



10. Hidraulika

Áramlástan előadást kiegészítő prezentáció

Dr. Suda Jenő Miklós, adjunktus

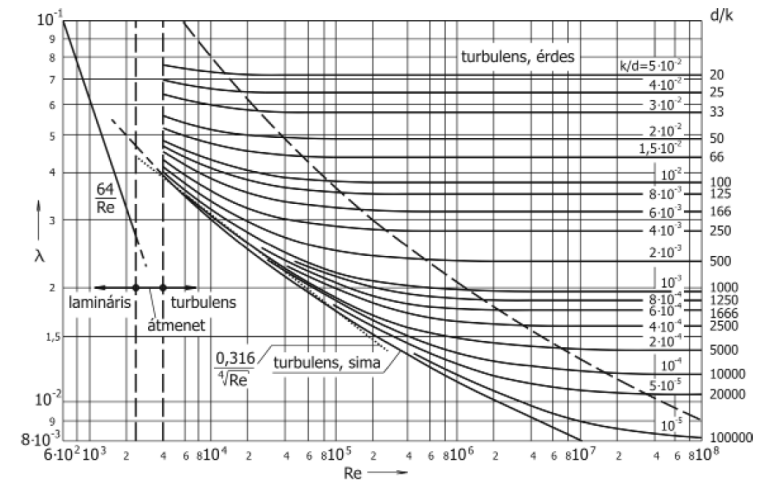
BME Áramlástan Tanszék

Felhasznált szakirodalom:

Dr. Lajos T.: Az áramlástan alapjai tankönyv

Dr. Balogh M.: Turbulencia modellezése előadásjegyzet

Dr. Suda J.M.: Járműáramlástan előadásjegyzet



10.4. ábra

A nem homogén érdességű csövekre vonatkozó Moody diagram





$\mu=0$ Súrlódásmentes közegáramlás esetén

Euler-egyenlet

$$\frac{d\underline{v}}{dt} = \underline{g} - \frac{1}{\rho} \text{grad } p$$

Euler-egyenlet

$$\frac{\partial \underline{v}}{\partial t} + \text{grad} \frac{v^2}{2} - \underline{v} \times \text{rot } \underline{v} = \underline{g} - \frac{1}{\rho} \text{grad } p$$

a Bernoulli-egyenlet
általános alakja

$$\int_1^2 \frac{\partial \underline{v}}{\partial t} d\underline{s} + \int_1^2 \text{grad} \frac{v^2}{2} d\underline{s} - \int_1^2 \underline{v} \times \text{rot } \underline{v} d\underline{s} = \int_1^2 \underline{g} d\underline{s} - \int_1^2 \frac{1}{\rho} \text{grad } p d\underline{s}$$

instacionárius Bernoulli-
egyenlet

$$\int_1^2 \frac{\partial \underline{v}}{\partial t} d\underline{s} + \left[\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + U \right]_1 = 0$$

a Bernoulli-egyenlet
egyszerű alakja

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + U_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + U_2$$

$\mu=0$., $\rho=\text{áll.}$., stac., pot.erőtér, $\underline{v} \parallel d\underline{s}$

[Pa]

$$p_1 + \frac{\rho}{2} v_1^2 + \rho U_1 = p_2 + \frac{\rho}{2} v_2^2 + \rho U_2$$





$\mu \neq 0$ Súrlódásos közegáramlás esetén:

mozgásegyenlet

$$\frac{d\underline{v}}{dt} = \underline{g} + \frac{1}{\rho} \Phi \nabla$$

Navier-Stokes-
egyenlet

$\mu = \text{áll.}, \rho = \text{áll.}$

$$\frac{\partial \underline{v}}{\partial t} + \text{grad} \frac{v^2}{2} - \underline{v} \times \text{rot} \underline{v} = \underline{g} - \frac{1}{\rho} \text{grad} p + \underbrace{\nu \Delta \underline{v}}_{\text{súrlódás hatását kifejező tag}} - \underbrace{\nu \text{rot rot} \underline{v}}$$

súrlódás hatását
kifejező tag

$\mu = 0$

$$\int_1^2 \frac{\partial \underline{v}}{\partial t} d\underline{s} + \int_1^2 \text{grad} \frac{v^2}{2} d\underline{s} - \int_1^2 \underline{v} \times \text{rot} \underline{v} d\underline{s} = \int_1^2 \underline{g} d\underline{s} - \int_1^2 \frac{1}{\rho} \text{grad} p d\underline{s}$$

a Bernoulli-egyenlet
általános alakja

$\mu = 0$

$\mu \neq 0$

$$\int_1^2 \frac{\partial \underline{v}}{\partial t} d\underline{s} + \int_1^2 \text{grad} \frac{v^2}{2} d\underline{s} - \int_1^2 \underline{v} \times \text{rot} \underline{v} d\underline{s} = \int_1^2 \underline{g} d\underline{s} - \int_1^2 \frac{1}{\rho} \text{grad} p d\underline{s} + \underbrace{\int_1^2 \nu \Delta \underline{v} d\underline{s}}_{\mu \neq 0} - \int_1^2 \nu \text{rot rot} \underline{v} d\underline{s}$$

$\mu \neq 0$

$\mu = 0$

a Bernoulli-egyenlet
egyszerű alakja

$$p_1 + \frac{\rho}{2} v_1^2 + \rho U_1 = p_2 + \frac{\rho}{2} v_2^2 + \rho U_2$$

$\mu \neq 0., \rho = \text{áll.}, \text{stac.},$
pot.erőtér, $\underline{v} \parallel d\underline{s}$

$\mu = 0$

$\mu \neq 0$

a veszteséges Bernoulli-
egyenlet

$$p_1 + \frac{\rho}{2} v_1^2 + \rho U_1 = p_2 + \frac{\rho}{2} v_2^2 + \rho U_2 + \sum \Delta p'$$

$\mu \neq 0$

$\sum \Delta p'_{\text{veszt}}$: hidraulikai elemek nyomásvesztése az áramvonal vizsgált „1” és „2” pontjai közötti szakaszán



$\mu \neq 0$ Súrlódásos közegáramlás

$\mu \neq 0$, $\rho = \text{áll.}$, stac. ,
pot.erőtér, $\underline{v} \parallel \underline{ds}$

$$p_1 + \frac{\rho}{2} v_1^2 + \rho U_1 = p_2 + \frac{\rho}{2} v_2^2 + \rho U_2 + \sum \Delta p'$$

a veszteséges Bernoulli-
egyenlet

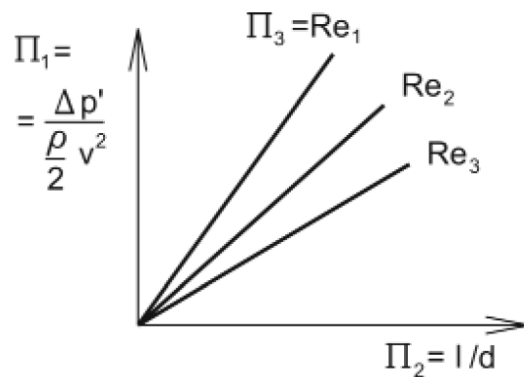
Nyomásveszteség: $\Delta p' = ?$ [Pa] $\Delta p' = \frac{\rho}{2} v^2 \cdot \zeta$

Veszteségtényező: $\zeta = \frac{\Delta p'}{p_{din}}$ $\zeta = ?$ [-]

Egyenes, kör keresztmetszetű cső:

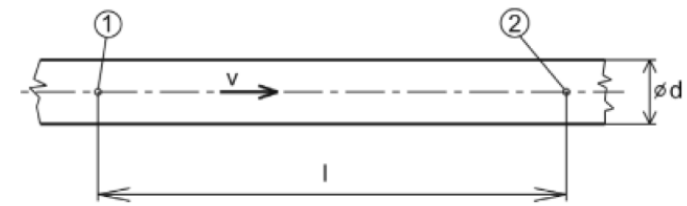
$$\Delta p' = f(l, \mu, \rho, d, v)$$

Dimenzióanalízis: Buckingham-féle π -
elmélet segítségével dimenziótlan
paramétercsoportok meghatározása
(lásd tankönyv!)



10.2. ábra

Mérési eredmények



10.1. ábra

Egyenes, kör keresztmetszetű cső

$$\frac{\Delta p'}{\frac{\rho}{2} v^2} = \lambda(Re) \cdot \frac{l}{d}$$

$$Re = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

$$\Delta p' = \frac{\rho}{2} v^2 \cdot \zeta = \frac{\rho}{2} v^2 \cdot \frac{l}{d} \lambda(Re)$$



Egyenes, kör keresztmetszetű cső:

Csősúrlódási tényező: $\lambda(Re)$

$$\Delta p' = \frac{\rho}{2} v^2 \cdot \frac{l}{d} \lambda(Re)$$

$$Re = \frac{v d \rho}{\mu} = \frac{v d}{\nu}$$

**lamináris áramlásra
vonatkozó csősúrlódási
tényező**

$$\lambda_{lam} = \frac{64}{Re}$$

**lamináris áramlásnál az
érdességnek nincs hatása**

Turbulens áramlás ($Re > 2300$)

hidraulikailag sima

$$\lambda_{turb} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}$$

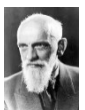
Blasius-képlet

**hidraulikailag
érdes csövek**

$$\lambda_{turb} = f(Re; k)$$

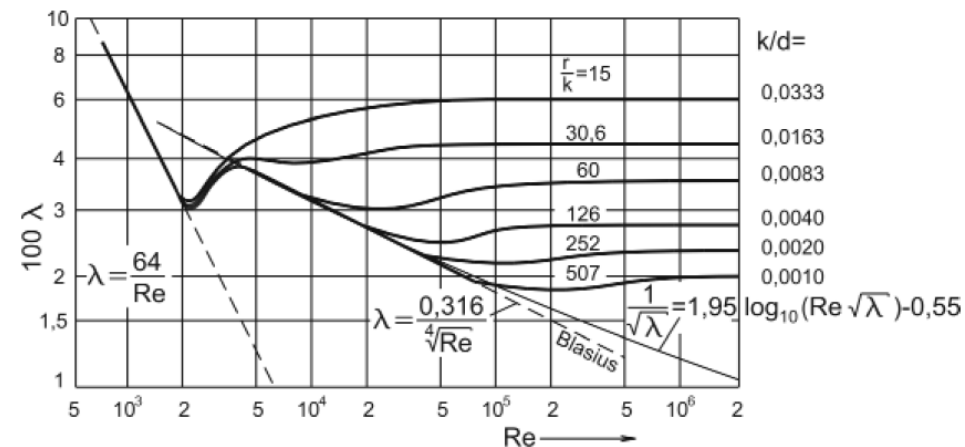


*Nikuradze, Johann grúz származású német mérnök (1894-1979). A Göttingeni Egyetemen folytatott tanulmányokat, és ezek befejezése után Prandtl intézetében dolgozott tanársegédként, majd munkatársként részt vett Prandtl áramlástechnikai kutatóintézetének létrehozásában. Kiemelkedő eredményeket ért el sima és érdes csövek kísérleti vizsgálatával. 1934-ben meghívták a Breslaueri (ma Wrocław, Lengyelország) Műszaki Főiskola Áramlástan Tanszékének vezetésére. Ezt követően Aachenben emeritus professzor [13].



*Blasius, Paul Richard Henrich (1883-1970). Göttingenben tanult matematikát és fizikát. 1907-ben Prandtlnál áramlásba helyezett testeken keletkező határretek vizsgálata témakörben doktorált. Foglalkozott a sűrűsödés áramlások hasonlóságával. Tanárként nagy szerepet játszott a Hamburgi Műemlékiskola fejlesztésében. Megadta a hidraulikailag sima csövek csősúrlódási tényezőjének összefüggését. Számos tankönyvet írt [13].

Nikuradze* határozta meg méréssel a λ csősúrlódási tényezőt a Re függvényében különböző $k/d = \text{áll. homokérdesség értékek mellett}$, és a mérések eredményét kétszer logaritmikus diagramban ábrázolta.



10.3 ábra

Csősúrlódási tényező sima és érdes csöveknél



Egyenes, kör keresztmetszetű cső:

az acélcsövek érdessége nem homogén

Nem homokszemcsékkel érdesített csövek, pl. **acélcsövek** esetén az érdesség mérete változó, tehát a Reynolds-szám növekedésével nem egyszerre az összes, hanem fokozatosan egyre több érdességcsúcs kerül ki a viszkózus alaprétegből. Ezért az érdesség a Reynolds-szám növekedésével fokozatosan növekvő mértékben befolyásolja a csősúrlódási tényező értékét.

Teljesen érdesnek tekinthető a cső, ha fennáll: $Re \geq Re_{\text{H}} \cong 100d/k$ [8]. Ekkor a csősúrlódási tényező a

$$\lambda_{turb} = f(Re; d/k)$$

$$\lambda = \frac{0,25}{\left(\lg \frac{3,715 d}{k}\right)^2}$$

összefüggéssel [16] számolható. Néhány cső, vagy csatornafal anyagra vonatkozó érdességi adatokat a következő táblázat tartalmaz.

k érdesség

Anyag	Érdesség k [mm]
üveg, réz	$1 - 6 \cdot 10^{-3}$
húzott acélcső	0,02 – 0,08
acél, kissé rozsdás	0,2 – 0,5
öntöttvas	0,1 – 0,6
beton	0,2 – 5

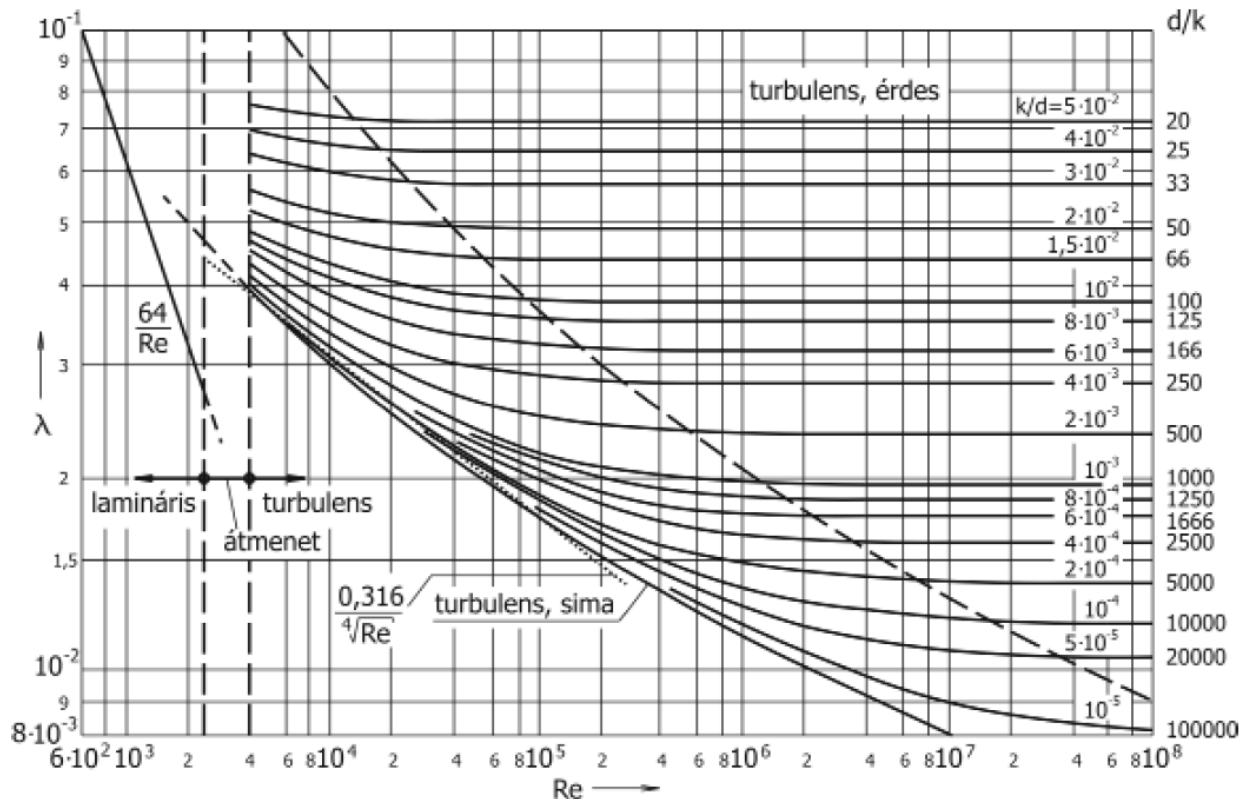


* Moody, Lewis Ferry (1880-1953) Északamerikai mérnök. Kavitációs jelenségek tanulmányozása és kavitációs együtthatóra vonatkozó javaslat kidolgozása mellett 1944-ben tette közzé a róla elnevezett diagramot [13].



Egyenes, kör keresztmetszetű cső:

Kör keresztmetszetű érdes csövek esetén a csősúrlódási tényezőt a Reynoldszám és a d/k alakban definiált relatív érdesség függvényében a **10.4. ábrán** látható **Moody*-diagram** adja meg.



10.4. ábra

A nem homogén érdességű csövekre vonatkozó Moody diagram

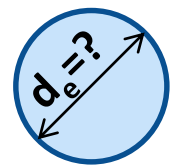
$$\lambda_{turb} = f(Re; d/k)$$

$\frac{d}{k}$ relatív érdesség

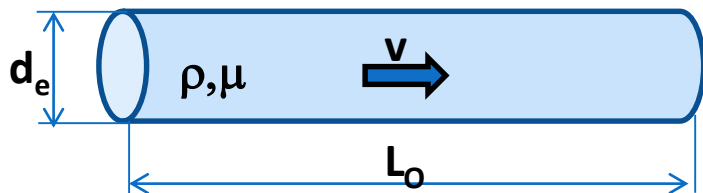
$$Re = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{v \cdot d}{\nu}$$



* Moody, Lewis Ferry (1880-1953) Északamerikai mérnök. Kavitációs jelenségek tanulmányozása és kavitációs együttthóra vonatkozó javaslat kidolgozása mellett 1944-ben tette közzé a róla elnevezett diagramot [13].



Egyenértékű kör keresztmetszetű cső:

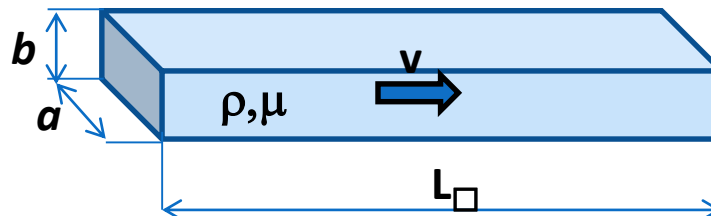


$$A_{\circ} = d_e^2 \pi / 4$$

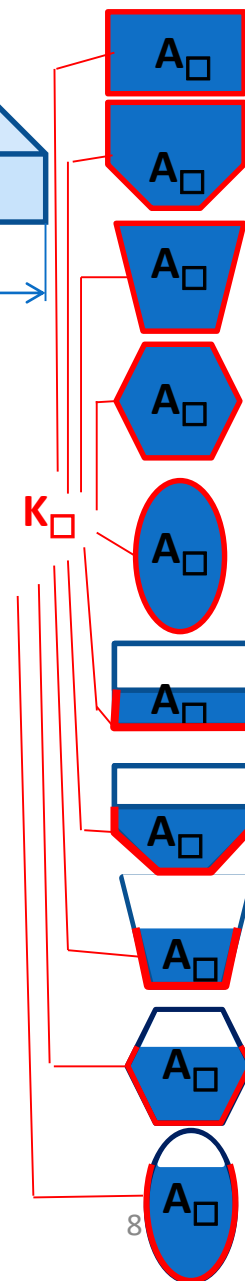
$$K_{\circ} = d_e \pi$$

v, ρ, μ adott

NEM kör keresztmetszetű cső:



A_{\square} : áramló közeg keresztmetszete
 K_{\square} : nedvesített kerület



Nem kör keresztmetszetű csövek veszteségének számításánál az alábbiak szerint járunk el. Legyen adva egy nem kör (pl. téglalap) keresztmetszetű cső, amelyet részben, vagy egészben áramló közeg tölt ki. Az áramló közeg keresztmetszete legyen A , kerülete pedig K . Keressük azt a d_e átmérőjű, kör keresztmetszetű csövet, amely súrlódási veszteség tekintetében egyenértékű az adott csővel: a két, azonos, ℓ hosszúságú csőben azonos $\Delta p'$ súrlódási veszteség keletkezik, miközben az átlagos fali csúsztatófeszültség $\bar{\tau}_0$ mindkét csőben megegyezik:

$$L_{\circ} = L_{\square}$$

$$\Delta p'_{\circ} = \Delta p'_{\square}$$

$$\tau_{0,\circ} = \tau_{0,\square}$$

$$\tau_{0,\circ} = \frac{F_{súrl, \circ}}{A_{palást, \circ}} = \frac{F_{súrl, \square}}{A_{palást, \square}} = \tau_{0,\square}$$

$$\frac{\Delta p'_{\circ} \cdot A_{\circ}}{K_{\circ} \cdot L_{\circ}} = \frac{\Delta p'_{\square} \cdot A_{\square}}{K_{\square} \cdot L_{\square}}$$

$$\frac{d_e^2 \pi}{4} = \frac{A_{\square}}{K_{\square}}$$

d_e : hidraulikai egyenértékű átmérő

$$d_e = \frac{4A_{\square}}{K_{\square}}$$

$$Re = \frac{v \cdot d_e \cdot \rho}{\mu} = \frac{v \cdot d_e}{\nu}$$

és $\frac{d_e}{k}$



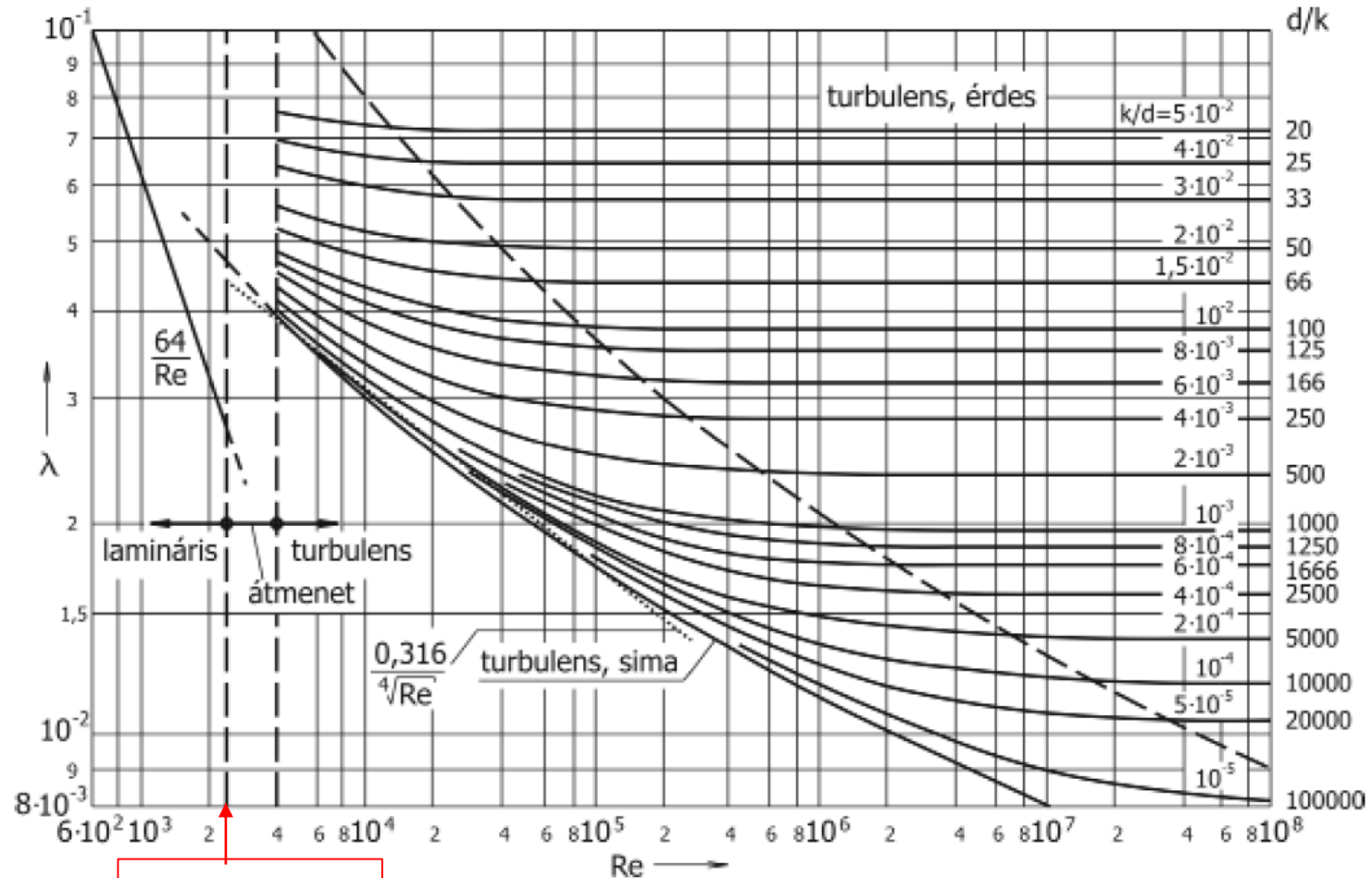
Egyenes csőszakaszra, ha adott v , L , d (vagy d_e), k , ρ , μ), akkor a λ csőúrlódási tényező meghatározása összefoglalva:

$\lambda = ?$	LAMINÁRIS $Re < Re_{határ} \cong 2300$	TURBULENS $Re > Re_{határ} \cong 2300$
HIDRAULIKAILAG SIMA CSŐ	$\lambda_{lam} = \frac{64}{Re}$	A $Re_{határ} < Re < 2 \cdot 10^5$ tartományban az ún. Blasius-képlettel: $\lambda_{turb} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}$ Ha $Re > 2 \cdot 10^5$, akkor Moody-diagramból λ leolvasható.
ÉRDESES CSŐ		A d/k relatív érdesség és Re -szám alapján Moody-diagramból λ leolvasható. $\lambda_{turb} = f\left(Re; \frac{d}{k}\right)$





Moody-diagram (log!-log!):



$Re_{hat} \approx 2300$

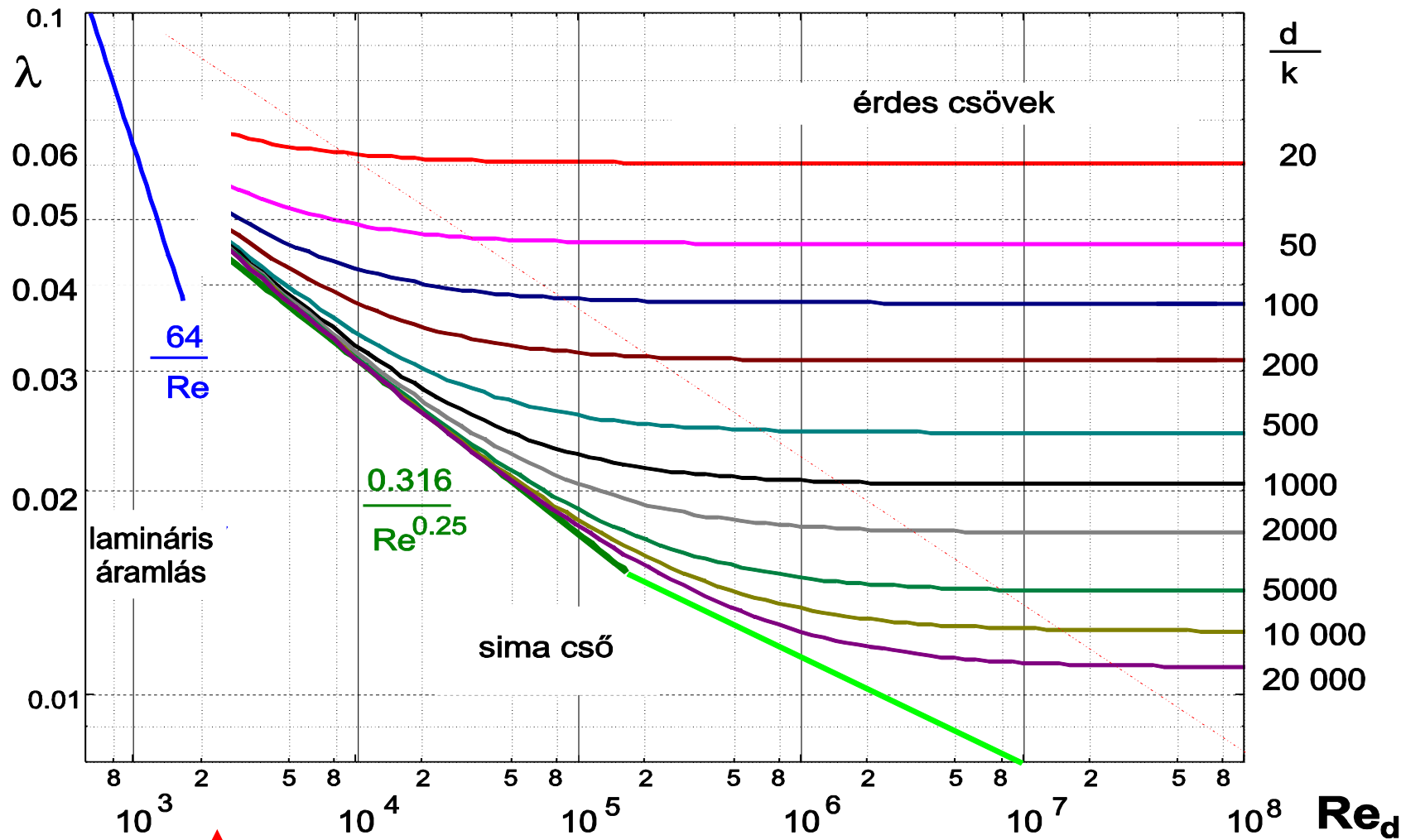
10.4. ábra

A nem homogén érdességű csövekre vonatkozó Moody diagram





Moody-diagram:



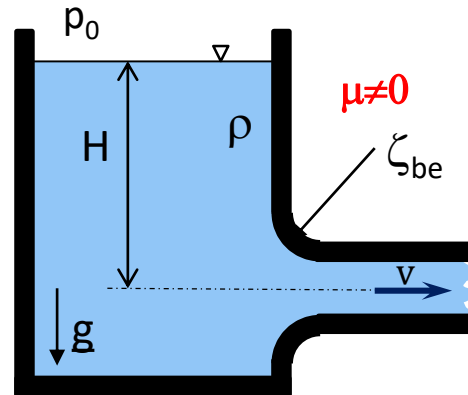
$Re_{határ} \approx 2300$



Csőidomok, hidraulikai elemek áramlási vesztesége ($\Delta p'$ [Pa] nyomásveszteség és ζ [-] veszteségtényező)

Nyomásveszteség: $\Delta p' = ?$ [Pa] Veszteségtényező: $\zeta = \frac{\Delta p'}{\rho_{din}}$ $\zeta = ?$ [-]

BEÖMLÉSI VESZTESÉG
lekerekített
belépés

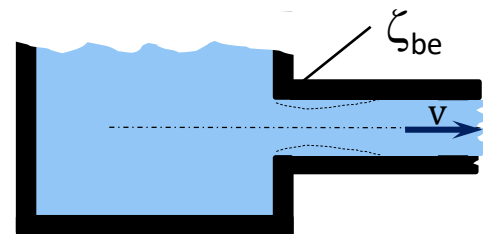


$$\Delta p' = \frac{\rho}{2} v^2 \cdot \zeta_{be}$$

$$\zeta_{be, lam} \cong 1,07$$

$$\zeta_{be, turb} \cong 0,07 \quad (\cong 0)$$

BEÖMLÉSI VESZTESÉG
Nem veszteségmentes
belépés



$$\Delta p' = \frac{\rho}{2} v^2 \cdot \zeta_{be}$$

$$\zeta_{be} > 0$$

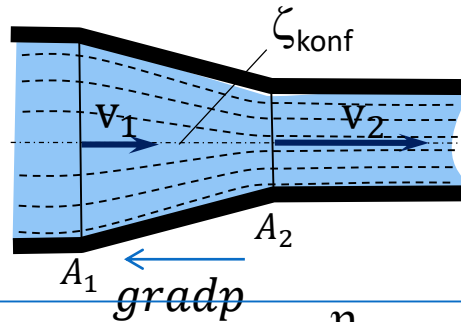
$$\zeta = ? \quad [-]$$





Csőidomok, hidraulikai elemek áramlási vesztesége ($\Delta p'$ [Pa] nyomásveszteség és ζ [-] veszteségtényező)

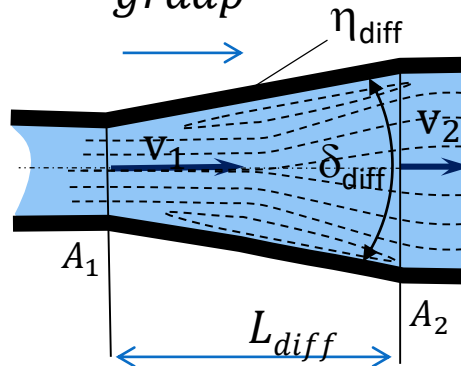
**KERESZTMETSZET-
CSÖKKENÉS
(konfúzor)**



$$\Delta p'_{konf} = \frac{\rho}{2} v_1^2 \cdot \zeta_{konf}$$

$$\zeta_{konf} = 0,01 \div 0,02 \cong 0$$

**KERESZTMETSZET-
NÖVEKEDÉS
(diffúzor)**



$$\eta_{diff} = \frac{\Delta p_{valós}}{\Delta p_{ideális}} = \frac{\Delta p_{ideális} - \Delta p'}{\Delta p_{ideális}}$$

$$\Delta p'_{diff} = \frac{\rho}{2} (v_1^2 - v_2^2) \cdot (1 - \eta_{diff})$$

$$\Delta p'_{diff} = \frac{\rho}{2} v_1^2 \left(1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right) \cdot (1 - \eta_{diff})$$

$$\alpha = \frac{A_1}{A_2}$$

$$\zeta_{diff} = (1 - \alpha^2) \cdot (1 - \eta_{diff})$$

$$\eta_{diff,opt} = \eta_{diff,max} = 85\% \div 95\%$$

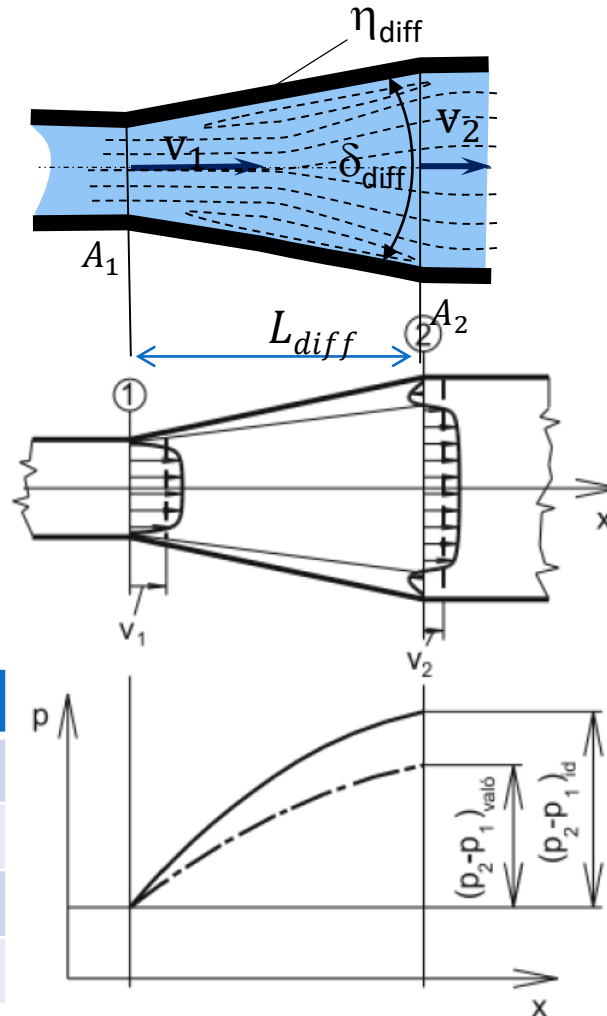


Csőídomok, hidraulikai elemek áramlási vesztesége ($\Delta p'$ [Pa] nyomásveszteség és ζ [-] veszteségtényező)

KERESZTMETSZET-NÖVEKEDÉS (diffúzor)

$$\alpha = \frac{A_1}{A_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

$$L_{diff} = D \cdot \frac{1 - \sqrt{\alpha}}{4\sqrt{\alpha} \cdot \text{tg}(\delta/2)}$$



$$\eta_{diff} = \frac{\Delta p_{valós}}{\Delta p_{ideális}} = \frac{\Delta p_{ideális} - \Delta p'}{\Delta p_{ideális}}$$

$$\Delta p'_{diff} = \frac{\rho}{2} (v_1^2 - v_2^2) \cdot (1 - \eta_{diff})$$

$$\Delta p'_{diff} = \frac{\rho}{2} v_1^2 \cdot \zeta_{diff}$$

$$\zeta_{diff} = (1 - \alpha^2) \cdot (1 - \eta_{diff})$$

Nyílásszög δ°	Diffúzorhatásfok η_d [%]								$\eta_{d BC}$
	5	7,5	10	15	20	40	60	180	
$A_2/A_1=2,25$	92	94	93	90	84	65	56	60	62
$A_2/A_1=4$	91	91	90	85	75	39	28	38	40

Látható, hogy a keresztmetszetviszony (az áramlás lassításának mértéke) különösen nagyobb kúpszögeknél befolyásolja jelentősen a diffúzorhatásfokot.

A legnagyobb diffúzorhatásfok a keresztmetszetviszonytól is függően 7° kúpszög közelében van. A gyakorlatban mégis 15° körüli kúpszöget választunk, hogy gyártási, költség okokból elkerüljük a túl hosszú diffúzorok alkalmazását.

$$\delta_{diff,opt} \cong 7^\circ$$

$$\eta_{diff,opt} = \eta_{diff,max} = 85\% \div 95\%$$

$$\delta_{diff,gyakorlat} \cong 15^\circ$$

9.13. ábra

Áramlás és nyomásmegoszlás diffúzorban

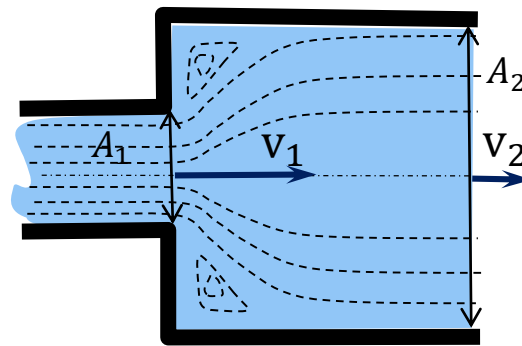




Csőídomok, hidraulikai elemek áramlási vesztesége ($\Delta p'$ [Pa] nyomásveszteség és ζ [-] veszteségtényező)

$$\alpha = \frac{A_1}{A_2}$$

**HIRTELEN
KERESZTMETSZET-
NÖVEKEDÉS
(BORDA-CARNOT IDOM)**



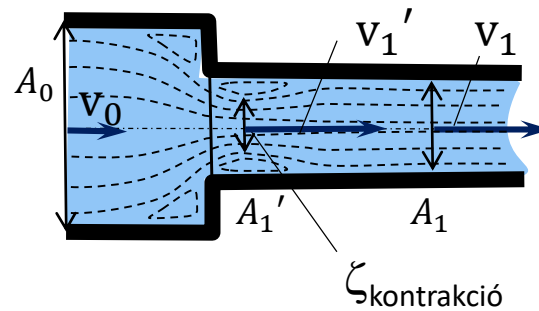
$$\Delta p'_{BC} = \frac{\rho}{2} (v_1 - v_2)^2$$

$$\Delta p'_{BC} = \frac{\rho}{2} v_1^2 \left(1 - 2 \frac{v_2}{v_1} + \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 \right)$$

$$\zeta_{BC} = (1 - 2\alpha + \alpha^2)$$

$$\eta_{diff,BC} = 1 - \frac{A_2/A_1 - 1}{A_2/A_1 + 1}$$

**HIRTELEN
KERESZTMETSZET-
CSÖKKENÉS
(kontrakció)**



$$\alpha = \frac{A_1'}{A_1}$$

$$\alpha \cong 0,6 + 0,4 \left(\frac{A_1}{A_0} \right)^2$$

$$\Delta p'_{hk} \cong \frac{\rho}{2} (v_1' - v_1)^2 = \frac{\rho}{2} v_1^2 \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2$$

$$\Delta p'_{hk} \cong \frac{\rho}{2} (v_1' - v_1)^2 = \frac{\rho}{2} v_1^2 \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2$$

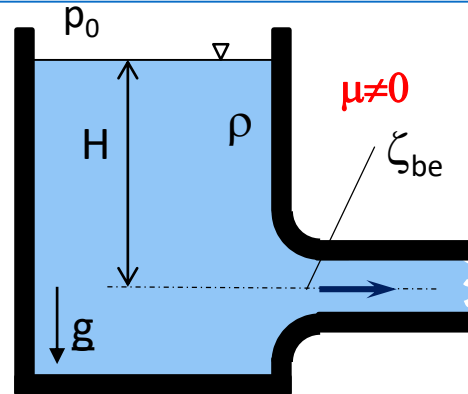
$$\zeta_{hk} \cong \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2$$





Csőidomok, hidraulikai elemek áramlási vesztesége ($\Delta p'$ [Pa] nyomásvesztés és ζ [-] veszteségtényező)

BELÉPÉSI VESZTESÉG
lekerekített
belépés

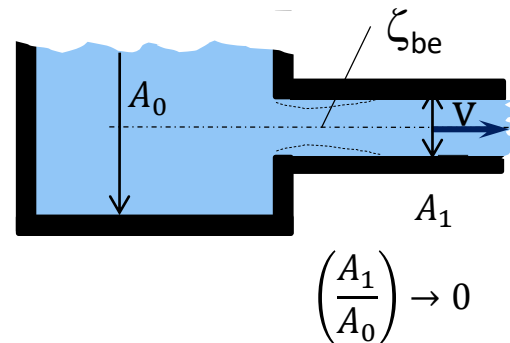


$$\Delta p' = \frac{\rho}{2} v^2 \cdot \zeta_{be}$$

$$\zeta_{be, lam} \cong 1,07$$

$$\zeta_{be, turb} \cong 0,07 \quad (\cong 0)$$

BELÉPÉSI VESZTESÉG
nem
vesztésmentes
belépés

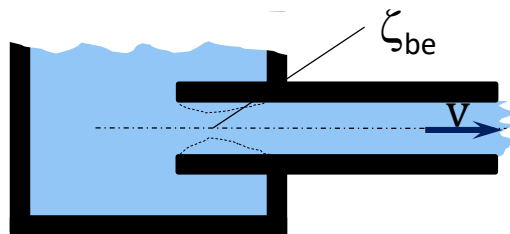


$$\Delta p' = \frac{\rho}{2} v^2 \cdot \zeta_{be} \quad \zeta_{be} > 0$$

$$\alpha \cong 0,6 + 0,4 \left(\frac{A_1}{A_0} \right)^2 = 0,6 !$$

$$\zeta_{be} = \zeta_{hk} \cong \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2 \cong 0,444$$

BELÉPÉSI VESZTESÉG
BORDA-FÉLE kifolyás



$$\alpha_{elm} = 0,5 ! \text{ (Borda-féle kifolyás)}$$

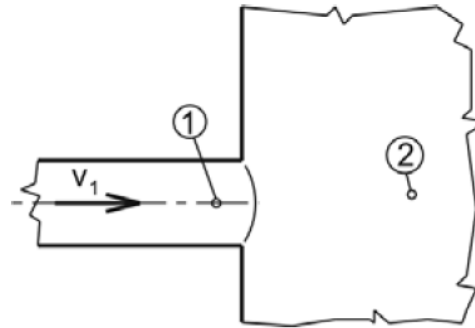
$$\zeta_{be} = \zeta_{hk} \cong \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2 \cong 1$$





Csőidomok, hidraulikai elemek áramlási vesztesége ($\Delta p'$ [Pa] nyomásveszteség és ζ [-] veszteségtényező)

KILÉPÉSI VESZTESÉG



10.7. ábra
Kilépés tartályba

A kilépés egy olyan BC-idom veszteségeként felfogható, amely idom esetén az „2” pontbeli tartály-keresztmetszet $A_1 \ll A_2$, ezért $v_2 \rightarrow 0$.

$$v_1 = v_{cső}$$

$$A_1 \ll A_2$$

$$v_2 \cong 0$$

$$\alpha = \frac{A_1}{A_2} \cong 0$$

$$\Delta p'_{ki} = \frac{\rho}{2} v_1^2 \cdot \zeta_{ki}$$

$$\zeta_k = ?$$

$$\Delta p'_{ki} = \Delta p'_{BC} = \frac{\rho}{2} (v_1 - v_2)^2$$

$$\Delta p'_{ki} = \frac{\rho}{2} (v_1 - 0)^2 = \frac{\rho}{2} v_1^2 \cdot \zeta_{ki}$$

$$\zeta_{ki} = 1$$

Vagy az α keresztmetszetviszonnyal kifejezve:

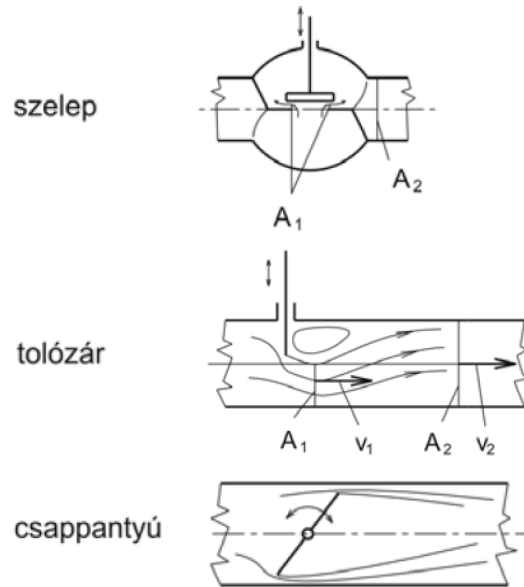
$$\zeta_{ki} = (1 - 2\alpha + \alpha^2) = 1$$





Csőidomok, hidraulikai elemek áramlási vesztesége ($\Delta p'$ [Pa] nyomásveszteség és ζ [-] veszteségtényező)

**SZELEPEK,
TOLÓZÁRAK,
CSAPPANTYÚK**



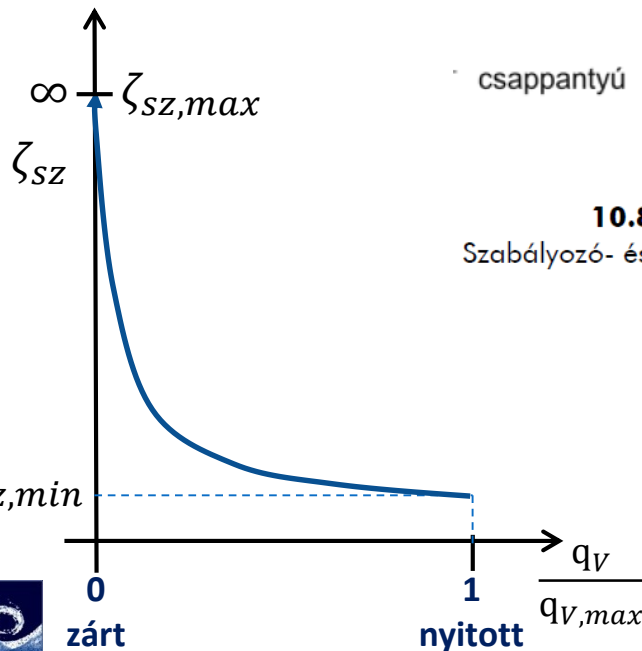
$$\Delta p'_{sz} = \frac{\rho}{2} v^2 \cdot \zeta_{sz}$$

$$\zeta_{sz}(\text{telj. nyitott}) = \text{min.} > 0$$

$$\zeta_{sz}(\text{telj. zárt}) = \text{max.} = \infty$$

$$\Delta p'_{sz} = \frac{\rho}{2} v_2^2 \left(\frac{v_1}{v_2} - 1 \right)^2$$

$$\zeta_{sz} = \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right)^2$$



10.8. ábra

Szabályozó- és zárószerelvények

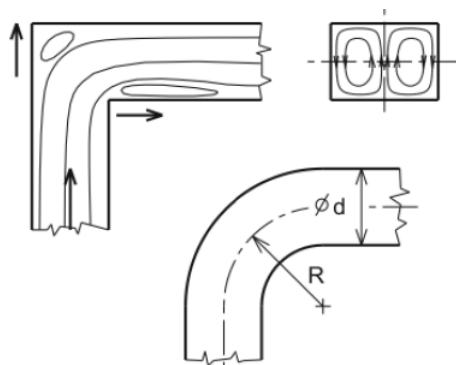
$\zeta_{sz} = f(\text{zárás mértéke}) \rightarrow \text{táblázat}$

Tolózár	Zárás mértéke	0	1/4	1/2	3/4	7/8
	Veszteségtényező ζ	0,1-0,2	0,3	2,1	17	98
Csappantyú	Zárás szöge	10°	20°	40°	60°	70°
	Veszteségtényező ζ	0,5	1,5	11	120	750
Szelep	Zárás mértéke	nyitva				
	Veszteségtényező ζ	3-5				



Csőidomok, hidraulikai elemek áramlási vesztesége ($\Delta p'$ [Pa] nyomásveszteség és ζ [-] veszteségtényező)

CSŐÍVEK, KÖNYÖKÖK



$$\Delta p' = \frac{\rho}{2} v^2 \cdot \zeta_k$$

$\zeta_k \rightarrow$ táblázat

10.10. ábra

Áramlás csőívben, könyökben

csőívek veszteségtényezői

		Csőívek veszteségtényezője ζ					
Csőív fala	Iránytörés δ°	Relatív görbületi sugár R/d					
		0	1	2	4	6	10
Sima	15	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
	45	0,24	0,14	0,09	0,08	0,075	0,07
	90	1,13	0,21	0,14	0,11	0,09	0,11
Érdes	90	1,27	0,51	0,3	0,23	0,18	0,2

csőkönyökök
veszteségtényezői

		Csőkönyökök veszteségtényezője ζ					
Könyök fala	Az iránytörés szöge δ°						
		15	22,5	30	45	60	90
Sima		0,04	0,07	0,11	0,24	0,47	1,13
Érdes		0,06	0,15	0,17	0,32	0,68	1,27
Terelőlapáttal							0,13





$\mu \neq 0$ Súrlódásos közegáramlás

$\mu \neq 0$, ($\mu = \text{áll.}$), $\rho = \text{áll.}$, stac. ,
pot.erőtér, $\underline{v} \parallel \underline{s}$

a veszteséges Bernoulli- egyenlet

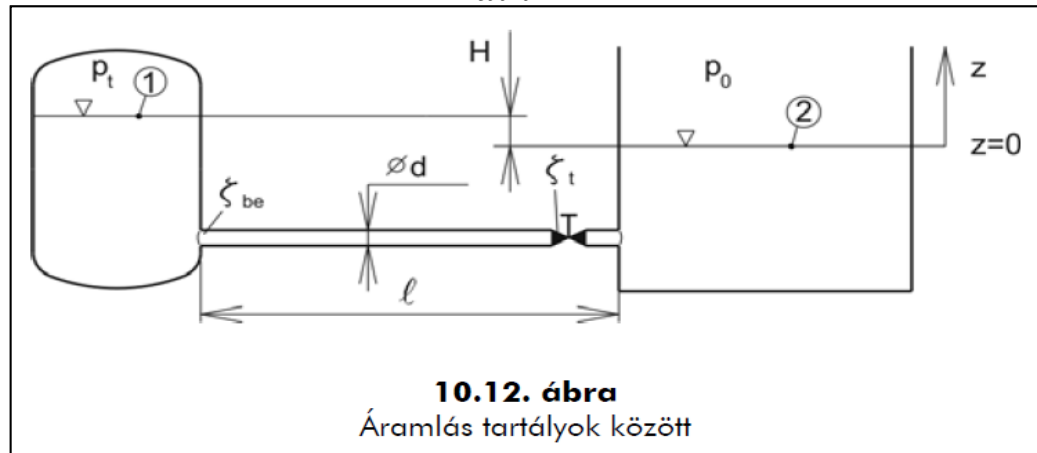
$$p_1 + \frac{\rho}{2} v_1^2 + \rho U_1 = p_2 + \frac{\rho}{2} v_2^2 + \rho U_2 + \sum \Delta p'$$

Nyomásveszteség:

$$\Delta p' = \frac{\rho}{2} v^2 \cdot \zeta \quad \Delta p' = ? \text{ [Pa]}$$

Veszteségtényező:

$$\zeta = \frac{\Delta p'}{p_{din}} \quad \zeta = ? [-]$$



A) Feladat típus:

Ismert: $\rho, \mu, \nu, k, l, d, H, p_0, p_t, \zeta$

Ismert: $\Delta p, \Delta U, \Delta v$,

Keressük: $\sum \Delta p' = ?$ (vagyis $\zeta = ?$)

B) Feladat típus:

Ismert: $\rho, \mu, \nu, k, l, d, H, p_0, p_t, \zeta$,

Ismert: $\Delta U, \Delta v, \sum \Delta p'$

Keressük: $\Delta p = ?$ (vagyis $p_t = ?$)

C) Feladat típus:

Ismert: $\rho, \mu, \nu, k, l, d, H, p_0, p_t, \zeta$,

Ismert: $\Delta p, \Delta U, \sum \Delta p'$

Keressük: $v = ?$ (vagyis $q_v = ?$)



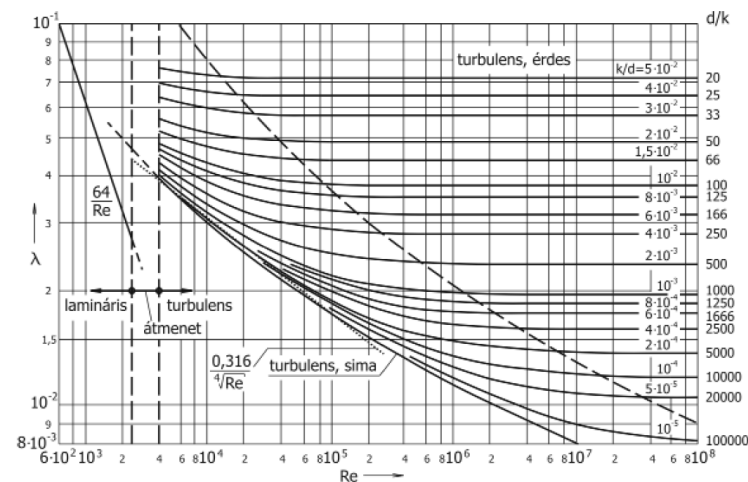
10. Hidraulika

Köszönöm a figyelmet!

Áramlástan előadást kiegészítő prezentáció
Dr. Suda Jenő Miklós, adjunktus
BME Áramlástan Tanszék

Felhasznált szakirodalom:

- Dr. Lajos T.: Az áramlástan alapjai tankönyv
- Dr. Balogh M.: Turbulencia modellezése előadásjegyzet
- Dr. Suda J.M.: Járműáramlástan előadásjegyzet



10.4. ábra

A nem homogén érdességű csövekre vonatkozó Moody diagram

