A relatív eltérés abszolút értéke minden esetben 4 %

alatt volt. Fontos megemlíteni, hogy a 21 pontos módszer alkalmazása esetén a térfogatáramot mindig túlbecsültük.

A mérések eredményeinek ismertetése előtt vessünk egy pillantást a 4.7 ábrára, amely az elosztócső sematikus rajzát ábrázolja az egyes ágakra jellemző mennyiségek jelöléseinek feltüntetésével.



4.7 ábra: Az elosztócső sematikus ábrája az egyes ágakra jellemző mennyiségek jelöléseinek feltüntetésével

A mérések során három különböző belépő Reynolds-szám (Re_{11}) esetén vizsgáltuk az elosztócső furatain kiáramló térfogatáramokat, ezáltal a térfogatáram-eloszlást. A referencia térfogatáramot az átfolyó mérőperemmel határoztuk meg. A mérőperemen mért nyomáskülönbség segítségével a következő módon határozhatjuk meg a térfogatáramot:

$$q_{v0} = C_a \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{mp}}{\rho}}, \quad (4.3)$$

ahol C_a az átfolyási tényező, ε az expanziós szám, d a mérőperem nyílásátmérője, p_{mp} a mérőperem két oldalán mért nyomáskereszt, ρ az áramló közeg sűrűsége, β pedig a mérőperem átmérőviszonya. Az átmérőviszony az alábbi összefüggés segítségével számítható ki:

$$\beta = \frac{d}{D_0}. \quad (4.4)$$

A C_a átfolyási tényező meghatározása egy iterációs folyamat segítségével történik. Az iterációs folyamat lépései a következők:

- 1.) Az átfolyási tényező kiindulási értékét 0.6-re állítjuk.
- 2.) Kiszámoljuk a térfogatáramot a (4.3) összefüggés segítségével.
- 3.) Meghatározzuk az átlagsebességet az alábbi összefüggés segítségével:

$$v_0 = \frac{q_{v0}}{\frac{D_0^2 \cdot \pi}{4}} \quad (4.5)$$

- 4.) Kiszámoljuk a csőre jellemző Reynolds-számot:

$$Re_0 = \frac{v_0 \cdot D_0}{\nu} \quad (4.6)$$

- 5.) Az A konstans meghatározása az alábbi összefüggés alapján történik:

$$A = \frac{19000 \cdot \beta}{Re_0} \quad (4.7)$$

6.) Végül meghatározzuk a következő iterációs lépés számára szükséges C_a értéket az alábbi összefüggés segítségével:

$$C_a = 0.5961 + 0.0261 \cdot \beta^2 - 0.216 \cdot \beta^8 + 0.000521 \cdot \left(\frac{10^6 \cdot \beta}{Re_0} \right)^{0.7} + \\ + (0.0188 + 0.0063 \cdot A) \cdot \beta^{3.5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re_0} \right)^{0.3} + 0.011 \cdot (0.75 - \beta) \cdot \left(2.8 - \frac{D}{25.4} \right) \quad (4.8)$$

Az iterációhoz szükséges konstansok és ezek értékei:

- Expanziós szám, $\varepsilon = 1$
- A mérőperem átmérőviszonya, $\beta = 0.2525$
- Az áramló közeg sűrűsége, $\rho = 1.186 \text{ kg/m}^3$, amit az alábbi összefüggés segítségével határoztunk meg:

$$\rho = \frac{p_0}{R \cdot T}, \quad (4.9)$$

ahol p_0 a labor légköri nyomása, T a levegő hőmérséklete, R pedig a levegő specifikus gázállandója.

- A levegő kinematikai viszkozitása, $\nu = 1.54 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, amit a következő összefüggés segítségével számítottunk ki:

$$\nu = \frac{1}{\rho} \cdot \mu_0 \cdot \frac{T_0 + T_s}{T + T_s} \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}}, \quad (4.10)$$

ahol $T_0 = 273.16 \text{ K}$, $\mu_0 = 17.1 \cdot 10^{-6} \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$ és $T_s = 122 \text{ K}$.

Az iterációs folyamatot addig végeztük, míg a C_a átfolyási tényező két iterációs lépés közötti eltérése kisebb volt, mint 0.02%.

A mérésekhez használt EMB-001 típusú digitális nyomásmérőket Betz manométer segítségével kalibráltuk, a mért nyomásértékeket ennek megfelelően korrigáltuk. A kalibrált digitális nyomásmérők mérési hibája $\delta\Delta p = 2 \text{ Pa}$.

A referencia térfogatáram mérésnél, a statikus nyomás mérésénél és a Pitot-csőves sebességmérésnél egyaránt nyomáskülönbséget mértünk, így a mért mennyiségek mérőműszer pontatlanságából eredő hibájának becsléséhez csak a digitális nyomásmérők mérési hibáját kellett figyelembe vennünk. A mérőperem esetében a mért nyomáskülönbség a legkisebb térfogatáramon is 500 Pa körüli érték volt, ezért a referencia térfogatáram mérés hibájának becslésénél a digitális nyomásmérő $\delta\Delta p = 2 \text{ Pa}$ mérési hibáját elhanyagoltuk. A mérőperemmel meghatározott térfogatáram ennek ellenére hibával terhelt, melynek forrásai a következők:

- A mérőperem az Áramlástan Tanszék műhelyében készült, így előfordulhatnak gyártási pontatlanságok. A nyílásátmérő gyártási pontatlanságából (δd) eredő térfogatáram mérési hibát az alábbi összefüggéssel határozhatjuk meg:

$$(\delta q_{v0})_d = \sqrt{\left(\delta d \cdot \frac{\partial q_{v0}}{\partial d} \right)^2}. \quad (4.11)$$

A (4.11) összefüggés alapján elmondható, hogy a nyílásátmérő esetében $\delta d = 0.2$ mm eltérés megközelítőleg 3%-os hibát eredményez a térfogatáram mérésben, de adódhatnak egyéb gyártási pontatlanságból eredő hibák is.

- A szabványban [20] ± 0.5 %-os hibasáv megadását javasolják a saját mérőrendszerünket és méréseinket jellemző paraméterek esetén

A felsorolt hibaforrások alapján a mérőperemmel mért térfogatáram relatív mérési hibáját $\pm 3.5\%$ -ra becsültük. Méréseink során az alábbi térfogatáramokat állítottuk be:

$$1.) q_{v01} = 0.00320 \pm 0.00011 \text{ m}^3/\text{s} (Re_{111} = 13219)$$

$$2.) q_{v02} = 0.00631 \pm 0.00022 \text{ m}^3/\text{s} (Re_{112} = 26060)$$

$$3.) q_{v03} = 0.00949 \pm 0.00033 \text{ m}^3/\text{s} (Re_{113} = 39201)$$

A statikus nyomás és a Pitot-csővel történő össznyomás mérésének abszolút hibája megegyezik a digitális nyomásmérő mérési hibájával:

$$\delta p_{st} = \delta p_{\text{öjm}} = \delta \Delta p. \quad (4.12)$$

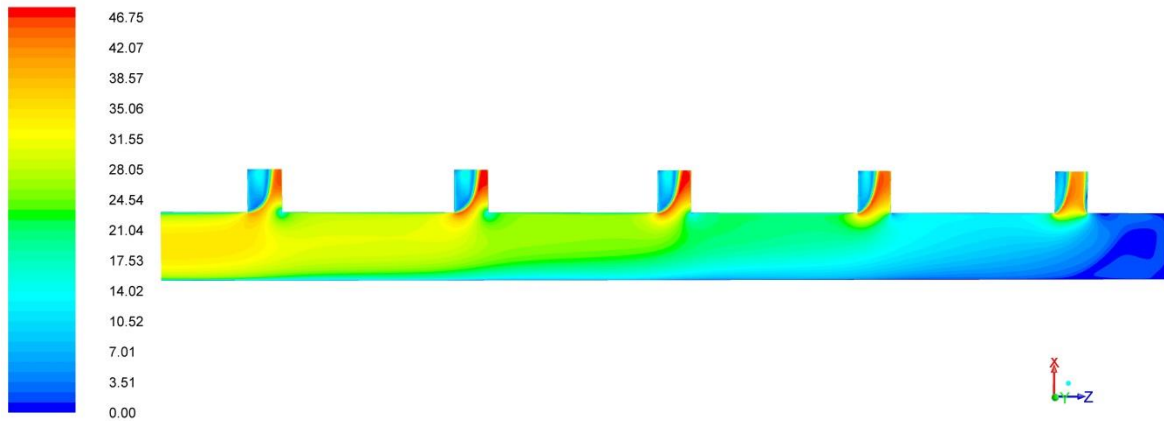
Az i -edik furaton kiáramló térfogatáram mérési hibájának két fő forrása volt. Az egyik hibaforrás a 21-szer leolvasott nyomáskülönbség, az ebből eredő hibát az alábbi összefüggés segítségével számíthatjuk ki:

$$\delta q_{v2im} = \sqrt{\sum_{j=1}^{21} \left(\delta p_{\text{öjm}} \cdot \frac{\partial q_{v2im}}{\partial p_{\text{öjm}}} \right)^2}. \quad (4.13)$$

A Pitot-csővel történő mérések során a Pitot-cső vége – így a mérési pont – 6 mm távolságra volt a furat kilépő keresztmetszetétől. Ennek köszönhetően az áramlást az egyébként is kis átmérőjű Pitot-cső szinte egyáltalán nem zavarta meg, a szabadsugar azonban ebben a távolságban kis mennyiségű, de nem elhanyagolható térfogatáramot magával ránt a környezetből. A mért térfogatáram tehát nagyobb, mint a furatokon ténylegesen kilépő mennyiség. Az ebből adódó hibát CFD szimulációk segítségével határoztuk meg.

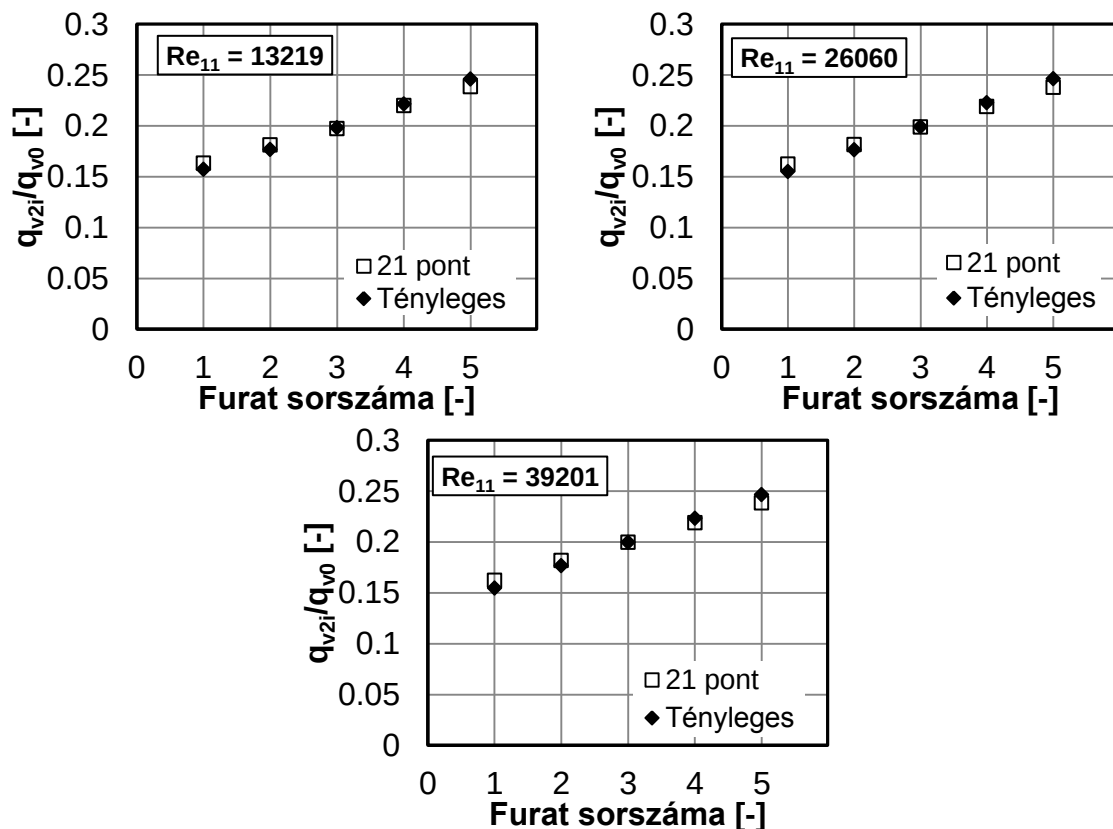
A szimulációk során vizsgált geometria megegyezett a mérések során vizsgált elosztócső geometriájával. A numerikus háló létrehozásához a veszteségtényezők meghatározásához használt, $D_2/D_1 = 0.5$, $L_2/D_1 = 0.625$ geometriához generált hálót sokszorosítottuk, az egyes hálókat pedig egyesítettük a tmerge program segítségével. Az érintkező „interface” felületek összekapcsolása után az elosztócső belépő keresztmetszetében előírtuk a mért térfogatáramok alapján adódó sebességprofilokat, a cső végén pedig fal peremfeltételt írtunk elő. A vizsgált közeg összenyomhatatlan levegő volt. A nyomás-sebesség kapcsolásra „Coupled” sémát alkalmazva maximálisan 700 iteráció alatt bekonvergáltak a reziduumok. Minden egyéb beállítás megegyezett a veszteségtényezők meghatározásához futtatott szimulációk beállításával.

Az elosztócső szimmetriasíkján kialakuló sebességeloszlás látható a 4.8 ábrán $Re_{11} = 39201$ belépő Reynolds-szám esetén.



4.8 ábra: Sebességeloszlás a vizsgált elosztócső szimmetriasíkja mentén; színezés: a sebesség nagysága szerint [m/s]; $D_2/D_1 = 0.5$, $L_2/D_1 = 0.625$; $Re_{11} = 39201$

Mindhárom belépő Reynolds-szám esetén lekérdeztük közvetlenül a furatokon kilépő térfogatáramokat, majd a kilépő keresztmetszetekben a 21 pontos módszernek megfelelő pontokban az x irányú sebességkomponensek nagyságát. A pontokban lekérdezett sebességeket összeszoroztuk a hozzájuk tartozó részterületek nagyságával, a szorzatokat összeadva pedig megkaptuk a furatokon kiáramló térfogatáramok 21 pontos módszerrel becsült értékeit (q_{v2iP}). A furatokon kiáramló térfogatáramokat összeadva megkaptuk az eredő térfogatáramot (q_{v0P}), mellyel a furatokon kilépő térfogatáramokat dimenziótlanítottuk. Az így kapott dimenziótlan térfogatáramokat összevetettük a közvetlenül lekérdezett, q_{v0} értékkel dimenziótlanított térfogatáramokkal. A két különböző módszerrel számolt eredő térfogatáramokat szintén összevetettük. Az összehasonlítás eredményeit a 4.9 ábrán illusztráljuk és a 4.1 valamint 4.2 táblázatokban foglaljuk össze.



4.9 ábra: A furatokon távozó dimenziótlan térfogatáramok $Re_{11} = 13219$, $Re_{11} = 26060$ és $Re_{11} = 39201$ esetén – CFD szimuláció

4.1 táblázat: A két különböző módszerrel kapott dimenziótlan térfogatáram-eloszlások összehasonlítása

Furat sorszama [-]	A 21 pontos módszerrel kapott dimenziótlan térfogatáramok közvetlenül lekérdezett dimenziótlan térfogatáramoktól vett eltérései					
	$Re_{11} = 13219$		$Re_{11} = 26060$		$Re_{11} = 39201$	
	Abszolút [-]	Relatív [%]	Abszolút [-]	Relatív [%]	Abszolút [-]	Relatív [%]
1	-0.00591	-3.76	-0.00726	-4.68	-0.00763	-4.94
2	-0.00421	-2.38	-0.00512	-2.90	-0.00511	-2.90
3	0.00098	0.49	0.00006	0.03	0.00014	0.07
4	0.00159	0.72	0.00390	1.75	0.00452	2.02
5	0.00756	3.07	0.00843	3.42	0.00808	3.28

4.2 táblázat: A két különböző módszerrel kapott eredő térfogatáramok összehasonlítása

Re_{11} [-]	q_{v0} [m ³ /s]	q_{v0P} [m ³ /s]	q_{v0P} relatív eltérése [%]
13219	0.00320	0.00354	10.63
26060	0.00631	0.00700	10.94
39201	0.00949	0.01055	11.17

A 4.9 ábrát és a 4.1 táblázatot elemezve megállapítható, hogy a két különböző módszer segítségével meghatározott dimenziótlan térfogatáram eloszlások kismértékben térnek egymástól, a legnagyobb relatív eltérés abszolút értéke azonban kisebb, mint 5%, így a 21 pontos módszer a CFD eredmények alapján alkalmas a térfogatáram eloszlások meghatározására. A 4.2 táblázat alapján pedig megállapítható, hogy 6mm-re a furat kilépő keresztmetszetétől a 21 pontos módszer 12%-nál kisebb mértékben becsüli túl az eredő térfogatáramot.

Az eredő térfogatáram Pitot-csővel történő mérésének hibája két fő összetevőből állt. Az egyik hibaforrás a 105-ször leolvasott nyomáskülönbség, az ebből eredő hibát az alábbi összefüggés segítségével számíthatjuk ki:

$$\delta q_{v0m1} = \sqrt{\sum_{j=1}^{105} \left(\delta p_{öjm} \cdot \frac{\partial q_{v0m}}{\partial p_{öjm}} \right)^2}, \quad (4.14)$$

ahol q_{v0m} a Pitot-cső segítségével meghatározott eredő térfogatáram, mellyel a mérés esetében az egyes furatokon távozó térfogatáramokat dimenziótlanítottuk. Ennek a hibának az értéke minden esetben az eredő térfogatáram csupán néhány ezreléke, ezért elhanyagolható. A másik hibaforrás a már bemutatott térfogatáram túllövés, mely értékére a 4.2 táblázat adatai alapján 95%-os megbízhatósággal intervallumbecslést készítettünk. Először kiszámoltuk a táblázatban található relatív eltérések korrigált tapasztalati szórását az alábbi összefüggés segítségével:

$$s_3^* = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{l=1}^3 (a_l - \bar{a})^2}, \quad (4.15)$$

ahol a_l a 4.2 táblázatban található l -edik relatív eltérés, $\bar{a}$ pedig a relatív eltérések átlaga. A relatív eltérés várhatóan az alábbi intervallumba esik:

$$\bar{a} - \lambda_{st}(0.95,2) \cdot \frac{s_2^*}{\sqrt{3}} \leq \frac{\delta q_{v0P}}{q_{v0}} \cdot 100 \leq \bar{a} + \lambda_{st}(0.95,2) \cdot \frac{s_2^*}{\sqrt{3}}, \quad (4.16)$$

ahol $\lambda_{st}(0.95,2)$ a 0.95-ös szignifikancia szinthez és 2-es szabadságfokhoz tartozó, Student eloszlás táblázatából leolvasott érték. A q_{v0P} várható relatív eltérése, ebből adódóan az eredő térfogatáram Pitot-csővel történő mérésének relatív túllövése a következő:

$$\frac{\delta q_{v0m}}{q_{v0}} \cdot 100 = \frac{\delta q_{v0P}}{q_{v0}} \cdot 100 = 10.91 \pm 0.67\%. \quad (4.17)$$

A furatokon kiáramló dimenziótlan térfogatáramok Pitot-csővel történő mérésének mérési hibája a 4.1 táblázat adatait felhasználva került meghatározásra. Normál eloszlás esetén az eltérések 95%-os valószínűséggel a $-1.96 \cdot \sigma$ és $1.96 \cdot \sigma$ közötti intervallumba esnek, ahol σ az eltérések szórását jelöli. Esetünkben nem ismerjük a szórás elméleti értékét, ezért ezt a rendelkezésre álló adatokból kell megbecsülnünk. Erre torzítatlan becslést ad a korrigált tapasztalati szórás, melyet az alábbi összefüggéssel számítottunk ki (az eltérések átlaga minden Reynolds-szám esetén nulla):

$$s_{15}^* = \sqrt{\frac{1}{14} \sum_{k=1}^{15} t_k^2}, \quad (4.18)$$

ahol t_k a 4.1 táblázatban található k -adik abszolút eltérés. Esetünkben Student eloszlást feltételezve jobb becslést adhatunk a hibára. A 14-es szabadságfokú Student eloszlás esetén az eltérések 95%-os valószínűséggel a $-2.14 \cdot s_{15}^*$ és $2.14 \cdot s_{15}^*$ közötti intervallumba esnek. Ennek megfelelően a 21 pontos módszer bizonytalanságából eredő abszolút hibát az alábbi összefüggéssel számíthatjuk:

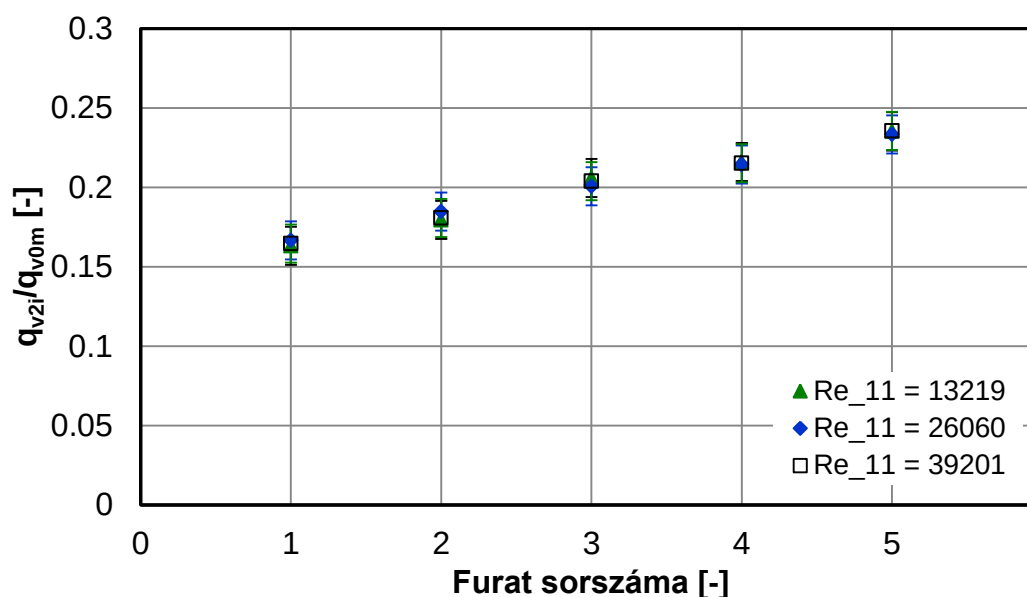
$$\delta \left(\frac{q_{v2iP}}{q_{v0P}} \right) = 2.14 \cdot s_{15}^*. \quad (4.19)$$

A furatokon kiáramló dimenziótlan térfogatáramok Pitot-csővel történő mérésének teljes mérési hibája az alábbi összefüggéssel határozható meg:

$$\delta \left(\frac{q_{v2im}}{q_{v0m}} \right) = \sqrt{\sum_{j=1}^{21} \left(\delta p_{öjm} \cdot \frac{\partial \left(\frac{q_{v2im}}{q_{v0m}} \right)}{\partial p_{öjm}} \right)^2 + \left(\delta \left(\frac{q_{v2iP}}{q_{v0P}} \right) \right)^2}, \quad (4.20)$$

Fontos megemlíteni, hogy q_{v0m} hibája a dimenziótlan eloszlást nem befolyásolja, így a (4.20) összefüggésben q_{v0m} konstansként szerepel.

A mérések eredményeit a 4.10 ábrán illusztráljuk és a 4.3 táblázatban foglaljuk össze.



4.10 ábra: A furatokon távozó dimenziótlan térfogatáramok a hibásávok feltüntetésével három különböző belépő Reynolds-szám (Re_{11}) esetén – mérés

4.3 táblázat: A mérőperemmel mért referencia és a Pitot-csővel meghatározott eredő térfogatáramok összehasonlítása

Re_{11} [-]	q_{v0} [m ³ /s]	q_{v0m} [m ³ /s]	q_{v0m} relatív eltérése [%]
13219	0.00320	0.00376	17.45
26060	0.00631	0.00731	15.60
39201	0.00949	0.01108	16.83

A 4.10 ábrát elemezve megállapítható, hogy a vizsgált Reynolds-szám tartományban a dimenziótlan térfogatáram-eloszlás szinte egyáltalán nem függ a belépő Reynolds-számtól. Ez a jelenség összhangban van a szakirodalomból ismert korábbi eredményekkel [8]. Az egyes furatokhoz tartozó, különböző Reynolds-számokon mért dimenziótlan térfogatáramok nagyon kis szórást mutatnak. A legkisebb térfogatáramot az első furat esetében mértük, az elosztócső végéhez – a záródugóhoz – közeledve a furatokon egyre nagyobb térfogatárammal áramlik ki a levegő.

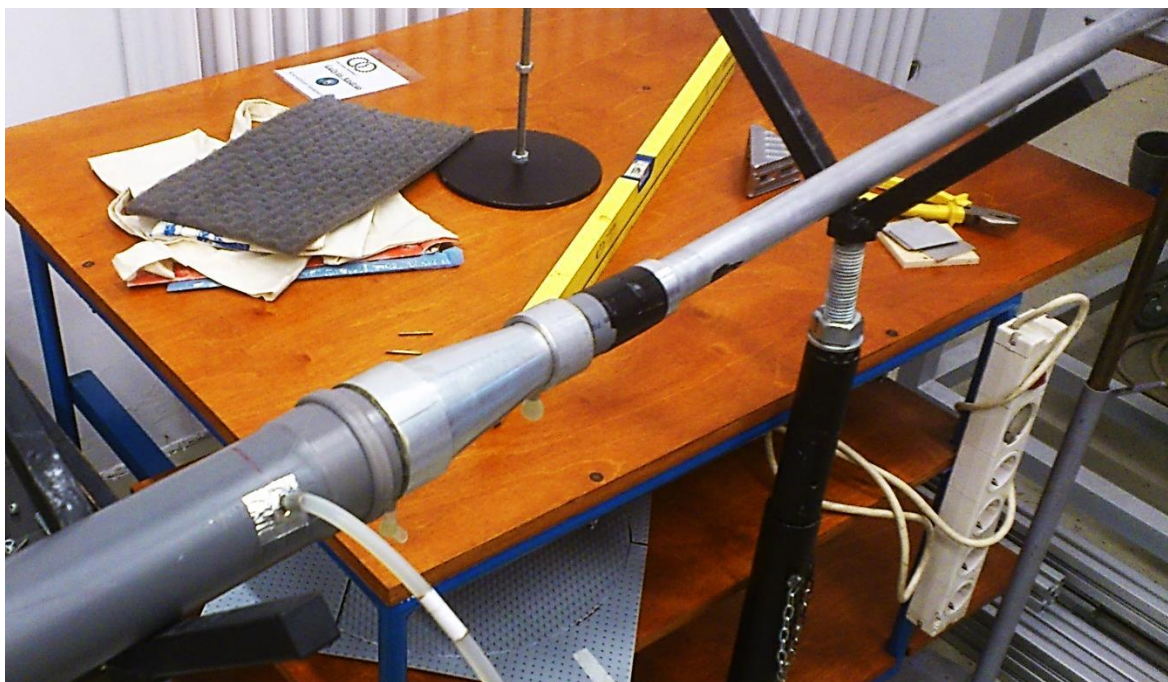
A 4.3 táblázatot szemügyre véve megállapíthatjuk, hogy az eredő térfogatáramot mindhárom Reynolds-szám esetében túlbecsültük. Az eltérések nem elhanyagolhatóak, mérnöki szempontból azonban elfogadható pontossággal becsültük az eredő térfogatáramot a Pitot-csőves mérésekkel. A túllövés mindegyik esetben stabilan 15.5–17.5 % között volt. A mérőperemes és Pitot-csőves mérések – korábban bemutatott – mérési hibájának ismeretében kijelenthetjük, hogy a Pitot-csővel mért eredő térfogatáramok referenciától vett eltérései kismértékben (2-3 %-kal) hibahatáron kívül helyezkedtek el. Ennek okai a következők lehetnek: Az eredő térfogatáram hibájának meghatározásához CFD eredményeket használtunk fel, melyek a CFD szimulációk bizonytalanságából adódóan önmagukban is hibával terheltek. Továbbá a mérés során nem vettük figyelembe, hogy a szabadsugarhoz történő hozzákeveredés folytán sugárban a nyomás kissé eltérő lehet a környezeti nyomáshoz képest, ami torzítja a Pitot-csőves méréseink eredményét. Az említett okok ismeretében a mérések eredményei elfogadhatóak.

4.1.2 A térfogatáram-eloszlás meghatározása az új ellenállásmodellt alkalmazó hidraulikai modell segítségével

A térfogatáram-eloszlás hidraulikai modell alkalmazásával történő meghatározásához a 3.2 fejezetben bemutatott programnak az alábbi értékeket adtuk meg:

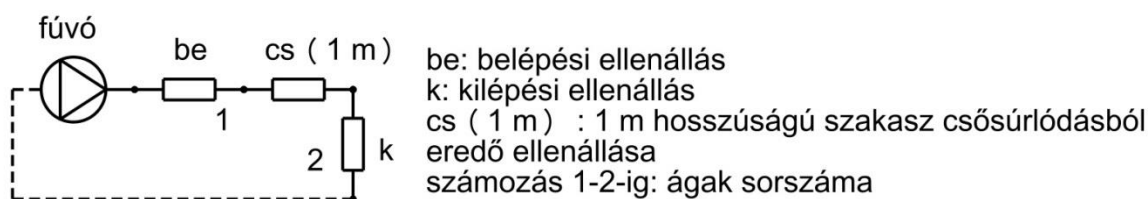
- Ágak száma: 10
- Konvergencia-kritérium: 10^{-23}
- Ágak hidraulikai átmérője:
 - páratlan sorszámú ágak: 0.02 m (D_1)
 - páros sorszámú ágak: 0.01 m (D_2)
- Ágak hossza
 - 1-es ág: 0.09 m
 - páros sorszámú ágak: 0
 - páratlan sorszámú ágak (1-es kivételével): 0.06 m (L_1)
- Belépési veszteségtényező. A belépési veszteségtényező értékét saját mérések eredményeit felhasználva, a program segítségével határoztuk meg. Az alkalmazott módszert hamarosan részletesen bemutatjuk.
- Az ág jellegét meghatározó szám:
 - 1-es ág: 0 (belépési ellenállást tartalmazó ág)
 - páros ágak: 1 (leágazás)
 - páratlan ágak (1-es kivételével): 2 (üreg ellenállást tartalmazó ág)
- A fúvó által biztosított össznyomás közvetlenül a belépés előtt: a mérések során a konfúzor belépő keresztmetszete előtti statikus nyomáskivezetésen mért nyomásérték ($p_{of} = p_{st}$).
- Hurkok száma: 5
- Hurokindexek és ágindexek a 3.2 ábrának megfelelően
- $A_1 = 5.1426$, $B_1 = -0.099$, $A_2 = 0.2707$, $B_2 = 0.0801$, $C = 0.4344$ és $D = 0.0578$ a saját szimulációk és illesztések eredményei alapján, $C_T = 0.9$ a szakirodalomból ismert eredmények alapján [8] valamint $\zeta_{max} = 100$.

A belépési veszteségtényező meghatározásához a mérőrendszerről leszereltük az elosztócsövet, és egy 1 m hosszúságú, furat nélküli, egyenes, nyitott végű csövet szereltünk a helyére, amely ugyanabból a kiindulási, hidraulikailag simának tekinthető alumínium csődarabból készült, mint az elosztócső – ennek megfelelően a belső átmérők és a felületi érdességek azonosnak tekinthetők. A módosított mérőrendszeren öt különböző térfogatáram esetén mértük a konfúzor belépő keresztmetszete előtti statikus nyomást. A mérőrendszerre rászertelt 1 m hosszúságú cső és a statikus nyomásmérési pont látható a 4.11 ábrán.



4.11 ábra: A mérőrendszerre rászertelt 1 m hosszúságú cső és a statikus nyomásmérési pont

A mérés után a programnak megadott értékeket módosítottuk a módosult modellnek megfelelően. A módosított modell a 4.12 ábrán látható.



4.12 ábra: A módosított modell a veszteségtényező meghatározásához

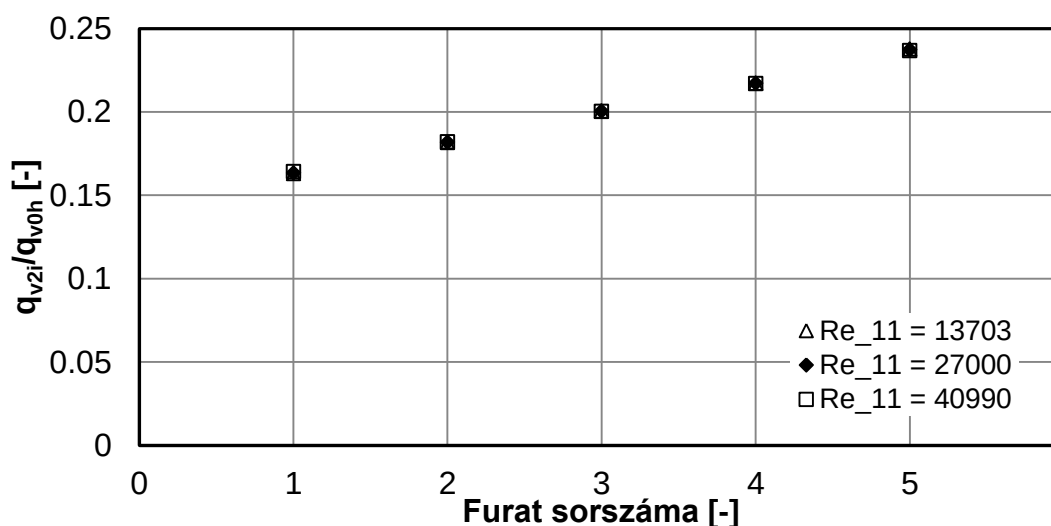
A 4.12 ábrán látható modellnek megfelelően a programnak az alábbi értékeket adtuk meg:

- Ágak száma: 2
- Konvergencia-kritérium: 10^{-23}
- Ágak hidraulikai átmérője: 0.02 m
- Ágak hossza
 - 1-es ág: 1 m
 - 2-es ág: 0
- Az ágak jellegét meghatározó szám: mindkét ág esetén 0
- A fúvó által biztosított össznyomás közvetlenül a belépés előtt: a mérések során a konfúzor belépő keresztmetszete előtti statikus nyomáskivezetésen mért nyomásérték.
- Hurkok száma: 1
- Hurokindexek és ágindexek a 4.12 ábrának megfelelően
- A belépési veszteségtényező értékét (1-es ág) minden egyes előírt nyomás esetén akkorára állítottuk, hogy a program által számolt térfogatáram megegyezzen a mérés során kapott térfogatárammal. A kilépési veszteségtényező értékét (2-es ág) 1-re állítottuk.

A belépési veszteségtényező az előírt össznyomás, így a belépő Reynolds-szám függvényében kismértékben változott. A legkisebb vizsgált belépő Reynolds-szám esetén

$\zeta_{be} = 0.4$, a legnagyobb vizsgált belépő Reynolds-szám esetén pedig $\zeta_{be} = 0.45$ érték adódott. A térfogatáram-eloszlások meghatározásánál a programban mindig az adott belépő Reynolds-számnak megfelelő belépési veszteségtényezőt adtuk meg.

A 4.13 ábrán a hidraulikai modell segítségével meghatározott térfogatáram eloszlást láthatjuk $p_{\partial f} = 151$ Pa, $p_{\partial f} = 587.5$ Pa és $p_{\partial f} = 1368$ Pa esetén adódó belépő Reynolds-számok ($Re_{11} = 13703$, $Re_{11} = 27000$ és $Re_{11} = 40990$) mellett. A dimenziótlanításhoz a hidraulikai modellel számolt, Re_{11} értékeknek megfelelő térfogatáramokat (q_{v0h}) használtuk.

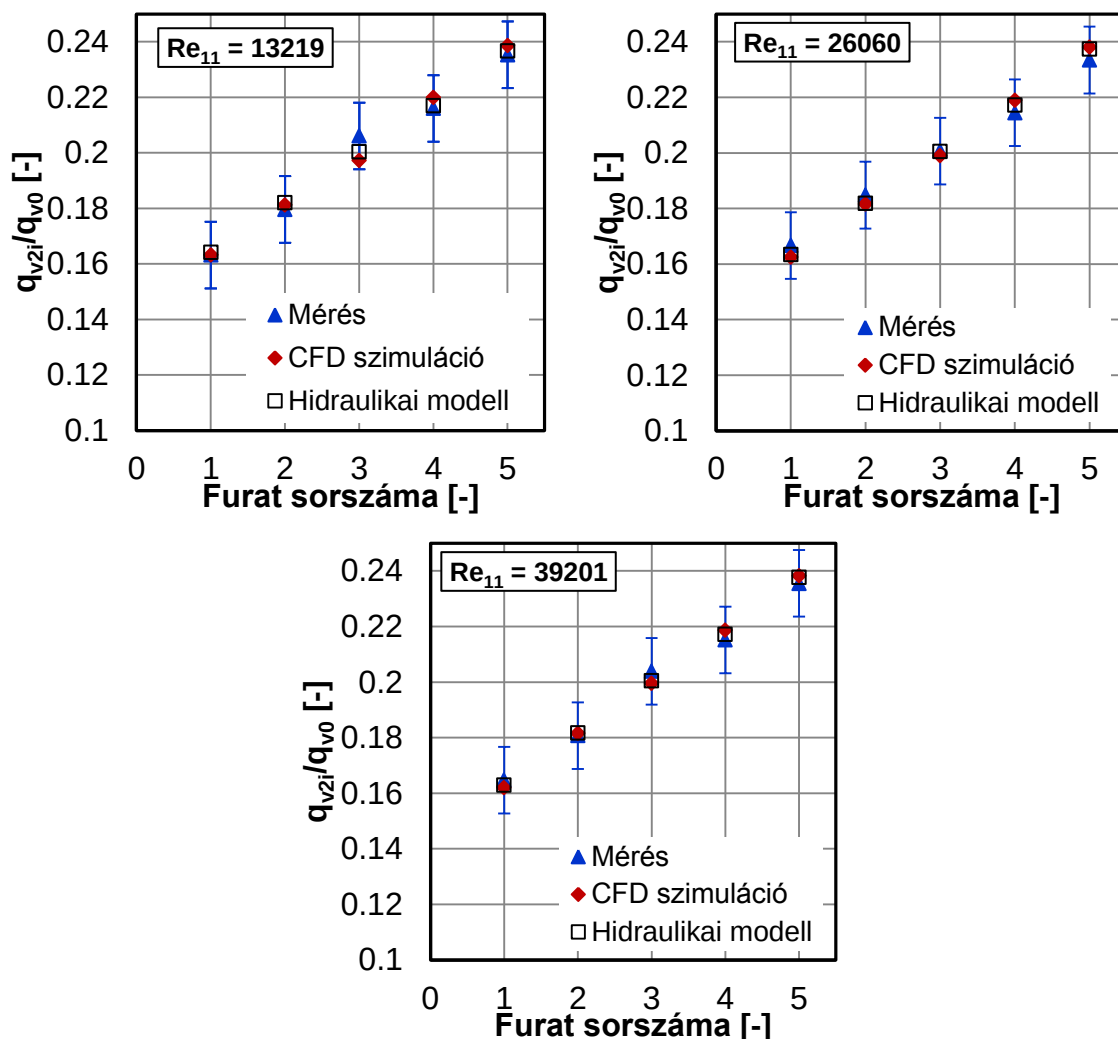


4.13 ábra: A furatokon távozó dimenziótlan térfogatáramok három különböző belépő Reynolds-szám (Re_{11}) esetén – hidraulikai modell

A 4.13 ábrát szemügyre véve megállapítható, hogy a hidraulikai modell alkalmazásával meghatározott eloszlások jellegre nagyon hasonlítanak a mérések során kapott eloszlásokhoz. A különböző módszerekkel kapott eredmények kvalitatív és kvantitatív összehasonlítását a következő fejezetben részletesen ismertetjük.

4.2 A különböző módszerekkel kapott eredmények összehasonlítása

A CFD szimulációkkal és a hidraulikai modellel kapott eredmények pontosságát a mérések eredményeivel összevetve mutatjuk be. Az összehasonlítások eredményei a 4.14 ábrán valamint a 4.4 és 4.5 táblázatokban láthatóak. A CFD szimulációk esetében a 21 pontos módszerrel kapott eredményeket használjuk fel az összehasonlításhoz. A dimenziótlanításhoz a mért értékek esetén a q_{v0m} , a CFD szimulációk esetén a q_{v0p} , a hidraulikai modell esetén a q_{v0h} értékeket használtuk, így a furatokon kiáramló dimenziótlan térfogatáramok összege mindegyik módszer esetén 1.



4.14 ábra: A három különböző módszerrel kapott dimenziótlan térfogatáram-eloszlások összehasonlítása három különböző belépő Reynolds-szám (Re_{11}) esetén

4.4 táblázat: A különböző módszerekkel kapott dimenziótlan térfogatáram-eloszlások összehasonlítása

Furat sorszáma [-]	A dimenziótlan térfogatáramok mérési eredményektől vett relatív eltéréseinek abszolút értéke [%]					
	$Re_{11} = 13219$		$Re_{11} = 26060$		$Re_{11} = 39201$	
	CFD	Modell	CFD	Modell	CFD	Modell
1	0.05	0.60	2.49	2.00	1.62	1.06
2	0.87	1.35	1.76	1.63	0.45	0.56
3	4.29	2.80	0.81	0.12	2.15	1.67
4	1.81	0.45	2.08	1.25	1.63	0.94
5	1.40	0.59	1.95	1.67	1.16	0.90

A 4.14 ábrát és a 4.4 táblázatot elemezve megállapíthatjuk, hogy a három különböző módszerrel meghatározott dimenziótlan térfogatáram-eloszlások nagyon jól egyeznek mindegyik vizsgált belépő Reynolds-szám esetén. A CFD szimulációkkal kapott eredmények mérési eredményektől vett relatív eltéréseinek abszolút értéke minden esetben 5% alatti, míg a hidraulikai modellel számolt eredmények 3%-nál kisebb mértékben térnek el a mérésekkel meghatározott dimenziótlan térfogatáramoktól. A dimenziótlan

térfogatáram-eloszlást mindegyik módszer alkalmazásával nagyon pontosan meg tudtuk határozni.

4.5 táblázat: A hidraulikai modellel számolt eredő térfogatáram összehasonlítása a mért referencia térfogatárammal

Re_{11} [-] (mérés)	q_{v0} [m ³ /s]	q_{v0h} [m ³ /s]	q_{v0h} relatív eltérése [%]
13219	0.00320	0.00332	3.61
26060	0.00631	0.00653	3.55
39201	0.00949	0.00992	4.51

A 4.5 táblázatban látható értékeket szemügyre véve azt mondhatjuk, hogy a hidraulikai modell alkalmazásával meghatározott eredő térfogatáram minden esetben nagyobb volt, mint a mért referencia térfogatáram. Az eltérés mindhárom vizsgált belépő Reynolds-szám esetén 5% alatt helyezkedett el. Ez több szempontból is nagyon jó eredménynek mondható: Egyrészt a referencia térfogatáram mérést $\pm 3.5\%$ -os relatív hibahatár jellemzi, másrészt a hidraulikai modell alkalmazása során a programnak egy nyomásértéket írunk elő, az eredő térfogatáram pedig a számolások eredményeképpen adódik. Az összehasonlítás eredményeképpen megállapítható, hogy a számolási algoritmusunk helyes, a veszteségtényezők értéke megfelelő pontossággal került meghatározásra.

5 KONKLÚZIÓ, TOVÁBBFEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK

Vizsgálataink során 40 különböző geometria esetén meghatároztuk egy hengeres csövön kialakított merőleges, hengeres furat hidraulikai veszteségtényezőjét, ezáltal új adatokkal terjesztettük ki a rendelkezésre álló kísérleti adatbázist a korszerű háromdimenziós áramlásmodellek eredményeinek felhasználásával. A mérési adatok helyett háromdimenziós szimulációs eredményeket alkalmaztunk az ellenállás karakterisztikájának illesztésére. A korábbi vizsgálatoknál [8, 9, 10] szélesebb paramétertartományban hajtottuk végre az ellenállás értékek illesztését, a vizsgált paraméterteret részletesebben, nagyobb felbontásban tártuk fel.

A kiáramlást össznyomás különbség alapján számoltuk, a furat miatti iránytörésből eredő össznyomás veszteséget pedig két veszteségtényező felhasználásával fejeztük ki, amelyeket a háromdimenziós szimulációk eredményeinek felhasználásával, illesztéssel határoztunk meg a belépő Reynolds-szám függvényeként. A főági dinamikus nyomáshoz tartozó veszteségtényező értéke kis sebességviszonyok esetén nem lehet nagyobb egynél. Az említett veszteségtényező értékét 1 értékben rögzítve a furat dinamikus nyomásához tartozó veszteségtényezőt a szimulációk eredményei alapján illesztéssel meghatározhatjuk. Az így kapott eredmények nagyobb sebességviszonyok esetén kevésbé pontos korreláció kidolgozását teszik lehetővé, alacsony sebességviszonyok esetében azonban ezt a megközelítést kell alkalmaznunk. Vizsgálataink során definiáltuk és megállapítottuk a kritikus sebességviszonyt, melyet meghaladva áttérhetünk a mindkét veszteségtényezőt illesztéssel meghatározó megközelítésre.

A veszteségtényezők felhasználásával megalkotott ellenállásmodell lehetővé tette egy elosztórendszeren (furatsoron) kilépő térfogatáram-eloszlás számítására alkalmas hidraulikai modell felállítását. A térfogatáram-eloszlás számítására saját számítási algoritmust készítettünk. A modell validációja saját laboratóriumi mérések segítségével történt. A bemutatott eljárás alkalmazásával – hasonló módon – egyéb hidraulikai elemek veszteségtényezői is meghatározhatók.

IRODALOMJEGYZÉK

- [1] J. M. HASSAN, W. S. MOHAMMED, T. A. MOHAMED, W. H. ALAWEE (2014): Review on Single-Phase Fluid Flow Distribution in Manifold, *International Journal of Science and Research (IJSR)*, Vol.3, Issue 1, pp.325-330.
- [2] F. LU, Y. LUO, S. YANG (2008): Analytical and Experimental Investigation of Flow Distribution in Manifolds for Heat Exchangers, *Journal of Hydrodynamics*, Vol.20, Issue 2, pp.179-185.
- [3] J. WANG, Z. GAO, G. GAN, D. WU (2001): Analytical Solution of Flow Coefficients for a Uniformly Distributed Porous Channel, *Chemical Engineering Journal*, Vol.84, Issue 1, pp.1-6.
- [4] A. B. DATTA, A. K. MAJUMDAR (1980): Flow Distribution in Parallel and Reverse Flow Manifolds, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.2, Issue 4, pp.253-262.
- [5] R. LÓPEZ, A. LECUONA, R. VENTAS, C. VEREDA (2012): A Numerical Procedure for Flow Distribution and Pressure Drops for U and Z Type Configurations Plate Heat Exchangers with Variable Coefficients, *Journal of Physics: Conference Series*, Vol.395, Issue 1, Conference 1
- [6] J. M. HASSAN, A. ABDULRAZZAQ, B. K. KAMIL (2008): Flow Distribution in Manifolds, *Journal of Engineering and Development*, Vol.12, No.4, pp.159-177.
- [7] J. M. HASSAN, W. S. MOHAMMED, A. F. HAMEED (2012): Study of Three Dimensional Fluid Flow in Manifold-Laterals System, *Engineering & Technology Journal*, Vol.30, No.7, pp.1132-1148.
- [8] T. KUBO, T. UEDA (1969): On the Characteristics of Divided Flow and Confluent Flow in Headers, *Bulletin of JSME*, Vol.12, No.52, pp.802-809.
- [9] M. H. ZEISSER (1963): Summary Report of Single-Tube Branch and Multi-Tube Branch Water Flow Tests conducted by the University of Connecticut, Pratt and Whitney aircraft division, United aircraft corporation, Report No PWAC-231 USAEC Contract AT(11-1)-229
- [10] J. S. MCNOWN (1954): Mechanics of manifold flow, *Transactions of the American Society of Civil Engineers*, Vol.119, No.1, pp.1103-1118.
- [11] A. K. MAJUMDAR (1980): Mathematical Modelling of Flows in Dividing and Combining Flow Manifold, *Applied Mathematical Modelling*, Vol.4, Issue 6, pp.424-432.
- [12] HALÁSZ G., HUBA A. (2003): Műszaki mérések, Műegyetemi Kiadó, Budapest

-
- [13] M. S. GANDHI, A. A. GANGULI, J. B. JOSHI, P. K. VIJAYAN (2012): CFD Simulation for Steam Distribution in Header and Tube Assemblies, *Chemical Engineering Research and Design*, Vol.90, Issue 4, pp.487-506.
- [14] A. S. RAMAMURTHY, J. QU, D. VO, C. ZHAI (2006): 3-D Simulation of Dividing Flows in 90 deg Rectangular Closed Conduits, *Journal of Fluids Engineering*, Vol.128, Issue 5, pp.1126-1129.
- [15] I. E. IDELCHIK (1966): Handbook of Hydraulic Resistance, Translated from Russian by the Israel Program for Scientific Translations, Jerusalem, 1966
- [16] O. W. ESHBACH (1990): Eshbach's Handbook of Engineering Fundamentals – Fourth Edition, edited by B. D. Tapley, "A Wiley-Interscience publication"
- [17] G. SATISH, K. A. KUMAR, V. V. PRASAD, SK. M. PASHA (2013): Comparison of Flow Analysis of a Sudden and Gradual Change of Pipe Diameter Using Fluent Software, *International Journal of Research in Engineering and Technology*, Vol.2, Issue 12, pp.41-45.
- [18] ESDU (2008): Flow through sudden contractions of duct area: pressure losses and flow characteristics, Engineering Sciences Data Unit 05024.
- [19] A. ACRIVOS, B. D. BABCOCK, R. L. PIGFORD (1958): Flow Distributions in Manifolds, *Chemical Engineering Science*, Issues 1-2, pp.112-124.
- [20] ISO 5167-2:2003 (2003): Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full – Part 2: Orifice plates