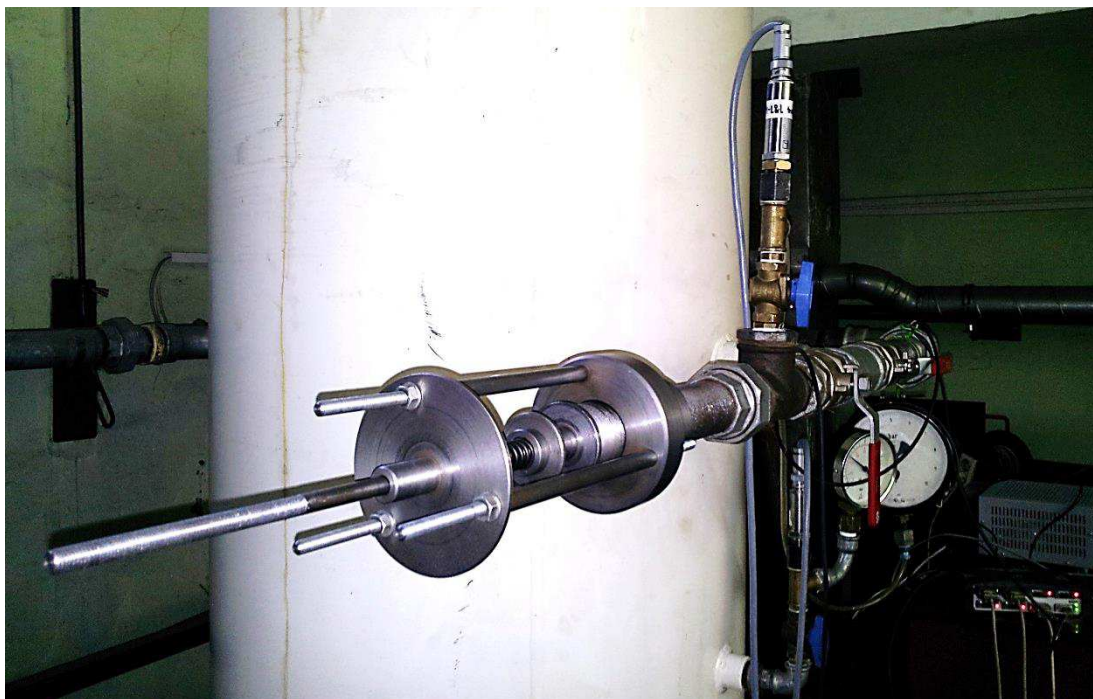


BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM

HIDRODINAMIKAI RENDSZEREK TANSZÉK

Nyomáshatároló tányérszelep öngerjesztett rezgéseinek kísérleti vizsgálata

OTDK dolgozat



Készítette:
Fülöp Csaba Gergő
Gépészmérnök Msc.
Áramlástechnika szakirány

Konzulens:
Dr. Hős Csaba
egyetemi docens

Budapest, 2014

Tartalom

Köszönetnyilvánítás	4
1. Bevezetés	5
1.1 Témafelvetés.....	5
1.1 A nyomáshatároló szelepek alkalmazása	6
1.2 Nyomáshatároló-szelepek működése	7
1.2.1 Közvetlen vezérlésű szelepek.....	7
2. Matematikai modell	8
2.1 Statikus méretezés	8
2.2 Dinamikus modell.....	11
3. A mérőberendezés tervezése és fejlesztése	14
3.1 Követelmények és a fejlesztés menete	14
3.2 Az előfeszítés állítása	15
3.3 Rugómerevség hatásának vizsgálata	15
3.4 Az elmozdulás mérése	17
3.5 A tömegáram mérése és szónikus fúvóka méretezése	19
3.6 A csőhossz változtatása	22
4. Mérési eredmények	23
4.1 A mérés menete és a kiértékelés módja	23
4.2 Mérési konfigurációk.....	23
4.3 Mérési eredmények.....	25
4.3.1 Egy tipikus instabil nyitás rövid csővel	25
4.3.2 Egy tipikus stabil nyitás hosszú csővel	29
4.3.3 Egy tipikus instabil nyitás hosszú csővel	31
4.4 A tömegáram mérésének eredményei.....	32
4.5 A frekvenciatartalom elemzése	38
4.6 A nyomáshullám alakja a hosszú csőben	41

4.7	A mérések hibájának becslése	43
5.	Összefoglalás	44
6.	Hivatkozások.....	45

Köszönetnyilvánítás

Szeretném megköszönni szüleimnek, hogy lehetővé tették egyetemi tanulmányaimat, és biztosították a körülményeket ezen TDK dolgozat létrejöttéhez is.

Szeretném kifejezni köszönetemet konzulensemnek, Dr. Hős Csabának, a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem egyetemi docensének a dolgozat témájának kiírásáért, és elkészítésében nyújtott segítségéért.

Ezúton fejezem ki hálámat Dr. Pandula Zoltánnak, a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem címzetes egyetemi docensének, amiért egy könnyen bővíthető és kezelhető mérőrendszer kiépítésére számos munkaórát áldozott.

Köszönet Dr. Bálint Lajos nyugalmazott egyetemi adjunktusnak a műhelyrajzok konzultációjáért, és a mérőeszköz fejlesztéséhez való hozzájárulásáért.

Köszönetet szeretnék mondani a Hidrodinamikai Tanszék laboratóriumának dolgozóinak, Szeitz Zsoltnak, és Kerekes Sámuelnek, akinek munkája és tanácsai nélkül „a terv önmagában semmi” maradt volna.

Köszönet illeti Bazsó Csabát, aki saját tapasztalatait átadva sokat segített a berendezés fejlesztésében, javításában, konzultációval, bírálattal, új ötletekkel.

1. Bevezetés

1.1 Témafelvetés

A nyomáshatároló szelepek dinamikus viselkedésének vizsgálata a Budapesti Műszaki Egyetem Hidrodinamikai Rendszerek Tanszékén nem újkeletű témafelvetés, a tanszék laboratóriumában rendelkezésre is áll egy hidraulikus kísérleti berendezés. Felmerült azonban az igény, mind ipari, mind tudományos részről, hogy erősen összenyomható közeggel is lehessen vizsgálatokat végezni. Ehhez szükség volt egy egyszerű mérőberendezés kialakítására, mellyel egy direkt rugóterhelésű, pneumatikus szelep dinamikus viselkedését lehet vizsgálni.

Az amerikai szabvány (API RP520, Part II) [1] a nyomáshatárolók stabilitását taglalva háromféle dinamikus viselkedést különböztet meg. Az első az alacsony frekvenciájú, úgynevezett cycling, amikor a nyitónyomás a szelep zárása után lassan újra fölépül, és ezért másodpercenként legfeljebb néhányszor, vagy néhány másodpercenként a szelep újra kinyit. Ezt a szabvány nem tekinti veszélyes rendellenességnek a működésben.

Annál inkább a következő két viselkedést, a fluttert és a chattert, melyek közül mindkettő nagy frekvenciájú, heves rezgés, de míg utóbbinál a szelep zárt állásig mozdul el (nevét is erről a jellegzetes, csattogó zajról kapta), addig előbbinél a nyomáshatároló nem jut teljesen zárt állapotba, csak nyitásának mértéke változik. A szabvány felhívja a figyelmet a folyamat veszélyeire, úgy a kapacitáscsökkenésre, mint a periodikus igénybevételből adódó kifáradásra.

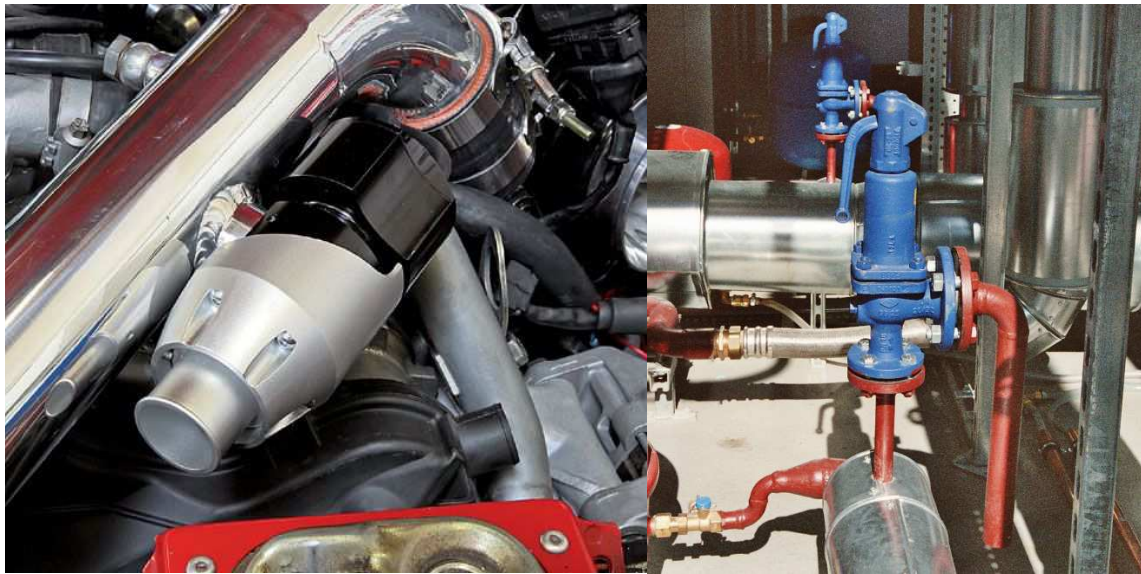
A dolgozatban bemutatom az általam tervezett, jelenleg a Hidrodinamikai Rendszerek Tanszék laboratóriumában üzemelő mérőberendezést, röviden áttekintem a mérési feladat során felmerült kihívásokat és azok megoldását. Majd ismertetem a mérési konfigurációkat, és a rajtuk való mérés során kapott eredményeket, igyekezvén megállapítani a mögöttük meghúzódó fizikai jelenségeket, trendeket.

1.1 A nyomáshatároló szelepek alkalmazása

A nyomáshatároló szelep arra szolgál, hogy egy nyomás alatt lévő rendszer – vagy készülék – nyomásszintjét korlátozza, adott határ alatt tartsa, így a rendszer elemeit megóvjva a folyamat zavarai, készülékek vagy szerelvények meghibásodása, tüzeset, stb. miatt bekövetkező túlnyomástól, amint az a Wikipédia meghatározásában is olvasható.[\[2\]](#)

Nyomáshatároló szelepeket alkalmaznak mind folyadék, mind légnemű (esetleg kevert) közeggel működő rendszerek esetén. Beépítése azért is előnyös, mert ezzel a relatíve olcsó alkatrészrel megoldható a rendszer drágább elemeinek (szivattyúnak, annak hajtásának, túlnyomásos közeget használó készülékeknek) megbízható védelme, illetve elkerülhetőek a tönkremenetelből (pl.: csőhasadás) származó személyi sérülések, anyagi károk.

A legtöbb nyomáshatároló szelep működése és beállítása egyszerű, funkciójukat segédenergia nélkül végzik, karbantartási igényük minimális. Minden méret-és nyomástartományban kaphatóak, és igen elterjedten, sokrétűen alkalmazzák őket.



1. ábra:

Balra: Speciális nyomáshatároló (úgynevezett lefúvató) szelep egy 1989-es Porsche 944 Turbo motorján, forrás: [\[3\]](#), a jobb oldalon: nyomáshatároló szelepek egy erőműben, forrás: [\[4\]](#)

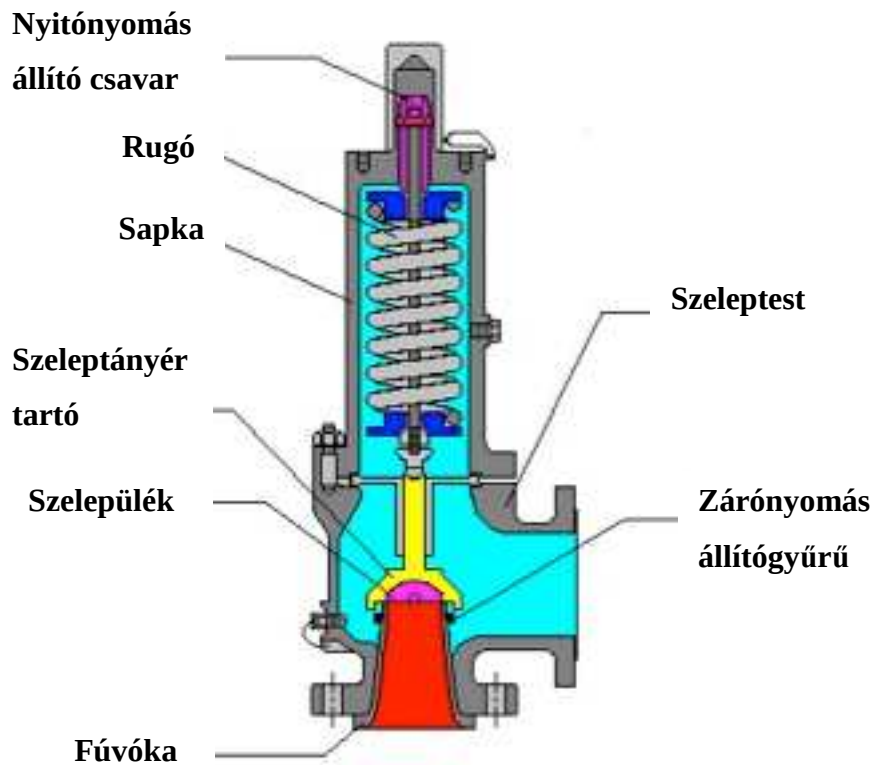
1.2 Nyomáshatároló-szelepek működése

Elsődleges követelmény a szelepekkel szemben, hogy működésüket biztosan, széles hőmérsékleti, nyomás stb. tartományban végezzék. Ebből adódóan a gyártók törekszenek a lehető legegyszerűbb megvalósításra.

Kétféle alapvető kivitel különböztethetünk meg:

- közvetlen vezérlésű szelepek
- elővezérelt (pilot-operated) szelepek

1.2.1 Közvetlen vezérlésű szelepek



2. ábra: Direkt rugóterhelésű nyomáshatároló, forrás:[5]

Ennél a típusnál a rendszer nyomása a zárótestre hat, ennek formája változatos lehet; a 2. ábrán látható szeleptányér mellett használnak kúpos, gömb stb. formájúakat is. Itt természetesen gondoskodni kell a teljes tömítettségéről, amit vagy igen pontos

megmunkálással, vagy gumi, polimer tömítőelemek alkalmazásával érnek el. A zárótestet fölötti térben (türkiz szín) általában légköri, de a rendszerénél (piros szín) mindenképpen kisebb nyomás uralkodik.

A zárótest eltávolodását a csővégtől a rugó akadályozza meg. A szelep nyitási nyomásának beállítása az előfeszítés változtatásával, csavarorsón keresztül történik. A rugót jobban előfeszítve nagyobb nyitási nyomás érhető el.

Mivel ez a típus a legegyszerűbb mind gyártási, mind üzemeltetési szempontokból, viszonylag olcsó, és nagyon megbízható. Bizonyos iparágakban (például földgázipar) csak ezt a típust engedik alkalmazni, biztonsági okokból. Hátránya, hogy nagy nyomások és csőátmérők esetén a szelep maga is jelentős méretű lesz, továbbá hogy a beállítható nyitási nyomásnak határt szab a rugó összenyomhatósága. Ezen felül a teljes szerkezet érintkezik a rendszerben keringő anyaggal, amely korróziós veszélyt jelenthet.

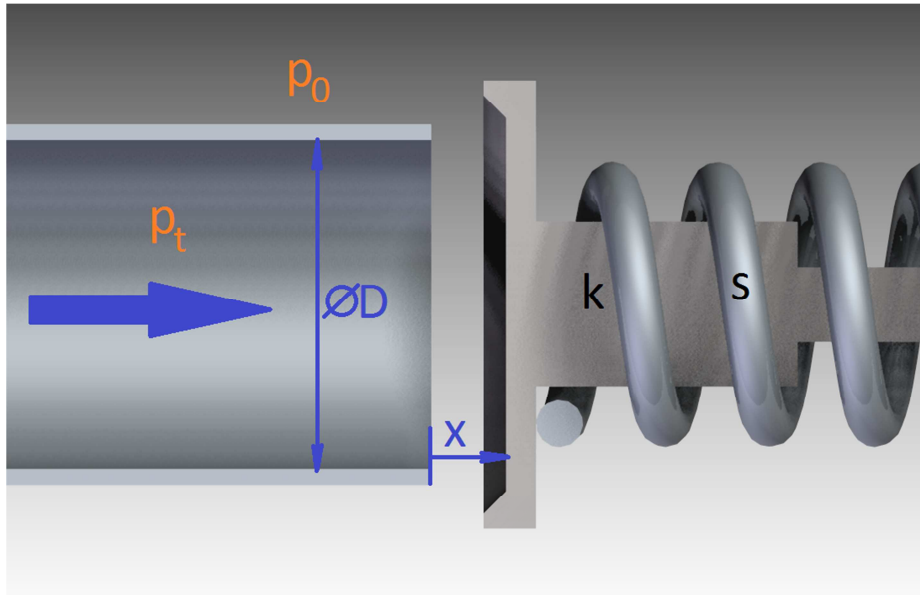
Jelen dolgozat tárgya egy direkt rugóterhelésű szelep, így az elővezérelt szelepek működésére itt nem térnék ki.

2. Matematikai modell

2.1 Statikus méretezés

Az itt felhasznált matematikai modell forrásai: [6] Dr. Hős Csaba Hidraulikus és pneumatikus hajtások előadásjegyzete, és [7] Dr. Bozóki Géza: Nyomástartó rendszerek túlnyomáshatárolása című könyvének 3. fejezete.

A méretezés kezdeti szakaszában a szelep statikus viselkedését vizsgáltam. Ez azért volt hasznos, mert kevés kiindulási paraméter állt rendelkezésre. Az egyetlen fix pont a BME. Hidrodinamikai Rendszerek Tanszékének laboratóriumában üzemelő kompresszor volt, ehhez kellett a tervezendő szelepet illeszteni. A gépkönyv alapján megállapítottam, hogy a gép 7 bar nyomásnál körül-belül $170 \text{ m}^3/\text{h}$ térfogatáramú levegőt képes szállítani.



3. ábra: Direkt rugóterhelésű szelep modellje

Ha állandósult állapotban vizsgáljuk a szelepet, akkor felírható rá a következő egyenlet:

$$\dot{m}_k = \dot{m}_{sz} = A(x) \sqrt{2\rho(p_t - p_0)} \quad (2.1)$$

Ahol $\dot{m}_k$ a kompresszor által az adott nyomáson szállított tömegáram [kg/s], $\dot{m}_{sz}$ a szelepen kiáramló tömegáram [kg/s], $A(x)$ a kiáramlási keresztmetszet, mely függ az x szelepnitástól [m²], ρ a kiáramló levegő sűrűsége [kg/m³], p_t a tartálynymomás, tehát a lehatárolni kívánt nyomás [Pa] és p_0 – a légköri nyomás[Pa].

Állandósult állapotban a szelep pontosan annyi levegőt enged ki, amennyit a kompresszor rátölt, így tartva a nyomást egyenletes szinten. A kompresszor tömegáramát tetszőleges nyomásokon meg tudjuk határozni, mivel a jelleggörbéje rendelkezésre áll. Ha tudjuk, hogy milyen térfogatáramot szállít, illetve hogy ezt a térfogatáramot a levegő szívócsonkbeli állapotára vonatkoztatjuk, akkor:

$$\dot{m}_k = \dot{V}_k \cdot \rho_{sz} \quad (2.2)$$

Ahol: $\dot{V}_k$ – az adott nyomáson vett térfogatáram [m³/s], ρ_{sz} – a szívócsonkbeli sűrűség [kg/m³]

A sűrűséget pedig (mind a szívó, mind a nyomócsonkon) az ideális gáztörvény képlet segítségével határozhatjuk meg:

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (2.3)$$

Ahol p a nyomás a szívó-, vagy nyomócsőben, attól függően, hogy hol akarjuk meghatározni a sűrűséget [Pa], R a gázállandó, 286,9 [J/(kg*K)], T pedig a vizsgált hely hőmérséklete [K].

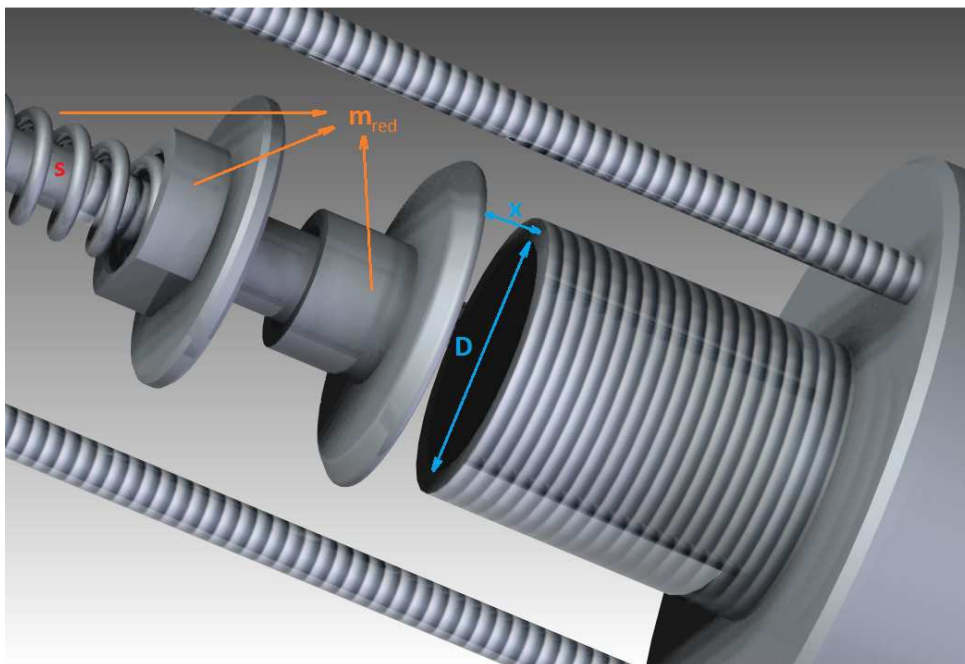
Így a (2.1) összefüggésből csak a p_t és az $A(x)$ ismeretlen. Előbbi meghatározásához felírjuk a statikus erőegyensúlyt kifejező egyenletet:

$$s(x + x_0) = (p_t - p_0) \frac{D^2 \pi}{4} \quad (2.4)$$

Ahol a jelölések: s a rugóállandó [N/m], x a szelep nyitása p_t nyomásnál, és ezzel egyenértékűen a rugó összenyomódása [m], x_0 az előfeszítés mértéke [m], D a cső átmérője, melyre a szelep csatlakozik [m].

Itt ismeretlen a D , a p_t és az s és az x_0 . Azonban $A(x)$ kiáramlási keresztmetszet nem független a D értékétől. A modellben tányér alakú zárótesttel számolva a kiáramlási keresztmetszet egy hengerpalást lesz, mely a következőképp határozható meg:

$$A(x) = D\pi x \quad (2.5)$$



4. ábra: A (2.5) összefüggés tagjainak és a rezgőrendszer elemeinek megjelenítése

Természetesen a fenti számítási mód csak addig érvényes az $A(x)$ -re, míg az nagyobb nem lesz, mint magának a csőnek a keresztmetszete. Hiszen ha ilyen mértékben eltávolodik a

zárótest a csővégtől, akkor a kiömlési keresztmetszet a nyitás változásával már nem növekszik tovább.

A fenti összefüggések {(2.1)-tól (2.5)-ig} felírásával a következőre jutunk:

Szabad paraméterek:	Adott értékek:	Ismeretlen:
s, x_0, D, p_t	T_0, R, p_0	x

Tehát kiválasztva egy nyomástartományt, amiben a méréseket végezzük, kiszámítható, hogy különböző rugókkal és csőméretekkel mekkora nyitásokat érhetünk el. Ez igen fontos paraméter, mert jól mérhetőnek kell lennie, de nem lehet túlzottan nagy sem.

A statikus számítások eredménye - alapul véve, hogy a laborban 6/4'-os cső áll rendelkezésre - hogy egy 10000 és 30000 N/m rugóállandójú rugó beépítése indokolt, melynek előfeszítését 10-től 50 mm-ig lehet állítani, tehát olyat kell választani, melynek nyugalmi hossza és elérhető alakváltozása ezt még lehetővé teszi. Így a tartható nyitónyomás 2 és 5 bar közé esik, melynél magasabbat biztonsági szempontokból nem célszerű megengedni mérés közben.

A paraméterek pontosítása a dinamikus méretezés feladata volt.

2.2 Dinamikus modell

Az itt felépített dinamikus modell alapja részben: [8]: M. Galal Rabie Fluid Power Engineering c. művének ötödik fejezete.

A mérőberendezés célja, hogy a szelepen rezgés közben tudjunk méréseket végezni. Ezért fontos a statikus méretezés alapján meghatározott paraméterekkel szimulációt végezni, mellyel a következőket kell meghatározni:

- a rezgés várható amplitúdója és frekvenciája, illetve hogy ezek mérhető tartományba esnek-e
- a tartály nyomásának csökkenése, tehát hogy a laborban rendelkezésre álló kompresszor mennyi ideig bírja ellátni a mérőberendezést levegővel, nem ürül-e le túl hamar a tartály.
- ezen felül természetesen egyéb információkat is figyelhetünk, úgy mint: kiáramlási sebesség, kilépő tömegáram.

A szelepet magát egytömegű, egyszabadságfokú, gerjesztett és csillapított rendszerként modellezhetjük. Mivel a berendezés vízszintes csövön fog elhelyezkedni, a gravitáció hatásával nem kell számolnunk (ennek hatása egyébként is elhanyagolható lenne a nyomásé mellett). A szelepet koncentrált tömegként kezeljük, a csillapítást a rendszerben a súrlódások jelentik.

Utóbbi két feltétel némi bizonytalanságot visz a modellbe, hiszen a készülék megtervezése előtt a tömeget csak becsülni tudjuk, a tervezéshez viszont szükséges a szimuláció. A csillapítási tényező meghatározása még nehezebb, erre szakirodalom alapján lehet becslést adni.

Az 4. ábrán is látható módon ennek a rezgőrendszernek a tömegét nem csupán maga a zárótest adja, hanem redukált tömeget számolunk, amiben a rugó tömegének 1/3-a is megjelenik.

Az egydimenziós mozgás feltételezése jó közelítés, illetve az elmozdulások várhatóan igen kicsik lesznek, így felírható a mozgásegyenlet:

$$m\ddot{x} + k\dot{x} + s(x + x_0) = (p_t - p_0)\frac{D^2\pi}{4} \quad (2.6)$$

Ahol a jelölések a (2.4) képletével megegyeznek, és azokon felül: x a zárótest elmozdulása a csővégtől mérve [m], k pedig a csillapítási tényező [Ns/m].

A baloldalon áll a nyomásból származó erőgerjesztés. A p_t tartálynyomás természetesen nem állandó, hanem a következő összefüggésekből írható fel:

$$\frac{d}{dt}m_{gáz} = -\dot{m}_{szelep} + \dot{m}_{kompresszor} \quad (2.7)$$

Tehát a tartályban tárolt levegő tömegének időbeli változása a kompresszor és a szelep tömegáramának előjeles összegéből adódik. A bal oldalt vizsgálva:

$$\frac{d}{dt}(\rho V) = V \frac{d\rho}{dt} \quad (2.8)$$

Mivel a tartályban lévő gáz térfogata állandó. Ha feltételezzük, hogy a tartály térfogata kellően nagy, és emiatt a benne lévő gáz hőmérséklete állandónak tekinthető, akkor az állapotváltozás izoterm. Ez esetben érvényes a következő összefüggés:

$$\frac{p}{\rho} = RT_0 = konstans \quad (2.9)$$

Ekkor pedig a sűrűség csak a nyomástól függ:

$$\rho(p) = \frac{p}{RT_0} \quad (2.10)$$

A sűrűség változását pedig ennek megfelelően úgy is írhatjuk, hogy:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{d\rho}{dp} \frac{dp}{dt} \quad (2.11)$$

Ha a (2.11) szerint kapott összefüggést a sűrűsége behelyettesítjük a (2.8) egyenletbe, akkor a következő eredményre jutunk:

$$\frac{V}{RT_0} \frac{dp}{dt} = \dot{m}_k - \dot{m}_{sz} \quad (2.12)$$

Melyből ismerjük a kompresszor tömegáramát, azt a tervezési nyomás meghatározza. A szelep nyitására felírható a (2.1) illetve (2.5) összefüggések alapján, fojtott áramlást feltételezve a következő:

$$\dot{m}_{sz} = C_d D \pi x \sqrt{\kappa \rho_t p_t \xi} \quad (2.13)$$

C_d átfolyási tényezőt a szakirodalom alapján 0,8-ra választottam. Ebből látszik, hogy két differenciálegyenletet kaptunk, melyek a szelep nyitásán, x -en keresztül csatolódnak egymáshoz. A 2.13-as egyenletben a η jelentése:

$$\xi = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \quad (2.14)$$

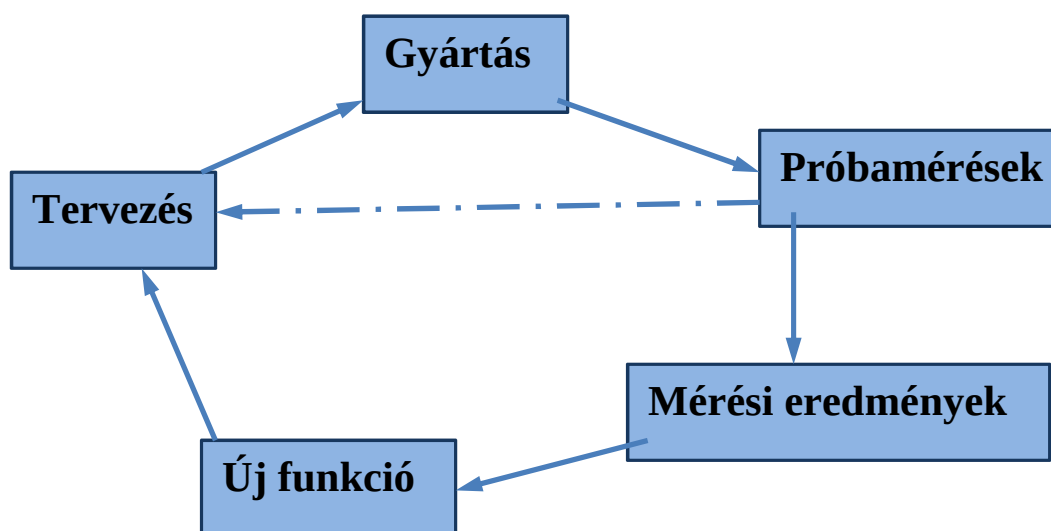
Melynek értéke esetünkben: 0,3349.

3. A mérőberendezés tervezése és fejlesztése

3.1 Követelmények és a fejlesztés menete

A mérőberendezés egyik alapvető célja az, hogy a nyomáshatároló szelep stabilitását befolyásoló paramétereket vizsgálhassuk. Ezen paraméterek a nyitónyomás (tehát a rugó előfeszítése), a tömegáram, a rugómerevség, a zárótest alakja és a csőhossz. A másik fontos célkitűzés, hogy az instabil viselkedés során kialakuló viszonyokat mérhessük, például a nyomáslengés és az elmozdulás frekvenciartalmát, a kialakuló nyomáshullám alakját a szelep előtti csőszakaszon.

Hogy a fenti kívánalmaknak eleget tehesünk, a mérőberendezést folyamatosan fejlesztettük, a következő ciklus szerint:



5. ábra: A tervezési és fejlesztési ciklus

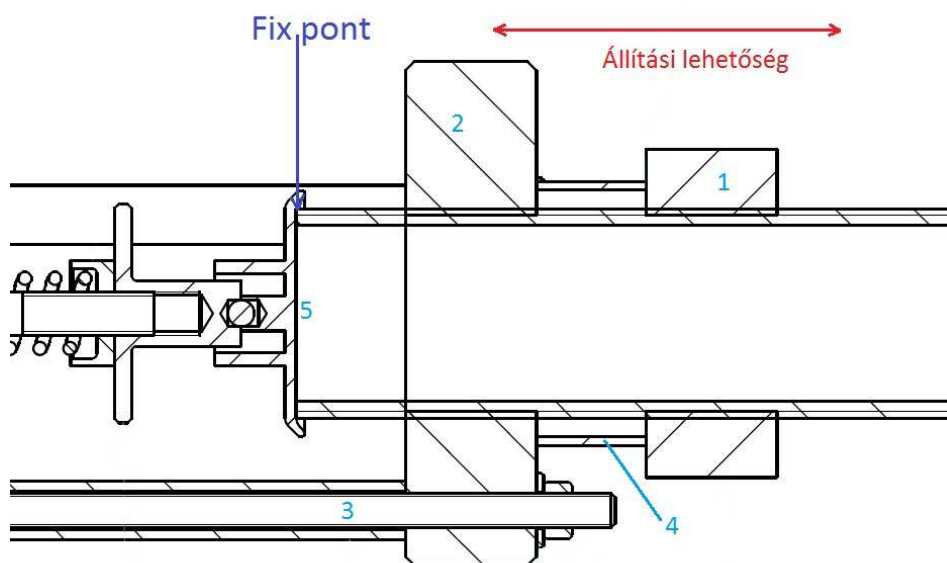
Az első lépés tehát a tervezés volt, a matematikai modell alapján. Amint ez lezárult, és a műhelyrajzok elkészültek, a Hidrodinamikai Rendszerek Tanszék laboratóriuma megkezdte a gyártást. Ez igen fontos állomás, hiszen itt újabb ellenőrzésen, és gyakran módosításon esett át a készülék. Ezek célja lehetett a könnyebb gyárthatóság, a biztonság növelése, és ez a lépés biztosította a rendelkezésre álló eszközökkel – például nyomás távadó – való kompatibilitást is.

Amint a gyártás és beépítés készen volt, próbaméréseket végeztem, és ezek tapasztalatai alapján átterveztem, fejlesztettem a berendezést, hogy a beépített funkciók – nyomásmérés, elmozdulás mérése, stb. – kellő biztonsággal működhessenek. Ha a változtatások elkészültek, mind a tervezőasztalnál, mind a valóságban, illetve hatásuk az újabb próbaméréseken látszott, következhetett az új funkció tervezése, és így tovább.

A következőkben röviden bemutatom a mérőberendezés funkcióit, illetve azok fejlődését a project során, egészen a jelenlegi állapot eléréséig.

3.2 Az előfeszítés állítása

A szelep a rendszerhez egy menetes csővégen csatlakozik. A felerősítést egy kontraanyás megoldás biztosítja. Ez egyrészt igen masszív felerősítést tesz lehetővé, másrészt könnyen szerelhető, oldható, harmadrészt megoldja a címben megjelölt problémát. Az állítás mikéntjét a 6-os ábra szemlélteti.



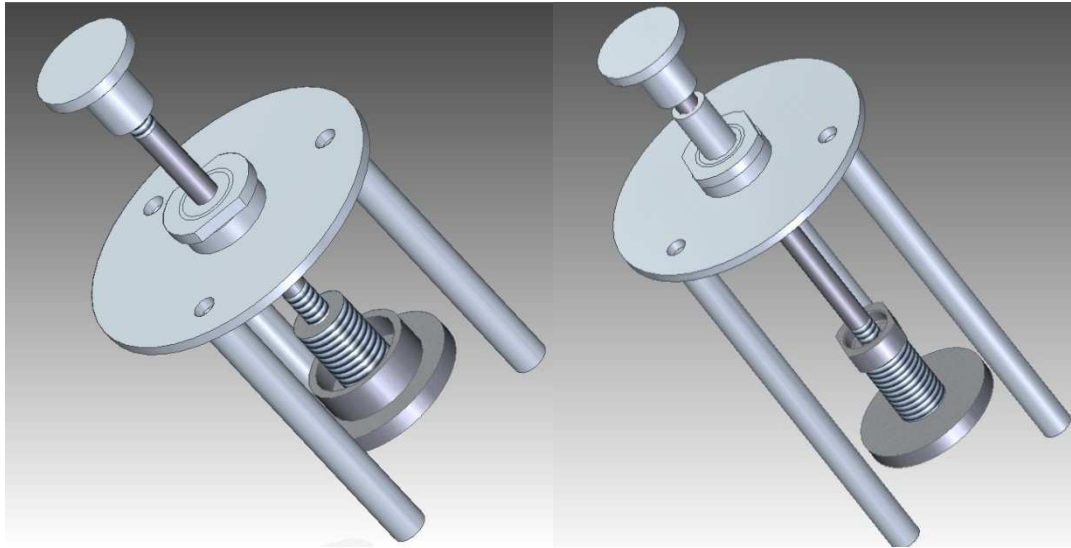
6. ábra: Az előfeszítés állítása

A szeleptányér (5) a csővégen fixen ül, ezért a hozzá kapcsolódó rugóülék helyzete is kötött. A felső rugóülék azonban a (3) távtartókon át a (2) tartóval együtt mozog. Ezért ha az (1) kontraanyát kilazítjuk, és a csövön lejjebb hajtjuk, majd a (4) távtartót utána mozgatva a (2) tartót újra megszorítjuk („lekontrázzuk”), akkor a rugó alsó ülke helyben marad, a felső viszont közeledik a csővéghöz, így előfeszítve a rugót.

3.3 Rugómerevség hatásának vizsgálata

A kezdetektől megfogalmazódott az a cél, hogy a készülékben könnyen ki lehessen cserélni a rugót, hogy különböző rugóállandókkal lehessen méréseket végezni. Ennek érdekében a rugótányérok mentes kialakítással készültek. Jelenleg két különböző rugóval végzek

méréseket, egy 15000 N/m és egy 12490 N/m állandójúval. Átmérőjükben és hosszukban is jelentősen különböznek.



7. ábra: Két különböző konfiguráció, a két eltérő merevségű rugóhoz



8. ábra: A megvalósult alkatrész

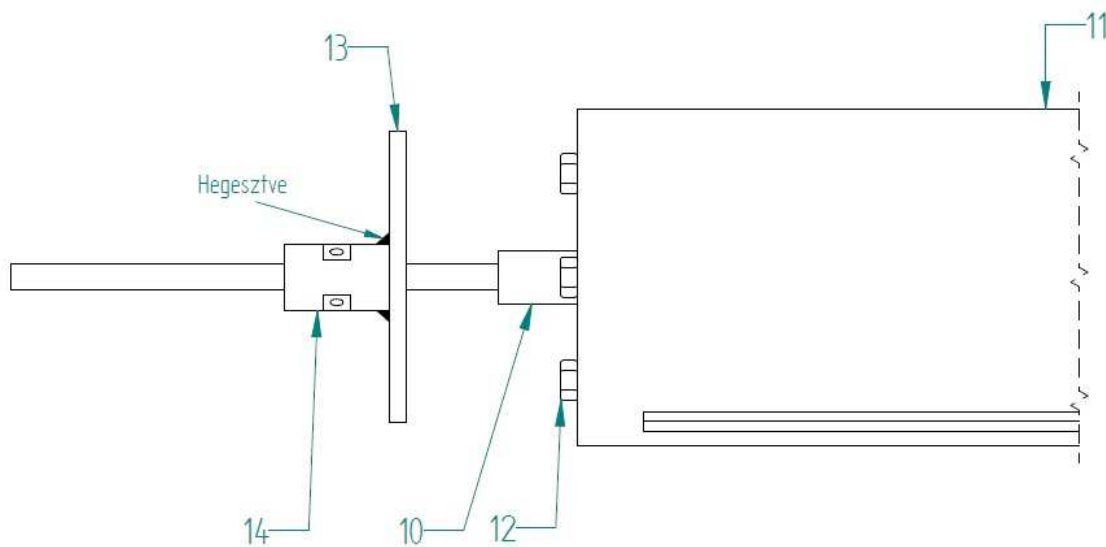
A könnyű cserelhetőségen kívül követelmény volt, hogy a szelepszarnak kellően hosszú megvezetése legyen, ezzel csökkentve a kotyogást és javítva a pontosságot. A menetes kapcsolatokat minden esetben kontraanyával kell védeni (mint az a megvalósulási fényképen – 8. ábra – is jól látszik – a rezgések ugyanis lelazítják a nem megfelelően rögzített részeket, erre a 4. fejezetben, a mérési eredmények tárgyalásánál visszatérek.

A rugók különböző nyugalmi hossza miatt eltérő hosszúságú távtartók is szükségesek, ezek azonban könnyen és gyorsan gyárthatóak.

3.4 Az elmozdulás mérése

Az elmozdulás, tehát a szelep nyitásának regisztrálása a kezdetektől kritikus pont. A méretezés során figyelembe vettem, hogy a rendelkezésre álló elmozdulás távadó mérési tartománya 1-4 mm, ám a valóságban a számításokat fölülmúló nyitásokat kaptunk a cső nyomáslengései miatt.

Az első mérési módszer a következő volt:



9. ábra: Az első mérési módszer

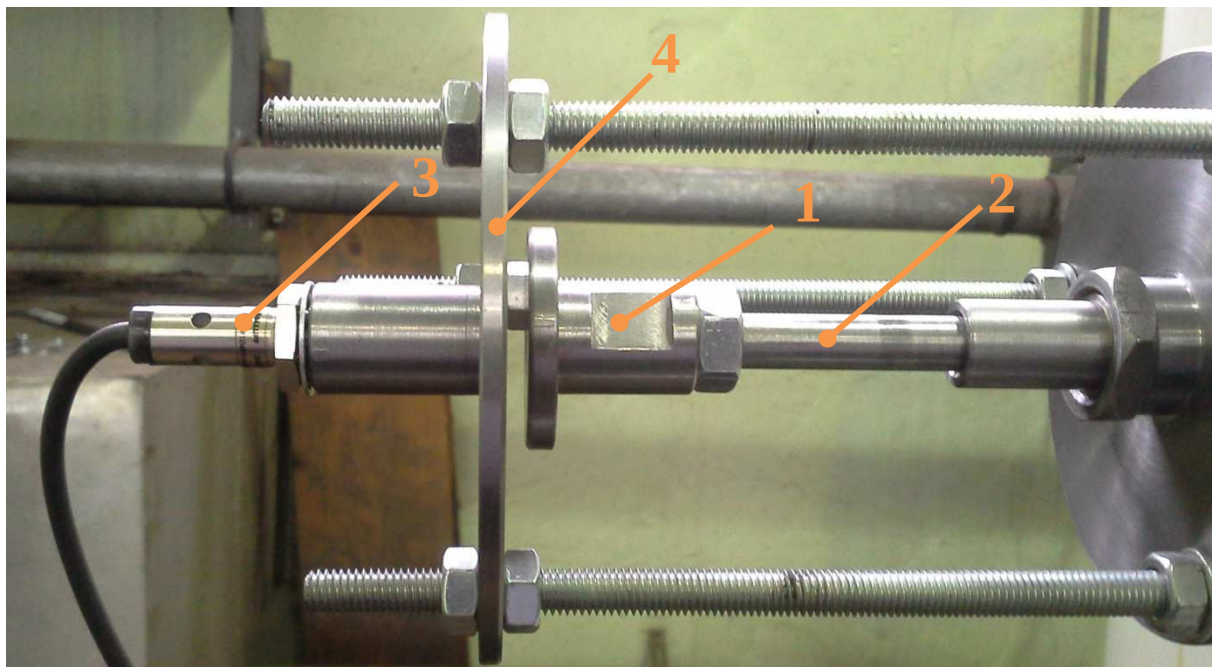
Eszerint a szelepszárra egy mérőtárcsát (13) csatlakoztatunk, melyet a (14) rögzítőelembe behajtott három hernyócsavar erősít a szárra, így ezek követik a szelep mozgását. A külső burkolatra (11) felhelyezett elmozdulásmérő a tárcsára lát rá, így mérve az aktuális nyitást. Az elrendezés előnye az volt, hogy a tárcsa a száron bárhol elhelyezhető volt, így az előfeszítés állításait könnyen tudta követni, valamint a tárcsa az elmozdulásmérőtől elfelé mozgott a szelep nyitásakor, tehát nem kellett külön védeni a műszert, a felütközés kizárható volt.

Eleinte a tárcsa és a rögzítés (13 és 14) nem voltak összehegesztve, hanem menettel csatlakoztak, melyet ráadásul pontozással is rögzítettek a laborban, de a rezgések hatására a két alkatrész így is elfordult egymáshoz képest.

Hamar bebizonyosodott azonban, hogy ez a megoldás egyáltalán nem működik ebben a formában, mert a három csavar a sima felületű száron nem tudta megtartani a tárcsát a rezgés során, vagy annyira meg kellett szorítani őket, hogy károsították a felszínt, és ezeken a károsodásokon a (14) rögzítőelem fennakadt, a könnyű mozgatás esélye elveszett.

Ezt megoldandó, menet kerül a szelepszárra, és kontraanyás rögzítést kapott a tárcsa. Ezzel már fennakadás nélkül lehetett mérni, azonban kétségek merültek fel a pontosságot illetően. A zárótest önbeálló rögzítése miatt az egész szárnak volt némi kotyogása, mely a hosszú szárra szerelt nagy átmérőjű tárcsán hatványozottan megjelent. Ráadásul rezgés közben a szár, rajta a mérőtárcsával forgott, ami egy homlokütkést vitt a mérésbe. A tárcsa kellően vastag volt ahhoz, hogy saját lengései a mérést jelentősen ne befolyásolják, ez viszont azzal járt együtt, hogy jelentős tömeget adott a rezgőrendszerhez.

Ezen hibák kiküszöbölésére egy kisebb mérőtárcsát terveztem, illetve átdolgoztam az elmozdulásmérést úgy, hogy a távadó az új tárcsa (1) közepére lásson rá, kiküszöbölve az ütkést. Ezzel azonban felmerült az a probléma, hogy a szár (2) - és ezzel a tárcsa – immár a műszer (3) felé mozog, így nagy nyitás esetén beleverhet. ennek megakadályozására a távadót nem lóg ki tartójának (4) síkjából, az megvédi a felütközéstől, lásd 10-es ábra.



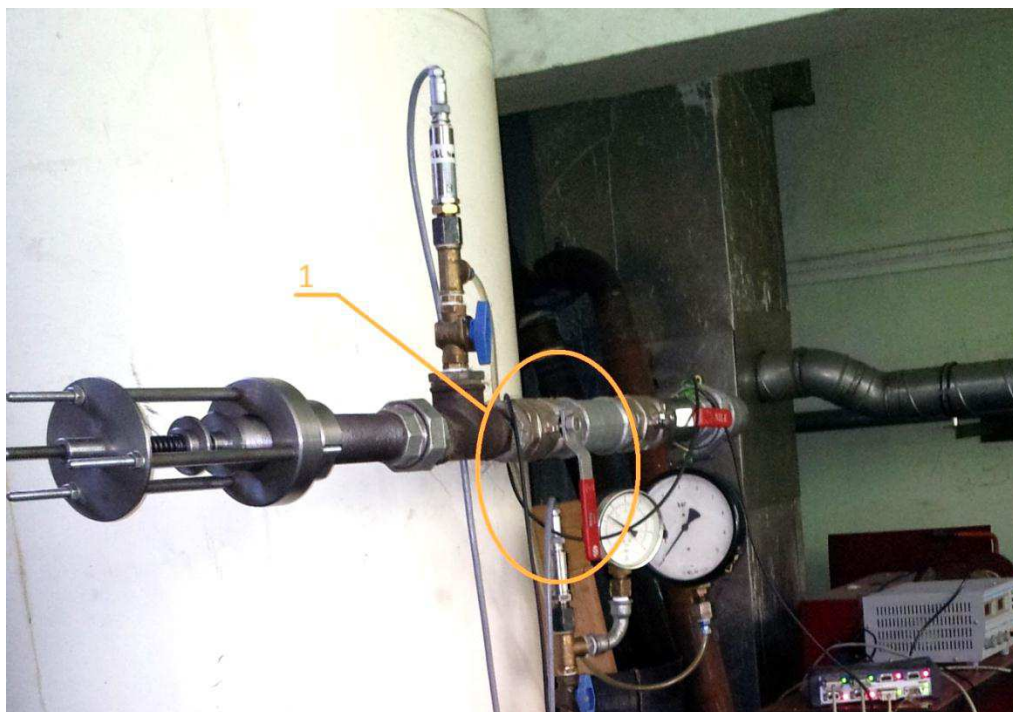
10. ábra: Az elmozdulásmérés jelenlegi változata

Ezen felül Bazsó Csaba útmutatása alapján – melyet a hidraulikus berendezésből származó mérési tapasztalataira alapozott – az önbeállást merev kapcsolatra cseréltem, jelentősen

csökkentve a kotyogást, pontosítva a mérést. Ez okozhat ugyan nagyobb tömítetlenséget, de esetünkben úgysem a stabil működés a hangsúlyos, hanem a rezgés, tehát nem követelmény, hogy nyitónyomás alatt tökéletesen légmentesen zárjon a szelep.

3.5 A tömegáram mérése és szónikus fúvóka méretezése

A legelső mérések során a szelepre áramló tömegáramot nem ismertük, noha a stabilitás egyik fontos paramétere. Átlagos nyitásból, fojtott áramlást feltételezve számoltunk ugyan egy értéket, de ez nagy hibával terhelt közelítés lehetett csupán. A mérési tapasztalat az volt, hogy ha a szelep előtti gömbcsapot (1-es jelzés) teljesen megnyitom, akkor a nagy tömegáram stabilizálja a szelepet, kis nyitásokon azonban rezgést láthatunk.

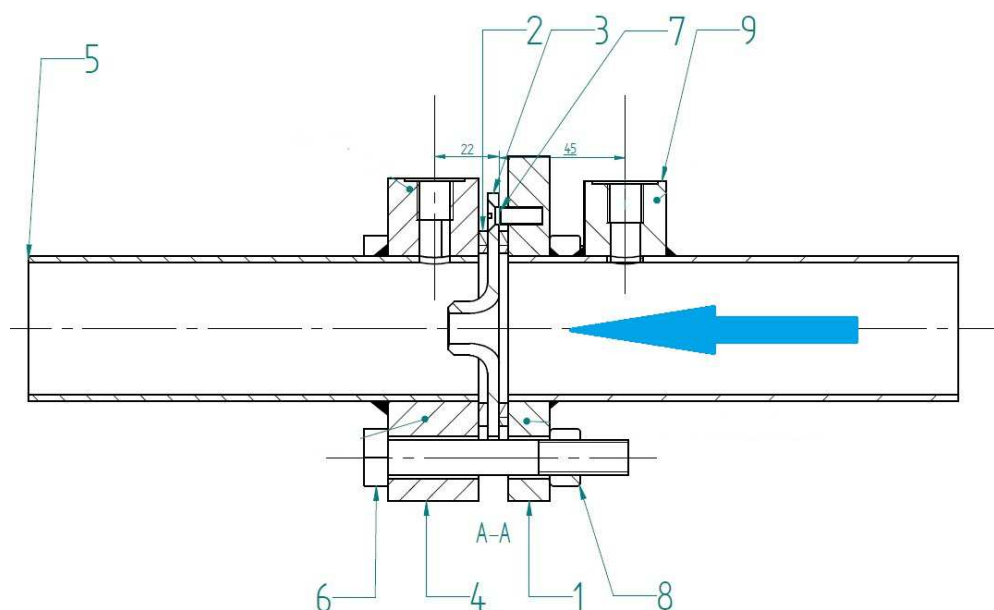


11. ábra: A kezdeti mérési elrendezés (védőburkolat nélkül)

Ez a tapasztalat egybevágott az elmélettel, azonban a mérés nem volt reprodukálható kis tömegáramoknál – tehát rezgés esetén –, illetve továbbra sem oldotta meg azt a problémát, hogy nem tudunk tömegáramot mérni.

A sebességmérésre visszavezetett módszerek ebben a környezetben nem működtek. Az áramlás a csőben egyrészt nem hozzáférhető – pl. Prandtl-cső részére – másrészt a rezgés során erősen turbulens. Hőgömbös, vagy hődrótos mérés egyrészt a fentiek miatt, másrészt a nagy nyomás, a hideg levegő és jelentős, ingadozó sebességek miatt lehetetlen.

A megoldást egy szónikus fúvóka beépítése jelentette (12. ábra).



12. ábra: Szónikus fúvóka

A szónikus fúvóka egy olyan, nyomásmérésre visszavezetett tömegáram mérésre szolgáló eszköz, melynek lényege, hogy legszűkebb keresztmetszetében a közeg hangsebességen áramlik mindaddig, míg a kritikus nyomásviszony a fölött vagyunk. előnye a mérőperemhez képest, hogy a szabvány előírásait betartva sokkal jobb átfolyási tényező érhető el vele nagy sebességeknél.

A méretezéshez a legszűkebb átömlési keresztmetszetet (és ezzel az átmérőt) kell meghatározni, a többi lekerekítés, a nyomástávadók távolsága és egyéb ajánlások számos cég szabványában [9] [10] megtalálhatók. Olyan fúvókát szeretnénk beépíteni, mely akkora tömegáramot enged át, amennyit a kompresszor a tartályra tud tölteni. Ehhez a fojtott áramlás (forrás: [6]) számítási képletéből kifejezzük a keresztmetszetet:

$$A = \frac{\dot{m}}{C_d \sqrt{\kappa p_t \rho_t \eta}} \quad (3.1)$$

Ahol A a keresett keresztmetszet [m^2], a számlálóban a kompresszor tömegárama szerepel, C_d az átfolyási tényező, mely a szabvány ajánlása szerint a geometriai arányok tartása esetén 0,99, κ a fajhőviszony, p_t a tartálynomás, ρ_t a sűrűség, η konstans a 2.14-es képletben definiálva. A 3.1 képletbe behelyettesítve, és kör keresztmetszetet feltételezve a fúvóka átmérője 6,43 mm-re adódik.

Ez a szűkítés sajnálatos módon nem megvalósítható. A jó átömlési tényező akkor garantálható, ha a fúvóka és a cső átmérőjének aránya nagyobb, mint 0,2. Esetünkben, mivel a szelep 6/4 colos csőre csatlakozik, ez azt jelenti, hogy minimum 10 mm átmérőjű fúvókat célszerű beépíteni, ellenkező esetben további kalibrálásra és mérésekre volna szükség.

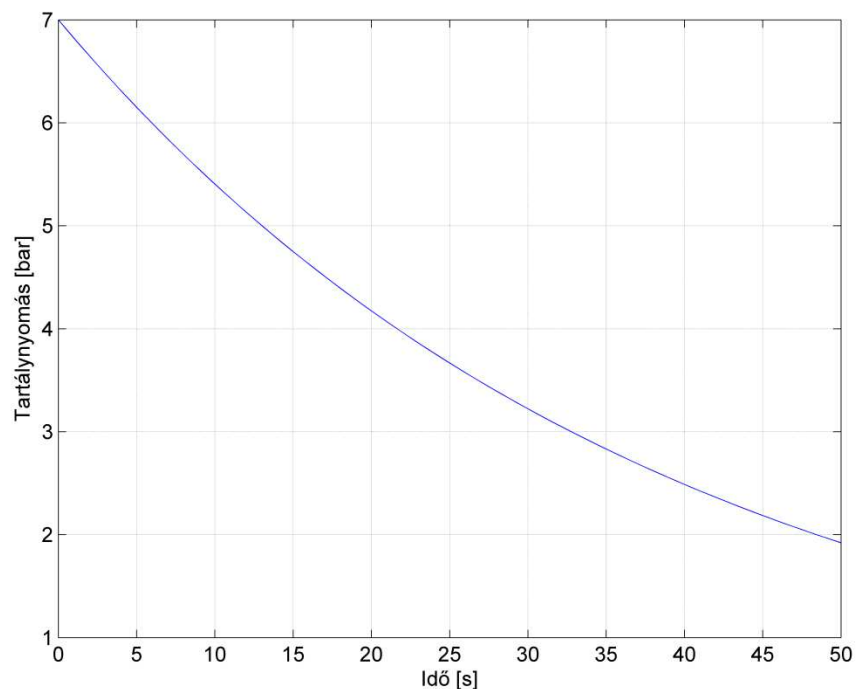
Ha a tartály nyomását leíró differenciálegyenletet megoldjuk, úgy, hogy állandó tartályhőmérsékletet tételezünk fel, illetve a fúvókán keresztül fojtott kiáramlást, a nyomás időbeli lefutására a következő eredményt kapjuk:

$$p(t) = p_0 e^{\alpha t} \quad (3.2)$$

Ahol α konstans:

$$\alpha = -\frac{a^2}{V} C_d \frac{d^2 \pi}{4} \sqrt{\kappa \xi \frac{1}{RT}}$$

A jelölés megegyezik a 3.1 egyenletével, és a a hangsebesség [m/s], V a tartály térfogata [m³], d a fúvóka átmérője [m]. Fenti egyenletet ábrázolva, feltételezve, hogy kezdetben 7 bar nyomás volt a tartályban:



2. ábra: A tartály nyomásának változása 10 mm-es fúvóka esetén

Látható, hogy a nyomás 13 másodperc alatt 5 barra csökken, egy átlagos mérés nagyjából 10 másodpercig tart, tehát ekkora fúvókát alkalmazva is folytathatóak a mérések, a tartály nem ürül le idő előtt. A mérési tapasztalat igazolta ezt a számítást.

A szónikus fúvókának ráadásul még egy előnye van: mivel hangsebességű rajta a kiáramlás, a nyomáshullám nem terjed a felvíz oldalra, így a cső kezdőpontját pontosan lehet rögzíteni a fúvókához, márpedig a jól meghatározható csőhossz alapvető kíváncsóság.

3.6 A csőhossz változtatása

A különböző csőhosszal való mérés két szempontból is fontos. egyrészt természetesen vizsgáljuk a szelepet megelőző vezeték hosszát, mint paramétert a szelep stabilitásában, másrészt a rövid csövön nincs reális esélyünk megfigyelni a kialakuló nyomáshullám alakját, míg a hosszabb cső esetén elég nyomásmérési pontot tudunk elhelyezni ennek a feladatnak a végrehajtásához.

4. Mérési eredmények

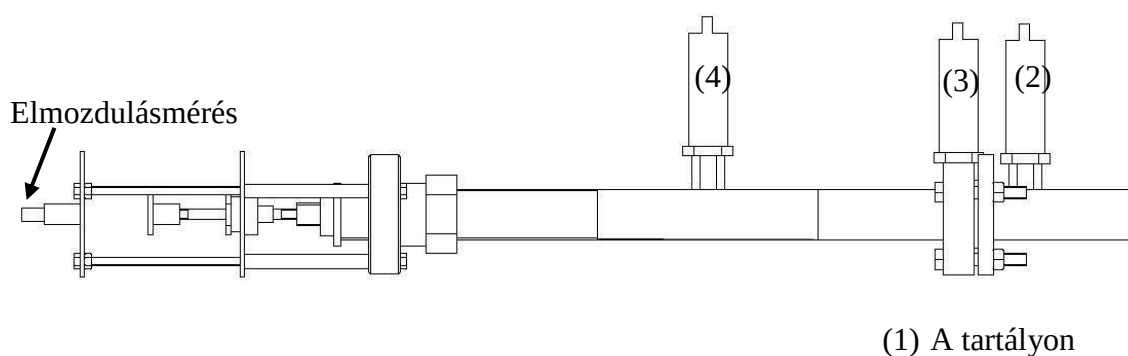
4.1 A mérés menete és a kiértékelés módja

A mérések menete a következő volt:

- beállítottam egy nyitónyomást a hozzá tartozó előfeszítéssel
- a kompresszorral feltöltöttem a maximális megengedett nyomásra a tartályt (7 bar), a labor sűrítettlevegő-rendszerét leválasztottam egy gömbcsap segítségével
- a szónikus fúvóka előtti csapot megnyitva nyomás alá helyeztem a szeleppel lezárt csőszakaszt
- a mérést addig folytattam, míg a tartálynyomás le nem csökkent addig, hogy a kompresszort vezérlő nyomáskapcsoló működésbe lépjen, ekkor a csappal elzártam a levegőt, az adatgyűjtést leállítottam
- egy előfeszítésen 4-5 mérést végeztem, majd újabb nyitónyomás beállítása következett 1,5 és 4 bar köti tartományban
- a méréseket elvégeztem két különböző rugóra, rövidebb és hosszabb csővel is (azaz $6 \times 4 \times 2 \times 2$, összesen 96 mérési sorozatot vettem fel)
- a hosszabb cső esetén külön méréseket végeztem a hullám alakjának meghatározására

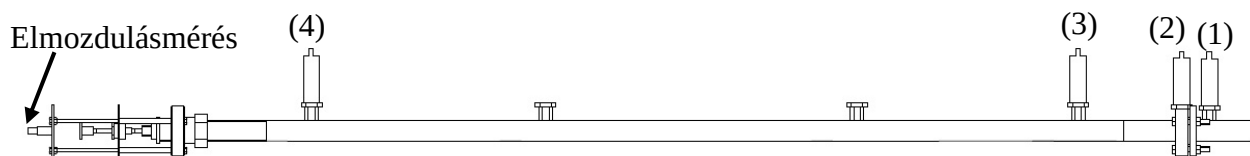
4.2 Mérési konfigurációk

A rövid csővel végzett mérésekhez a következő összeállítást használtam:



3. ábra: Rövidcsöves mérések (1-es konfiguráció)

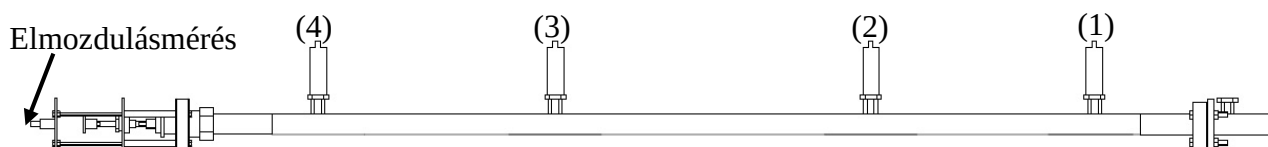
Tehát mértem nyomást a kompresszor tartályán (1), a szónikus fúvóka előtt (2), és után (3) - ezek különbségéből határozható meg a tömegáram – valamint a szelep előtt a csőben (4). Mértem továbbá a szelep nyitását, a 3.4 fejezetben részletezett módon. A hosszabb cső beszerelésekor átálltam a következő konfigurációra:



4. ábra: Hosszúcsöves mérések, tömegáram méréssel (2-es konfiguráció)

Ezen méréseknél meghagytam a fúvóka két mérési pontját (1) és (2), viszont a korábban a tartály nyomását mérő távadót áthelyeztem a cső elejére (3). Erre azért volt lehetőség, mert korábbi méréseim alapján a fúvóka hibáját becsülni tudtuk, így a viselkedését ismerve nem volt többé szükség a tartály nyomásával való tömegáram-becslésre. A szelep előtt továbbra is volt egy nyomástávadó (4). (Lásd még: Függelék, 1-es ábra).

További változtatásra volt szükség a nyomáshullám alakjának mérésekor. Mivel csak 4 darab nyomásmérő állt rendelkezésemre, a fúvóka mérési pontjait áthelyeztem a csőre (lásd: Függelék, 2-es ábra):



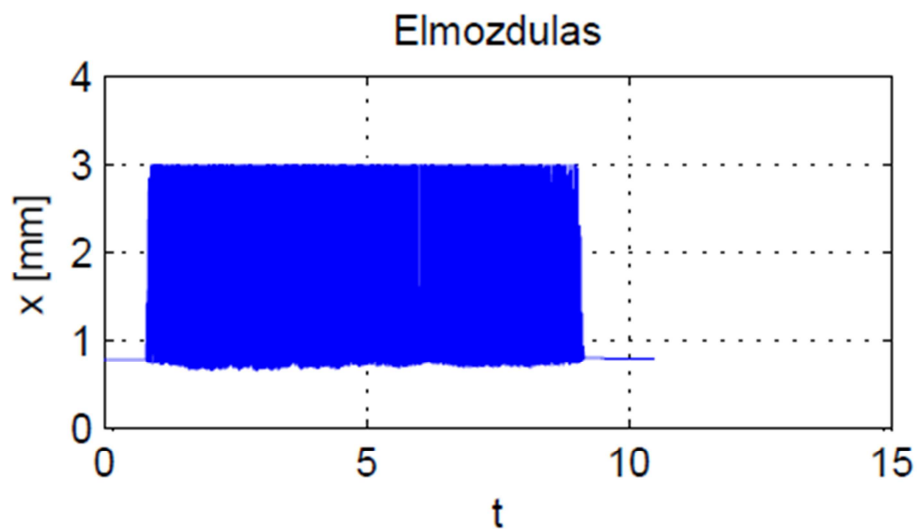
5. ábra: Hosszúcsöves mérések, négy nyomásmegcsapolással (3-as konfiguráció)

A mérési adatok alapján ugyanis látszott, hogy adott nyitónyomásnál az átlagos tömegáram értéke nem változik, tehát a nyomáshullám mérésekor átáramló légmennyiséget jól becsülhetem az azonos nyitónyomáson végzett tömegáram-méréssel.

4.3 Mérési eredmények

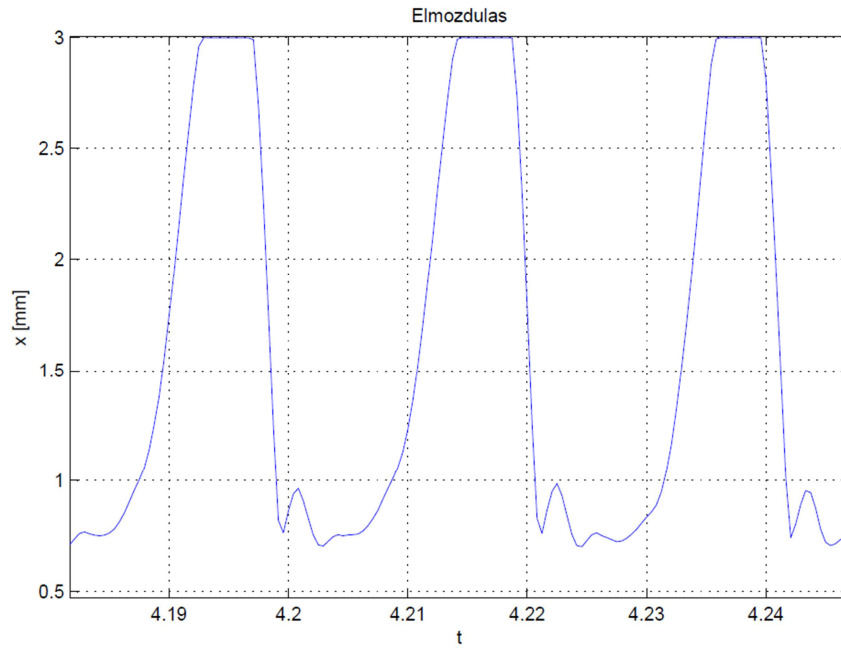
4.3.1 Egy tipikus instabil nyitás rövid csővel

Az 1-es konfigurációval, tehát a rövid csővel végzett mérések során stabil nyitást nem tapasztaltam. Az instabil nyitások esetén – tehát amikor a szelep a chatter jelenséget produkálta – a mérési eredmények jellegre megegyeztek valamennyi nyitónyomáson, a különbség a frekvenciatartalomban volt (lásd 4.5 fejezet).



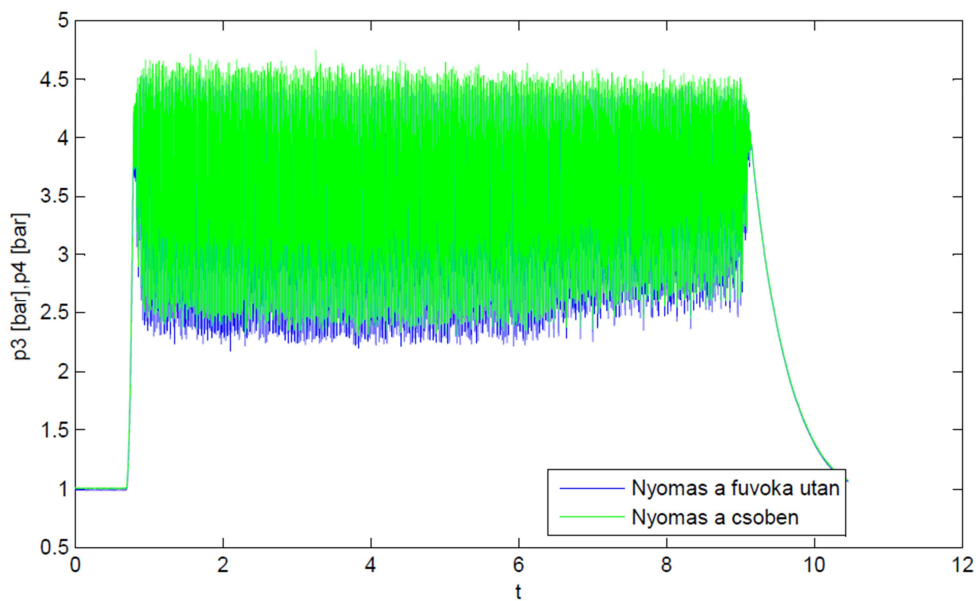
6. ábra: A regisztrált elmozdulásjel

Ebből csak annyi állapítható meg, hogy a szelep nyitás után valóban rezgésbe kezdett, mely a nyomás elzárásáig nem is stabilizálódott.



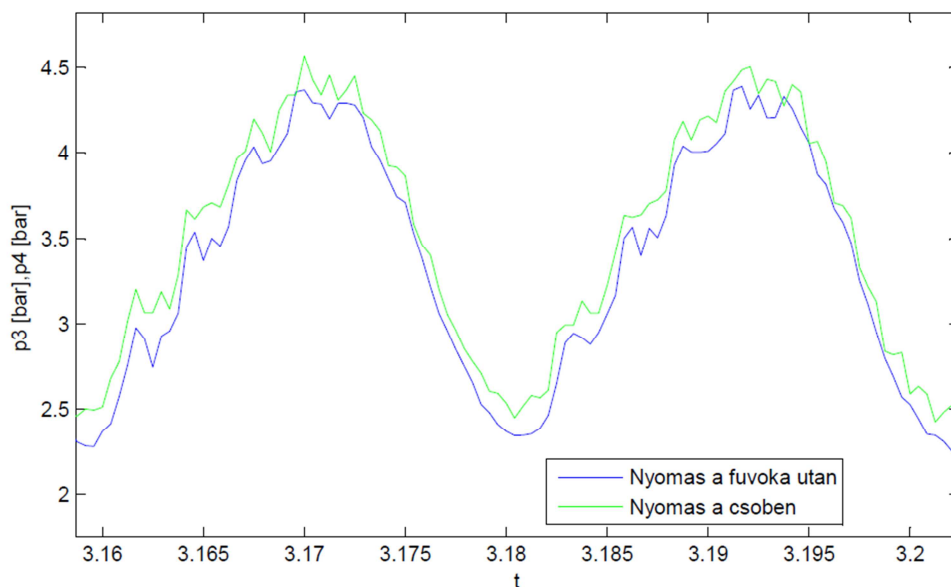
7. ábra: Az elmozdulásjel részlete (15-ös ábra nagyítása)

A 16-os ábrán látható nagyított rész már pontosabb információval szolgál a zárótest mozgásáról. Látható, hogy rövid periódusidejű (kb. 0,02 sec) rezgés történik, illetve hogy a felső ütközésnél (3 mm-es nyitásnál a mérőtárcsa eléri az elmozdulásmérő védőjét, ezért ez a maximális nyitás) rövid időre letapad a szelep. A mérések során nem sikerült olyan mozgást vizsgálni, melyben ne lettek volna ütközések (alsó és felső szélsőhelyzetnél egyaránt), ezek jelentős hatást gyakorolnak a frekvenciatartalomra (lásd 4.5 fejezet).



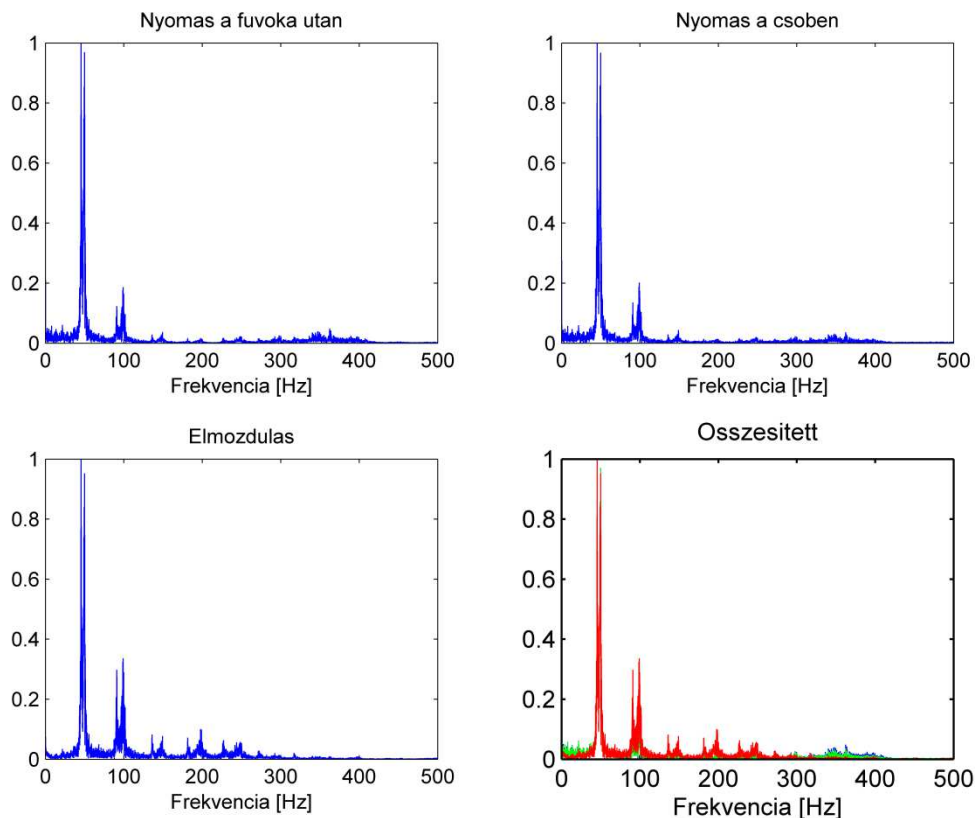
8. ábra: Nyomáshullám a fúvóka után és a csőben

A 17-es ábrán látható a (3) és (4) nyomásmérők által regisztrált nyomáshullám. A szelep rezgésével intenzív lengéseket indukál a csőben, melyek visszahatnak rá, gerjesztvén azt. A kölcsönhatásuk eredménye ez a nagyfrekvenciás, széles határok közt ingadozó jel. Ebben az esetben a nyitónyomás 3,5 bar-ra volt beállítva, de látható, hogy 4,5 baros nyomáslökés is keletkezett a csőben, rávilágítva ezzel a folyamat veszélyeire.



9. ábra: A 22-es ábra egy kinagyított részlete

Ha a jel egy részletét vizsgáljuk, látható, hogy a cső olyan rövid, hogy az elején (3) és végén (4) kialakuló hullám között nincs érzékelhető fáziseltolás. A lefutások pontosan követik egymást. A rövid cső már csak ezért sem alkalmas a nyomáshullám alakjának felvételére.



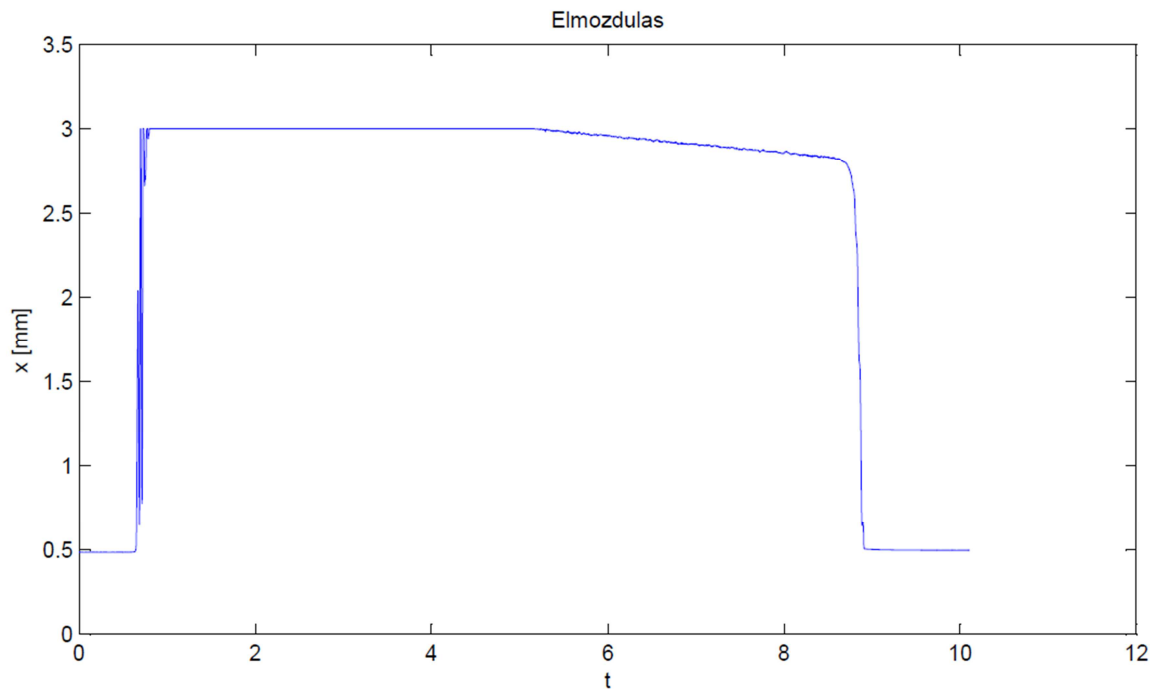
10. ábra: Frekvenciataralom vizsgálata az egyes mért mennyiségeken

A 19-es ábrán láthatóak az FFT-vel elkészített amplitúdó-frekvencia diagramok. Szerencsére igen jól elkülöníthető, tiszta csúcsokat láthatunk rajtuk (lásd még: Függelék, 4-es ábra), így a jellemző frekvenciát ± 2 Hz pontossággal meg lehet határozni (nagyítás után). A mintavételezés frekvenciája 2400 Hz, de 500 Hz fölött már semmilyen érdemi információ nincs, sőt, a két legnagyobb csúcs 150 Hz alatt található.

Szembetűnő még, hogy a 4. diagramon, ahol egyben ábrázoltam az előző hármat, azok fedésbe kerültek, vagyis a kialakuló rezgés és nyomáshullám frekvenciái megegyeznek.

4.3.2 Egy tipikus stabil nyitás hosszú csővel

A várakozással ellentétben a hosszabb cső beszerelése után sikerült stabil nyitást mérni a szelepen. Elméletileg azonos tömegáramoknál a nagyobb csőhossz az instabil viselkedést erősíti, nem pedig stabilizálja a szelepet.



20. ábra: Elmozdulás hosszú cső esetén

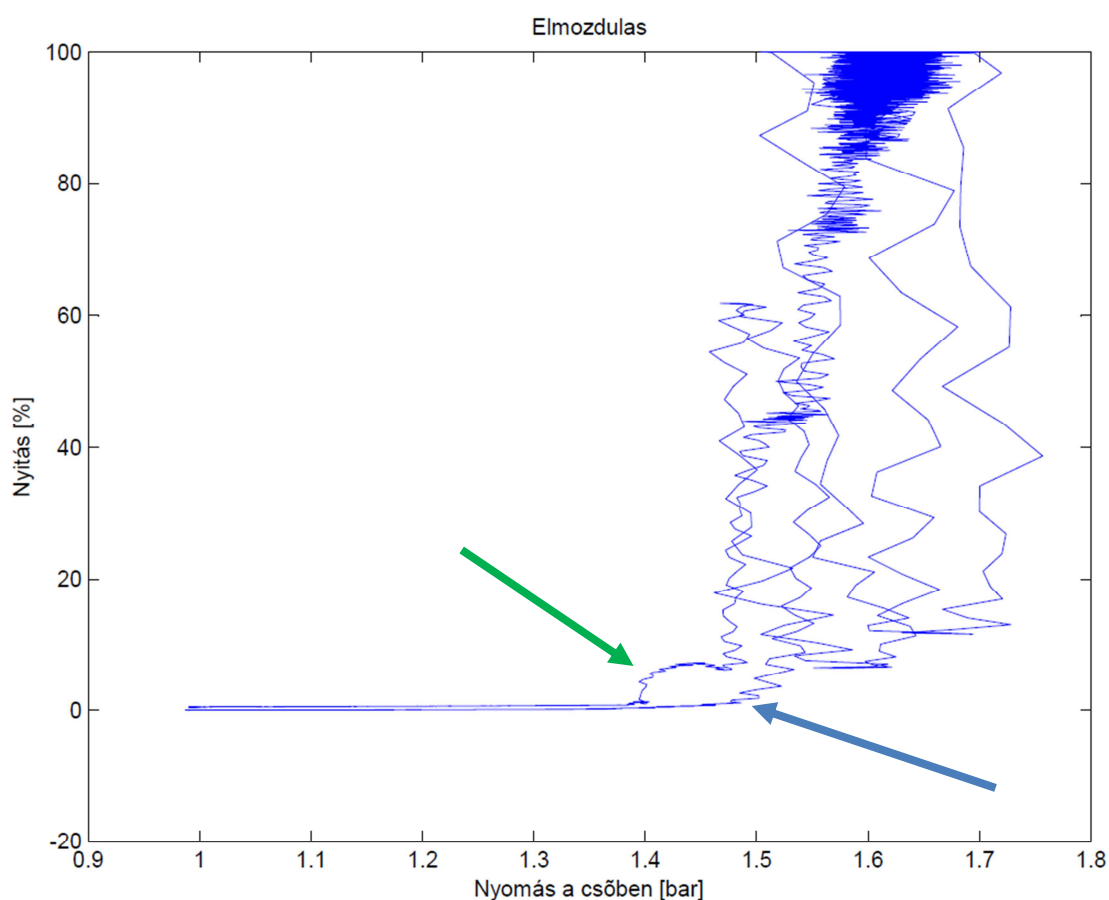
A beállított nyomás ebben az esetben 1,5 bar volt (abszolút nyomásban), látható, hogy a szelep itt tulajdonképpen „tette ami a dolga”, eleinte felütközve a felső holtpontba, később lassan visszazárva. A nyomás ráadásakor kisebb tranziens figyelhető meg, mely azonban gyorsan elhal. A nyitás azért indul 0,5 mm-ről, mert az elmozdulásmérő a beállításkor nem 4, hanem csupán 3,5 mm-re került a mérőtárcsától, ez a mérésben nem okoz hibát, csupán csökkentette kissé a mérési tartományt.

A stabil nyitás több vizsgálatra is lehetőséget ad. Ennek alapján meghatározható az ún. effektív keresztmetszet, amely a szimulációk egy fontos bemenő paramétere, illetve fontos ahhoz, hogy a párhozamosan futó CFD számításokkal összevethessük a mérési eredményeket. Ez a tervek és fejlesztések legfontosabb iránya.

Természetesen stabil nyitásnál nincs értelme frekvenciatartalmat vizsgálni, hiszen a jelek nem periodikusam változóak.

Érdemes megjegyezni, hogy a két különböző rugóállandójú rugóval (12490 N/m és 15000 N/m) is sikerült stabil nyitást kapni, ugyanazon a nyitónyomáson (1,5 bar-on). Az ennél nagyobb nyomásokhoz tartozó előfeszítésekénél a szelep instabil viselkedést mutatott.

Ha ábrázoljuk a szelepnyitás százalékat a csőben mért (4) nyomás függvényében, egy első ránézésre furcsa diagramot kapunk, azonban ennek elemzése néhány fontos tanulsággal szolgál.



11. ábra: A nyitás százaléka a szelep előtti nyomás függvényében. A kék nyíl a nyitást, a zöld a zárást emeli ki.

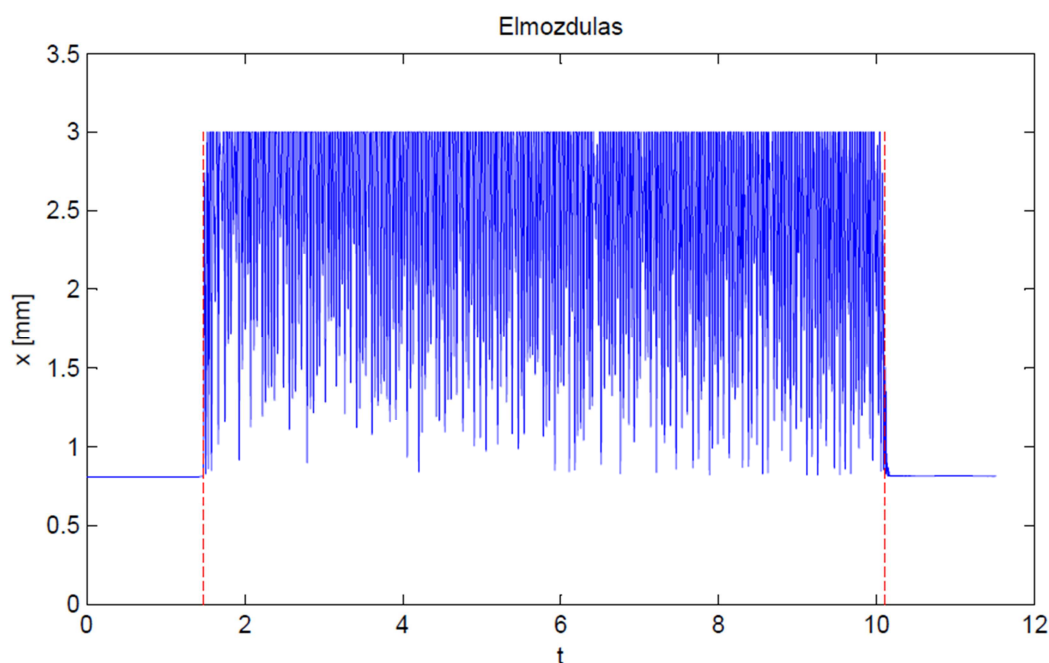
Először is látható, hogy a nyitás értéke 1,5 bar környékén kezd el növekedni (kék nyíl). ez fontos visszajelzés, hogy az előfeszítés beállítása kellően pontos, a kívánt nyitónyomást sikerül megvalósítani. Másrészt látható az ábrán a nyomáshatárolók egy jellemző viselkedése:

nagyobb nyomásnál zárnak, mint amilyenél nyitnak. Ennek magyarázata, hogy zárásakor nem csak a nyomásból, de az impulzusból adódó erőt is le kell győznie a rugónak (zöld nyíl).

4.3.3 Egy tipikus instabil nyitás hosszú csővel

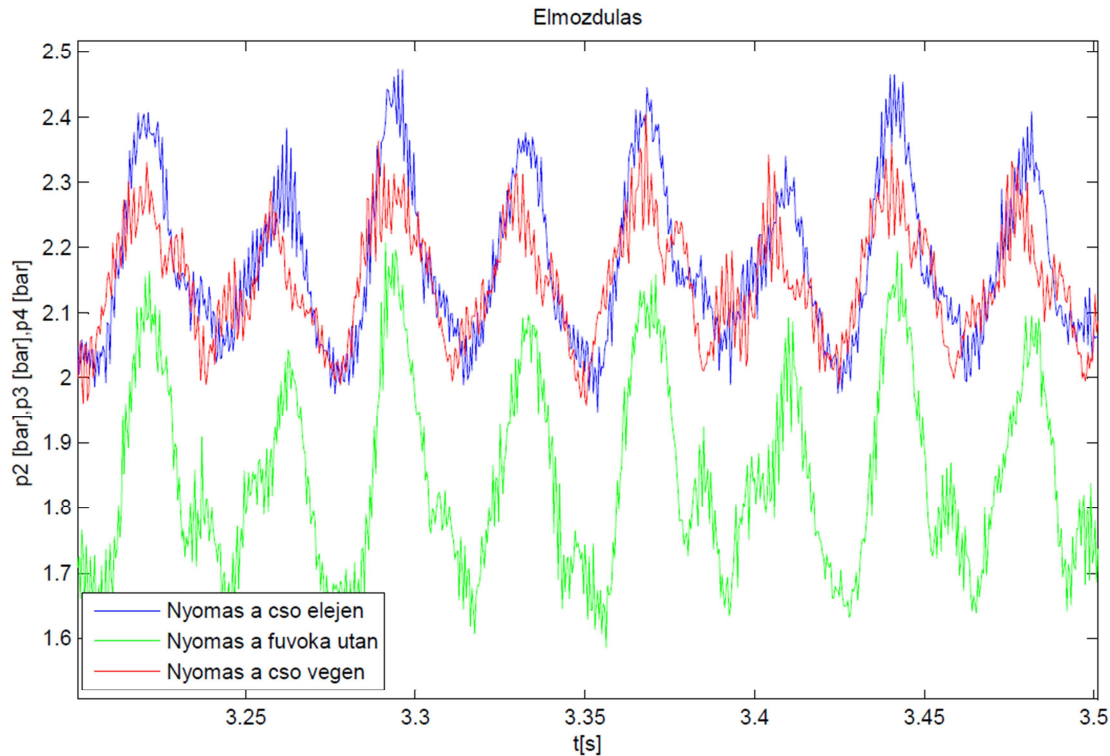
A 2-es konfiguráción végzett mérések időjelei első ránézésre nem sokban különböznek a rövid csővel felvettektől. Mint már utaltam rá, 1,5 bar-os nyitónyomás felett a szelep minden esetben rezegni kezdett, belevert a szelepülékbe és felütközött az elmozdulásmérő védőjén (lásd: Függelék, 3-as ábra). A csőben ezúttal is nyomáslengés alakult ki, azonban, mint később megmutatom, jelentősen más frekvenciataralommal.

A frekvenciataralom abban is eltér a rövid csővel végzett méréseknél tapasztalttól, hogy a különböző nyitónyomásoknál nem csak kvantitatív, de kvalitatív különbségek is vannak a frekvenciaelemzés eredményében, ezeket a 4.5 pontban ismertetem bővebben.



12. ábra: Elmozdulás hosszú cső és instabil nyitás esetén

Az elmozdulás időjele nem különbözik jelentősen a rövidcsöves méréseknél tapasztalttól, jelen példában nincs alsó végponti ütközés, de nagyobb nyitónyomásokon az is megjelenik.



13. ábra: Nyomásjelek instabil nyitásnál

A nyomások időjelét vizsgálva azonban már láthatunk egy lényeges különbséget. A pirossal felrajzolt nyomásérték megelőzi a kékkel, illetve zölddel rajzoltakat. Ez megfelel a várakozásoknak, hiszen a cső végén indulnak a nyomáslökések, a szelep zárásának és nyitásának megfelelően. A fúvóka utáni és a cső elején elhelyezett távadók nincsenek messze egymástól, így közöttük nem látható fáziskülönbség.

4.4 A tömegáram mérésének eredményei

A tömegáram meghatározásához a fúvóka előtti és utáni nyomást, ezek arányából pedig a mérési adatok kiértékelést végző program megállapította, hogy a kritikus nyomásviszony alatt, vagy felett vagyunk-e. A kritikus nyomásviszony levegőre, azaz a fajhőviszonyt 1.4-nek véve 1,89-re adódik. Ha megvan ez a nyomáskülönbség, akkor a fojtott áramlást leíró képlet használható:

$$\dot{m}_{fúvóka} = C_d A \sqrt{\kappa \rho p_2 \eta} \quad (4.1)$$

Ahol a jelölések megegyeznek a 2.13 egyenlettel, p_2 a fúvóka előtt mért nyomás, ρ számításához viszont figyelembe kell venni, hogy a legszűkebb, A keresztmetszetben a

hőmérséklet, izentrópikus kiáramlást feltételezve, levegővel számolva a külső hőmérséklet 0,83-szorosa, amint azt a Wikipédia cikke meghatároz levegő esetére [11]. Ezt a mérési tapasztalat is igazolta, a fúvókát közrefogó karimák anyaga és az azt megelőző csőszakasz jelentősen lehűlt, rajta pára csapódott ki.



14. ábra: Nyomásmegcsapolások a szónikus fúvókán

Ha a nyomásviszony a kritikus alá csökken, akkor a tömegáram függ az alváz oldali nyomástól is, ekkor a számításokra a (4.2) képlet használandó (a képletek forrása: [6]):

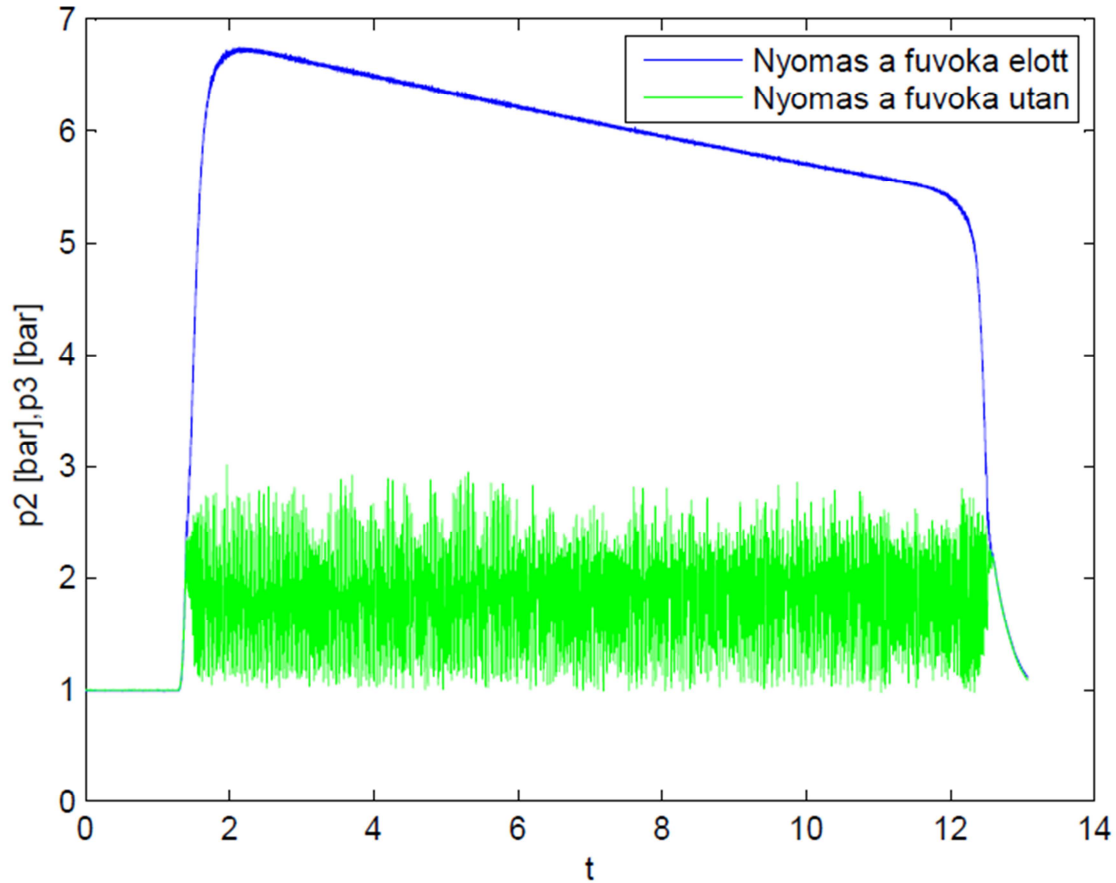
$$\dot{m} = C_d A \sqrt{p_2 \rho_2 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}} \quad (4.2)$$

A kiértékelő program a nyomásviszony ismeretében vált a két képlet között. Megjegyzendő, hogy eben az esetben is a fojtott áramláshoz tartozó hőmérséklettel számolom a sűrűséget, de ez jó közelítés, hiszen a hőmérséklet mérési pontról mérési pontra nem ingadozik.

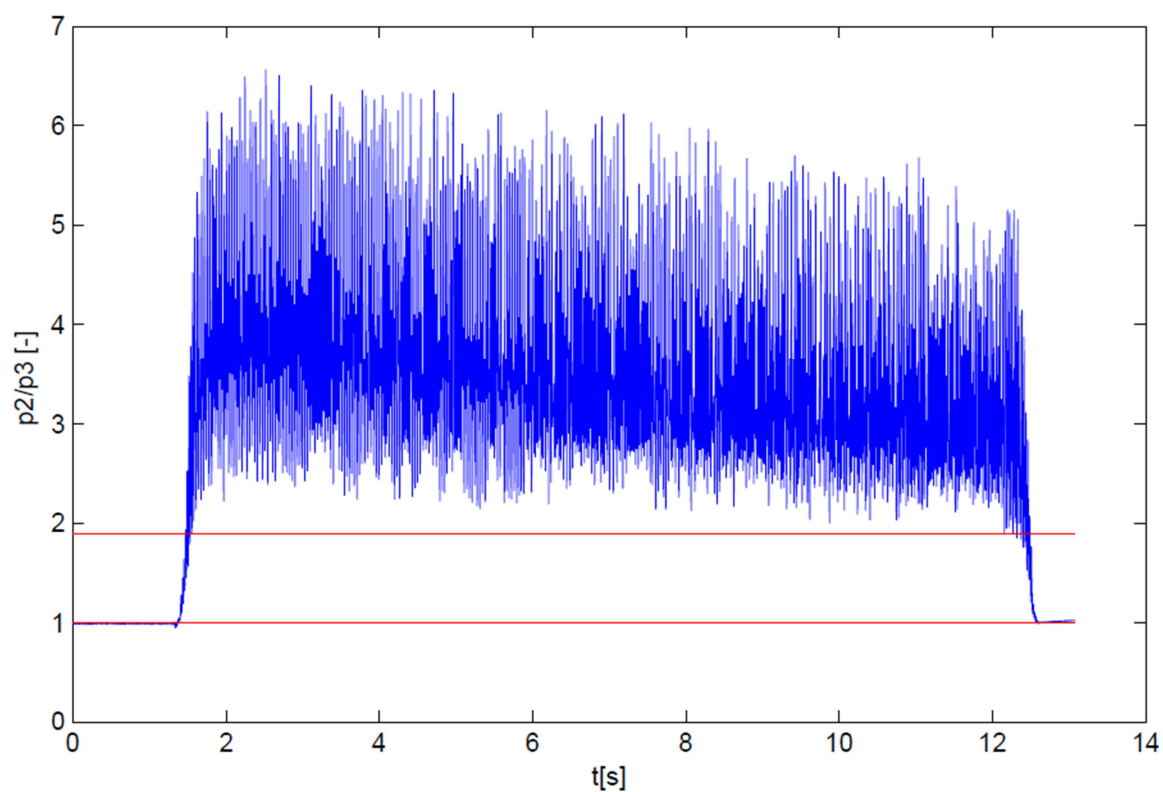
A fúvókával mért tömegáramot úgy becsültem, hogy numerikusan – trapézsabállyal - integráltam a pontonként kiszámolt tömegáramot, majd a tartály nyomásának és térfogatának ismeretében megbecsültem az értékét, oly módon, hogy a tartály állapotváltozását izotermikusnak vettem, így a tömegének megváltozása:

$$m_{elméleti} = \frac{(p(t_1) - p(t_2))}{RT_t} V \quad (4.3)$$

Azaz a tömeg megváltozása csak a kezdeti és végső pontban mért tartálynyomástól függ. Ehhez feltételeztem, hogy a tartály elég nagy térfogatú ahhoz, hogy a hőmérséklete jelentősen ne változzon a mérés során, ez a tapasztalatok alapján valóban így is van. Ezeket a konkrét mérésekre alkalmazva (egy rövid csövön, 2 bar-os nyitónyomás mellett végzett mérésen):

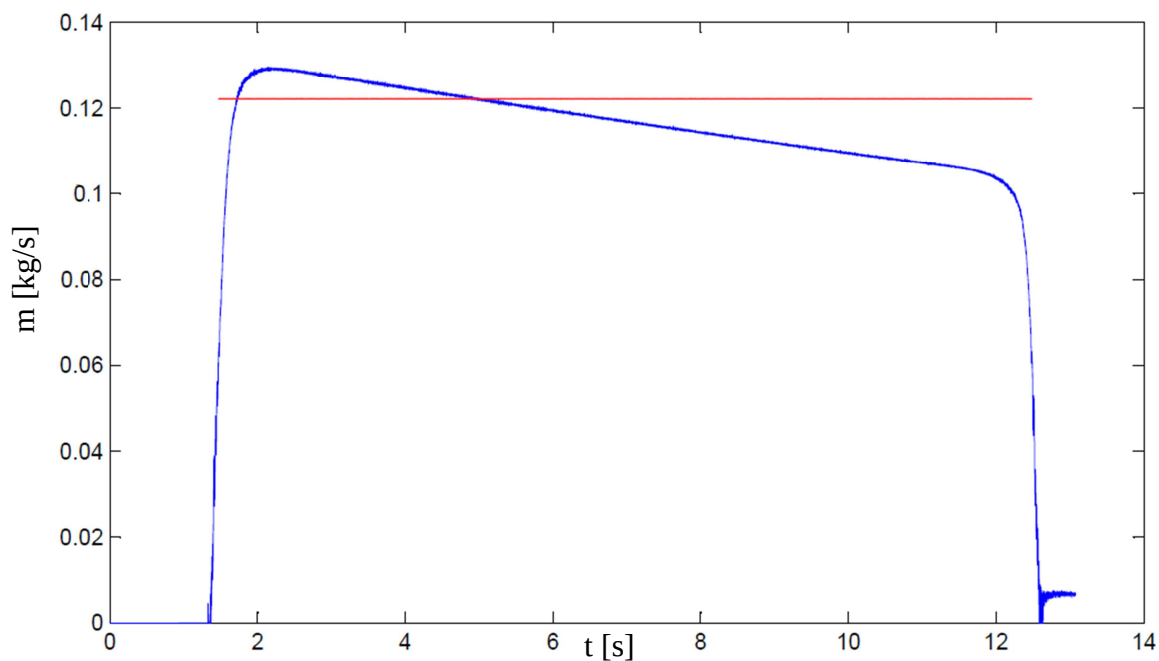


15. ábra: Nyomás a fúvóka előtt és után, látható, hogy az intenzív nyomáslengés nem érzékelhető a felváz oldalán



16. ábra: Nyomásviszony az idő függvényében. A fentebbi piros vonal a kritikus nyomásviszonyt jelöli, az alsó pedig az 1-est, tehát a fúvóka előtt és után egyenlő nyomást.

Látható, hogy a rezgés teljes időtartama alatt fojtott áramlás valósult meg a fúvókán. Ennek megfelelően a tömegáram:



17. ábra: Tömegáram a fúvókán, a vízszintes piros vonal az elméleti tömegáramot jelöli.

Az alábbi táblázatban összefoglaltam a rövid csővel végzett mérések során a tömegáramra adott becslés és mérés összehasonlítását – valamennyi esetben instabil nyitásról beszélünk. Egy nyitónyomáson 4 mérést végeztem, a kiáramlott tömegeket mindegyiknél kiszámítottam, ahogy a hibát is, majd a 4 mérés átlagát vittem fel a táblázatba.

Rudóállandó [kN/m]	Nyitónyomás [bar]	Elméleti kiáramlott tömeg [kg]	Mért kiáramlott tömeg [kg]	Eltérés [%]
12,49	1,5	1,05	0,94	-9,92%
	2	0,69	0,63	-10,32%
	2,5	1,09	1,05	-3,23%
	3	1,21	1,17	-2,65%
	3,5	1,11	1,02	-7,33%
	4	1,07	0,99	-7,04%
15,00	1,5	1,27	1,20	-4,75%
	2	1,27	1,22	-4,22%
	2,5	1,24	1,21	-2,16%
	3	1,21	1,16	-3,49%
	3,5	1,15	0,98	-17,30%
	4	0,95	0,91	-2,35%

1. táblázat: A tömegáram mérésének hibái

Az esetek többségében a fúvóka pontosan mérte a tömegáramot (10%-on belüli hibával). A kiugró értékre az időjel alapján nem találtam magyarázatot, a nyomásjeleken semmilyen rendellenesség nem látható, illetve a hiba nagyságára vonatkozó tendencia sem figyelhető meg (kis nyitónyomásokon az egyik rugónál pontos, a másiknál pontatlan volt). Mindenesetre a fúvóka 2,5-3 bar környékén teljesít a legbiztosabban. Nagyobb nyomásokon problémát okozhat, hogy a fojtott áramlás részaránya egyre kisebb lesz, márpedig ezt a mérőeszközt eredendően erre tervezték.

Összességében a szónikus fúvóka megfelelő pontossággal határozza meg a tömegáramot, mely a stabilitás egy fontos kritériuma. A korábbi becslések helyett végre sikerült egy megbízható, könnyen kiértékelhető mérési módszert beépíteni, mely ráadásul korlátozza a tömegáramot, és leválasztja a felvíz oldalt, elzárva a nyomáshullám elől.

4.5 A frekvenciatartalom elemzése

A jellemző frekvencia megismerése azért kiemelt fontosságú, mert így következtethetünk, hogy milyen hatás a domináns a vizsgált jelenségben. Egyrészt eredmény az is, hogy a nyomáshullámok és elmozdulás frekvenciatartalma között van-e jelentős eltérés? Másrészt, ha a jellemző frekvencia a cső sajátfrekvenciájához esik közel, akkor a nyomáshullám hozta kényszerrezgésbe a szelepet, ha a szelep sajátfrekvenciáját látjuk, akkor az kényszerítette a lengést a csőre, stb.

A 2-es táblázatban foglaltam össze a rövid csövön végzett mérések eredményeit.

Rudóállandó [kN/m]	Nyitónyomás [bar]	Stabil/ Instabil	Első jellemző frekvencia [Hz]	Második jellemző frekvencia [Hz]	Szelep saját- frekvenciája [Hz]	Cső saját- frekvenciája [Hz]
12,49	1,5	Ins.	54	~107	23,71	369 (Negyedhullám: 92)
	2	Ins.	42	~86		
	2,5	Ins.	43	~88		
	3	Ins.	41	~82		
	3,5	Ins.	47	~95		
	4	Ins.	46	~92		
15,00	1,5	Ins.	51	~25	25,98	
	2	Ins.	57	~30		
	2,5	Ins.	51	~48		
	3	Ins.	49	~95		
	3,5	Ins.	47	~97		
	4	Ins.	45	~91		

2. táblázat: Rövid csővel végzett mérések frekvenciatartalma

A függelékben (4-es, 7-es ábra) közlök egy-egy jellemző spektrumot és vízesés-diagramot, melyből egyrészt látható, hogy az azonos nyitónyomáson végzett mérések frekvenciatartalma egyezik, azok jól reprodukálhatóak, másrészt az, hogy nagyobb nyomáson a csúcsok

tisztábbak, könnyebben leolvashatóak. Mint arra már utaltam, az elmozdulás és a nyomások frekvenciái fedik egymást, ugyanazok a jellemző komponensek.

Az első jellemző frekvencia a nyomás növekedésével enyhe csökkenést mutat. Ez valószínűleg annak köszönhető, hogy a nagyobb előfeszítés miatt kisebbek az elmozdulások, tehát kevesebb az ütközés, melynek jelentős frekvencianövelő hatása van (lásd: Függelék, 3-as ábra). A második jellemző frekvencia közel van a negyedhullám frekvenciájához, mely flutter jelenség esetén elméletileg kialakul a csőben. Chatter esetén ezt nem állíthatjuk, ráadásul azért is volna elhamarkodott erre következtetni, mert a második jellemző frekvencia gyanúsan közel van az első duplájához, tehát első felharmonikusához.

Érdekes megfigyelni, hogy a 15000 N/m-es rugó esetében a második jellemző frekvencia kezdetben a szelep sajátfrekvenciájához van közel, nagyobb nyomásoknál azonban jelentősen megnövekszik, és végül eléri a 100 Hz körüli értéket.

Rudóállandó [kN/m]	Nyitónyomás [bar]	Stabil/ Instabil	Első jellemző frekvencia [Hz]	Második jellemző frekvencia elmozdulás [Hz]	Második jellemző frekvencia nyomás [Hz]	Szelep saját- frekvenciája [Hz]	Cső saját- frekvenciája [Hz]	
12,49	1,5	Stab.	-	-	-	23,71	82 (Negyedhullám: 20)	
	2	Ins.	27	82	82			
	2,5	Ins.	28	84	84			
	3	Ins.	84	~23	~170			
	3,5	Ins.	85	~24	~170			
	4	Ins.	87	~25	~175			
15,00	1,5	Stab.	-	-	-	25,98		82 (Negyedhullám: 20)
	2	Ins.	27	54	80			
	2,5	Ins.	83	28	~165			
	3	Ins.	84	~40	~167			
	3,5	Ins.	85	~42	~168			
	4	Ins.	89	~16	~176			

3. táblázat: A hosszú csővel végzett mérések frekvenciatartalma. Az azonos színekkel jelölt cellák a spektrumban felfedezett és a rendszer nevezetes celláit hivatottak összejelölni.

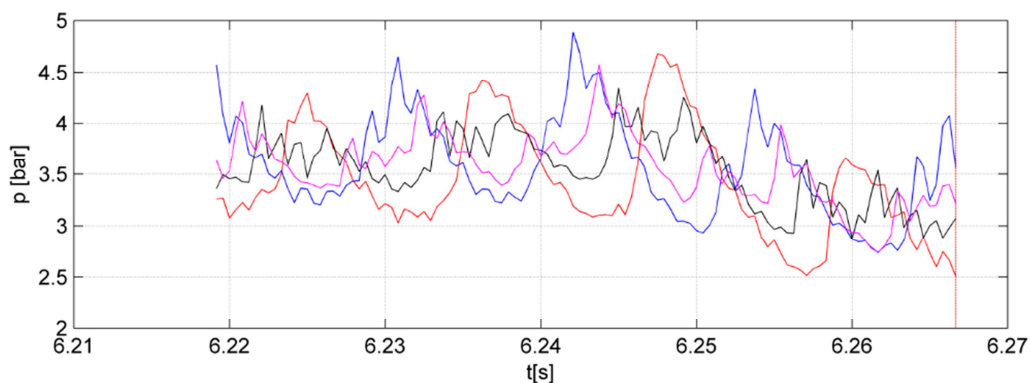
A hosszabb cső esetében a második jellemző frekvencia a nyomásban és az elmozdulásban nem ugyanott jelentkezett – az első még fedésben volt-, ráadásul a nyitónyomás változásával az első jellemző frekvencia is változott, növekedni kezdett. Kis (2-2,5 bar) nyitónyomásokon a szelep sajátfrekvenciájához volt igen közel, nagyobbakon viszont a cső sajátfrekvenciáját találta el. A nyomáshullám második jellemző frekvenciája egy első felharmonikusnak tűnik, az elmozdulás hullámé pedig a szelep sajátfrekvenciájának.

Ennek alapján levonható az a következtetés, hogy a szelep-cső rendszer rezgését a nyitónyomás nagyban befolyásolja a hosszabb cső esetében. Amíg a nyomáshullám amplitúdója kicsi, a szelep rezgése a rendszerre nézve meghatározó, az enyhén magasabb frekvenciát az ütközések indokolhatják. Ha azonban nagy a nyitónyomás, a cső válik a jelentősebb elemmé, rákényszerítve rezgését a szelepre.

Meglepő továbbá, hogy a hosszabb cső esetén mértem nagyobb frekvenciákat, holott itt épphogy alacsonyabb a cső sajátfrekvenciája. Erre magyarázat lehet, hogy a fúvóka után szabadsugár alakul ki, mely a rövid csőben jobban befolyásolja a mérési eredményeket.

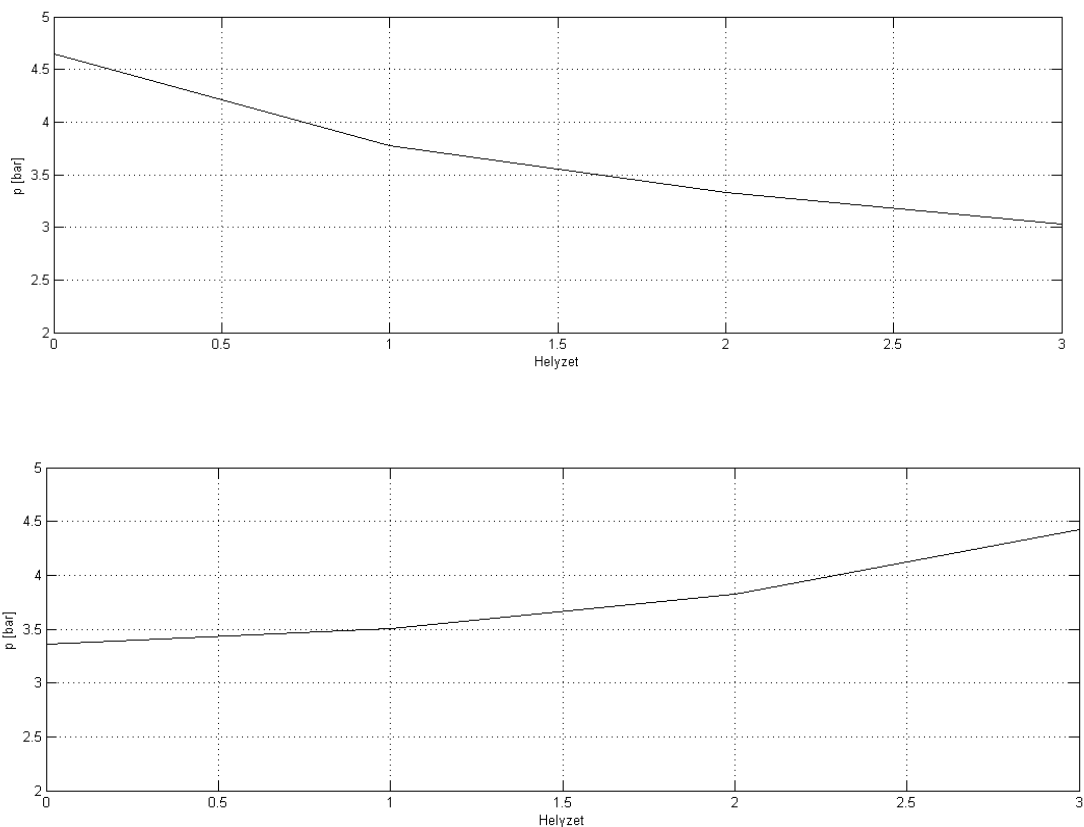
4.6 A nyomáshullám alakja a hosszú csőben

Ehhez a méréshez a 3-as konfigurációt használtam fel (lásd: 18-as ábra). Az elmélet szerint flutter jelenség esetén a csőben egy negyedhullám alakul ki, a tartály oldalán állandó, a szelepnél ingadozó nyomással.



18. ábra: A cső különböző pontjain mért nyomások. Késsel a szelepnél (4-es nyomásmérő), magentával a 3-as, feketével a 2-es és pirossal az 1-es, tartálynál lévő nyomásmérő.

A 28-as ábrán 5 periódus ábrázolása látható. Megfigyelhető a nyomáshullám haladása a csőben, ahogy a szelepnél kialakuló nyomáscsúcs eljut a tartályoldalig, azaz a fúvóka kiömléséhez. Ha ábrázoljuk a nyomásértékeket az egyes pozíciókban:



19. ábra: Nyomások a 4 mérési helyen a cső mentén

A 29-es ábrán a 0 pozíció jelöli a cső szelep felőli végét, a 3-as pedig a fúvóka utáni nyomásmérőt. A felső ábra akkor mutatja az egyes helyen mért értékeket, mikor a szelep előtt kialakul a nyomáslökés (a periódus eleje), az alsó pedig mikor ez a hullám eljut a cső túlsó végére (fél periódussal később). Látható, hogy chatter jelenség esetén negyedhullám nem alakul ki, inkább félhullám látható a csőben a rezgést végző szelep előtt.

A jelalakon látható egy, a nyomáslengés frekvenciájánál körül-belül 10-szer szaporább komponens, mely ingadozást okoz a jelen. Ennek forrása további vizsgálatokat igényel, feltehetőleg egy belsőfizikai jelenség (például turbulencia), és nem külső zaj okozza.

A későbbi mérések egyik fő célja lesz, hogy a stabilitás-vesztés környékén sikerüljön a nyomásalakot megvizsgálni, és kimutatni a negyedhullám alakját.

4.7 A mérések hibájának becslése

A mérési eredmények közlése természetesen megkívánja, hogy azok hibáiról is szót ejtsünk. A tömegáram mérésének hibáját az elméleti tömegárammal megbecsültem a 4.4-es pontban. Érdeemes megjegyezni, hogy a tartály hőmérsékletének változása az elméleti tömegváltozást nagyon kis mértékben befolyásolja csupán, így az izotermikus közelítéssel nem viszünk nagy hibát a számításba.

A frekvenciatartalom meghatározásánál a legfőbb hibát a leolvasás pontatlansága okozza. A jel erősen túl van mintavételezve (2400 Hz frekvenciával), ezért emiatt nem kell mérési hibától tartanunk. Ebből a szempontból a mérőeszközök pontossága nem is különösebben lényeges, hiszen a frekvencia nem a jel abszolút értékétől függ. Természetesen a műszerek dinamikus viselkedése, az időállandó már fontosabb paraméter, ám a felhasznált nyomástávadók és elmozdulásmérő ebből a szempontból megfelelő az általam mért frekvencia-tartományokon (200 Hz alatt).

Ahhoz, hogy később effektív keresztmetszetet számoljunk, már fontosak a minél pontosabb mérések, de ezt mind a nyomás, mind az elmozdulás területén meg lehet valósítani a rendszerrel.

Felvetődik még a kérdés, hogy vajon mennyire zajosak a jelek, kell-e valamilyen simítási eljárást alkalmazni. A mérőberendezés közelében jelentős külső elektromos zajt kibocsájtó eszköz – pl. frekvenciaváltó – nem üzemel, a mérés ideje alatt a kompresszor motorja sem jár. Ezért feltételezhető, hogy a jeleken megjelenő zajok inkább áramlási eredetűek, a szabadsugár felhígulás okozta turbulencia, valamint a kialakuló nyíróréteg frekvenciája okozhatja őket.

Simítási eljárást nem alkalmaztam, mivel ez befolyásolhatja a jel spektrumát, megzavarhatja a frekvenciatartalmat. Úgy véltem, hogy a zajból adódó kisebb ingadozás a nyomáslengés nagysága mellett elhanyagolható, a mérési eredményeket jelentősen nem befolyásolja.

Ennek alapján a jellemző frekvenciákat körül-belül ± 3 Hz hibával tudtam meghatározni, a tömegáram-mérés relatív hibáját az 1. táblázatban bővebben szemléltetem. A nyomásmérő és elmozdulás-távadó műszerek mérési hibája olyan kicsiny, hogy a fentebb leírtakhoz képest elhanyagolhatóak.

5. Összefoglalás

Dolgozatomban bemutattam egy, a nyomáshatároló szelepek instabil működésének vizsgálatára épített mérőberendezést, és az ezzel végzett mérések eredményeit.

Röviden vázoltam a méretezés során felhasznált matematikai modelleket, úgy a statikus, mint a dinamikus leírásra használtakat. Kitértem a szerkezeti megvalósítás lépéseire, illetve a mérések során felmerülő hibák, problémák kiküszöbölésére, javítására. Kiemelkedett ezek közül az elmozdulásmérés tökéletesítése, mely a dolgozat megírásakor sem kifogástalan, hiszen a szenzor védőjén történő ütközések felfelé mozdítják a rezgés jellemző frekvenciáját.

Ezek után bemutattam a mérési eredményeket, melyeket többféle mérési konfiguráción nyertem – egy rövid és egy hosszú cső beépítésével. Körül-belül 100 mérés tapasztalatát összegeztem jelen dolgozatomban. Az időjelek bemutatásán túl vizsgáltam azok frekvenciatartalmát, rámutatva a spektrumban felfedezett, a rendszert jellemző sajátfrekvenciákra. Mértem a rugómerevség és a csőhossz változtatásának megjelenését, valamint a nyitónyomás, tehát a rugó előfeszítésének rendszerre tett hatását.

Méreteztem és beépítettem egy szónikus fúvókát a tömegáram mérésére, a kapott eredmények hibáját elméleti úton becsültem. A tranziens körülmények ellenére pontos mérőeszközt sikerült készíteni, mely ráadásul leválasztja az intenzív nyomáslengést a felvíz oldalról, illetve korlátozza a tartályból kiáramló tömegáramot.

Sikerült továbbá mérési módszert kidolgozni a nyomáshullám alakjának meghatározására a csőben, és megmutatni, hogy chatter viselkedés esetén a negyedhullám elmélet valóban nem érvényes.

A projectnek számos fejlesztési iránya van. Mivel a berendezés képes pontos, biztonságos mérések végzésére, tetszőleges paraméterek vizsgálhatóak rajta. A további rugókon és csőhosszokon túl a zárótest alakjának a stabilitásra gyakorolt hatását is mérhetjük. Tervben van továbbá egy szimulátor készítése a már meglévő tanszéki program alapján, mely ezt a konfigurációt is tudja kezelni, a cél természetesen a számszerű egyezés a modell és a mérések között. További méréseket kívánunk végezni a stabilitásvesztés pillanatában kialakuló nyomáshullámok jellemzőinek meghatározására.

6. Hivatkozások

- [1] – API RP520 Part II - Installation, Sixth Edition, Ballot 2
- [2] - http://en.wikipedia.org/wiki/Relief_valve
- [3] - <http://www.autoevolution.com/news-image/how-blow-off-valves-work-10230-3.html>
- [4] - http://en.wikipedia.org/wiki/File:Relief_valve01.jpg
- [5] - https://controls.engin.umich.edu/wiki/index.php/File:Spring_loaded_safety_relief.jpg
- [6] – Dr. Hős Csaba: Hidraulikus és pneumatikus hajtások, előadás jegyzet
- [7] - Dr. Bozóki Géza: Nyomástartó rendszerek túlnyomás-határolása, Műszaki Könyvkiadó, 1979
- [8] - M. Galal Rabie Fluid Power Engineering, I. Title, 2009
- [9] - <http://www.fmcltd.uk.com/flow-nozzle-asme-ptc6.php>
- [10] - <http://www.lmnoeng.com/nozzles.htm>
- [11] http://en.wikipedia.org/wiki/Isentropic_nozzle_flow