

MISKOLCI EGYETEM
GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR

RUGÓTERHELÉSŰ BIZTONSÁGI SZELEP MŰKÖDÉSÉNEK ELMÉLETI ÉS KÍSÉRLETI VIZSGÁLATA

PhD ÉRTEKEZÉS

KÉSZÍTETTE:
SIMÉNFALVI ZOLTÁN
OKLEVELES GÉPÉSZMÉRNÖK

GÉPÉSZMÉRNÖKI TUDOMÁNYOK DOKTORI PROGRAM,
GÉPÉSZMÉRNÖKI ALAPTUDOMÁNYOK ALPROGRAM, MÉRNÖK-MATEMATIKA RÉSZPROGRAM

DOKTORI ALPROGRAM VEZETŐ:
DR. PÁCZELT ISTVÁN
AZ MTA RENDES TAGJA
A MŰSZAKI TUDOMÁNY DOKTORA

TUDOMÁNYOS VEZETŐ:
DR. ORTUTAY MIKLÓS
A MŰSZAKI TUDOMÁNY KANDIDÁTUSA

MISKOLC, 2000

TARTALOMJEGYZÉK

JELÖLÉSEK, INDEXEK.....	4
1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK.....	6
2. TUDOMÁNYOS ELŐZMÉNYEK.....	9
3. BIZTONSÁGI SZELEP MECHANIKAI MODELLJÉNEK VIZSGÁLATA.....	16
3.1. ELŐZETES MEGFONTOLÁSOK	16
3.2. A MECHANIKAI MODELL ELEMINEK VIZSGÁLATA	17
3.2.1. A RUGALMAS ELEM REZGÉSEI, TÖMEGÉNEK FIGYELEMBEVÉTELE.....	17
3.2.2. CSILLAPÍTÓ HATÁSOK VIZSGÁLATA	20
3.2.2.1. A lineáris csillapítás meghatározása.....	20
3.2.2.2. A Coulomb-féle súrlódás vizsgálata.....	29
3.2.3. A FELHAJTÓERŐ, MINT GERJESZTŐ HATÁS SZÁMÍTÁSA	32
3.2.3.1. A felhajtóerő laboratóriumi mérése	33
3.2.3.2. Eljárás a felhajtóerő-függvény meghatározására	34
3.2.3.3. Számítási eredmények, értékelés	40
3.2.4. AZ ÜTKÖZÉSI JELENSÉGEK VIZSGÁLATA	43
3.3. A MOZGÁSEGYENLET MEGOLDÁSA	45
4. A NYOMÁSTARTÓ RENDSZER ÁRAMLÁSTANI MODELLJÉNEK VIZSGÁLATA.....	52
4.1. ELŐZETES MEGFONTOLÁSOK	52
4.2. ALAPÖSSZEFÜGGÉSEK, SZÁMÍTÁSI MÓDSZEREK.....	53
4.3. A NYITOTT RENDSZEREK BEN VÉGBEMENŐ FOLYAMATOK VIZSGÁLATA.....	57
4.3.1. A TÁPTARTÁLY ÁLLAPOTÁNAK MEGVÁLTOZÁSA.....	57

4.3.2. A MÉRŐTARTÁLY ÁLLAPOTÁNAK MEGVÁLTOZÁSA	58
4.4. FOJTÓELEMET TARTALMAZÓ ADIABATIKUS CSŐBEN TÖRTÉNŐ GÁZÁRAMLÁS SZÁMÍTÁSA....	59
4.4.1. AZ ÁRAMLÁSTANI MODELL EGYENLETEI.....	59
4.4.1.1. A táptartályból a csővezetékbe áramlás szakasza (A-1 szakasz).....	60
4.4.1.2. Az egyenes csőszakaszon kialakuló áramlás számítása (1-2 szakasz).....	61
4.4.1.3. Áramlás a fojtáson keresztül (2-4 szakasz)	63
4.4.1.4. A fojtóelemet követő csőszakaszon kialakuló áramlás számítása (4-5 szakasz).....	65
4.4.1.5. Áramlás a csővezetékéből a mérőtartályba (5-B szakasz)	66
4.5. AZ ÁRAMLÁSTANI MODELL SZÁMÍTÁSÁNAK EREDMÉNYEI, KÍSÉRLETI IGAZOLÁS	67
4.6. A BIZTONSÁGI SZELEPEN ÁTÁRAMLÓ TÖMEGÁRAM MEGHATÁROZÁSA.....	72
5. SZIMULÁCIÓS ÉS KÍSÉRLETI VIZSGÁLATOK	76
5.1. A MODELLEGYENLETEK MEGOLDÁSA, SZIMULÁCIÓS SZÁMÍTÁS	76
5.2. A MODELLEK SZIMULÁCIÓS ÉS KÍSÉRLETI VIZSGÁLATA.....	78
5.2.1. A FELHAJTÓERŐ-FÜGGVÉNY KEZDŐPONTJÁNAK VIZSGÁLATA	79
5.2.1.1. Számítási módszerek, előzmények	79
5.2.1.2. Módszer felhajtóerő kezdőpontjának meghatározására.....	81
5.2.2. A MODELLEK ELEMEINEK A BIZTONSÁGI SZELEP MŰKÖDÉSÉRE GYAKOROLT HATÁSÁNAK VIZSGÁLATA	85
6. ÖSSZEFOGLALÁS, A TOVÁBBFEJLESZTÉS LEHETŐSÉGEI.....	90
7. ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK	93
8. BEFEJEZÉS.....	95
9. IRODALOMJEGYZÉK	96
FÜGGELÉK.....	102
I. A VIZSGÁLT BIZTONSÁGI SZELEP FELÉPÍTÉSE, SZERKEZETI ELEMEI	103
II. KÍSÉRLETI BERENDEZÉS A BIZTONSÁGI SZELEP MŰKÖDÉSÉNEK VIZSGÁLATÁRA	104
III. ÖSSZEFÜGGÉSEK A FELHAJTÓERŐ-FÜGGVÉNY SZÁMÍTÁSÁHOZ	107
IV. NEMLINEÁRIS EGYENLETEK ÉS EGYENLETRENDSZEREK MEGOLDÁSA NEWTON- MÓDSZERREL	109
V. A MODELLEGYENLETEK SZÁMÍTÁSÁNAK FOLYAMATÁBRÁJA	112
VI. A LINEÁRIS CSILLAPÍTÁSI TÉNYEZŐ SZÁMÍTÁSÁNAK KÍSÉRLETI EREDMÉNYEI	115
VII. A COULOMB-FÉLE SÚRLÓDÁS SZÁMÍTÁSÁNAK KÍSÉRLETI EREDMÉNYEI	116
VIII. AZ ÜTKÖZÉSI TÉNYEZŐ SZÁMÍTÁSÁNAK KÍSÉRLETI EREDMÉNYEI	118
IX. A NYOMÁSTARTÓ RENDSZER SZÁMÍTÁSÁNAK ÉS MÉRÉSÉNEK EREDMÉNYEI.....	120
X. SZIMULÁCIÓS SZÁMÍTÁSOK ÉS KÍSÉRLETEK EREDMÉNYEI.....	123

JELÖLÉSEK, INDEXEK

Jelölések

A	keresztmetszet	$[m^2]$	t	tényezője	$[-]$
a	együttható	$[-]$	L	egyenes csőhossz	$[m]$
b	együttható	$[-]$	m	tömeg	$[kg]$
c	rugóállandó	$[m/N]$	m	gyorsított tömeg	$[kg]$
c_p	állandó nyomáson vett fajhő	$[J/kgK]$	m	mért pontok száma	
D	rugó középátmérő	$[m]$	m_{fm}	tömeg felhajtóerő mérésekor	$[kg]$
D	Lehr-féle csillapítási tényező	$[-]$	m_m	mozgó elemek tömege	$[kg]$
D_0	szeleporsó átmérője	$[m]$	m_{ny}	nyugvó elemek tömege	$[kg]$
$D_{üb}$	szelepülék belső átmérője	$[m]$	$m_ö$	alkatrészek össztömege	$[kg]$
$D_{ük}$	szelepülék külső átmérője	$[m]$	m_r	rugó tömege	$[kg]$
$D_{üköz}$	szelepülék közepes átmérője	$[m]$	N	approximációs vektor	
d	rugó huzalátmérője	$[m]$	n	adatfájlok száma	$[-]$
$E_{átl}$	átlagos eltérés		n	politrópus kitevő	$[-]$
E_{max}	maximális eltérés		n_m	rugó működő meneteinek száma	$[-]$
F	erő	$[N]$	$n_ö$	rugó összes menetének száma	$[-]$
F_{cs}	csillapító erő	$[N]$	P	Legendre-polinomok	
F_f	felhajtóerő	$[N]$	P_g	komplex gerjesztőerő	$[N]$
F_g	komplex gerjesztőerő képzetes része	$[N]$	p	nyomás	$[Pa]$
F_G	gravitációs erő	$[N]$	p_n	nyitónyomás	$[Pa]$
F_r	rugóerő	$[N]$	p_z	zárási nyomás	$[Pa]$
F_S	Coulomb-féle súrlódóerő	$[N]$	p_k	környezeti nyomás	$[Pa]$
g	nehézségi gyorsulás	$[m/s^2]$	p_{ell}	ellennyomás	$[Pa]$
h	fajlagos entalpia	$[J/Kg]$	q	fajlagos hőmennyiség	$[J/kg]$
h	időlépték	$[s]$	q	ismeretlen együtthatók vektora	
J	Jacobi-mátrix		R	rugó középsugara	$[m]$
j	fajlagos disszipálódó energia	$[J/kg]$	R	gázállandó	$[J/kgK]$
k	rugómerevség	$[N/m]$	R	együttható mátrix	
k	Runge-Kutta módszer állandója		R_g	komplex gerjesztőerő valós része	$[N]$
$k_{ü}$	szelepülék ütközési tényezője	$[-]$			
k_v	vezetőtárcsa ütközési				

Re	Reynolds-szám	[-]	λ	csőszűrlődési tényező	[-]
r	lineáris csillapítás állandója	[kg/s]	ξ	dimenziótlán körfrekvencia	[-]
r	korrelációs együttható	[-]	ξ	transzformált elmozdulás	[m]
r	rugóhuzal sugara	[m]	ρ	sűrűség	[kg/m ³]
S	Coulomb-féle súrlódóerő	[N]	σ	korrigált empirikus szórás	
s	fajlagos entrópia	[J/kgK]	τ	idő	[s]
s_0	Coulomb-féle súrlódóerő képzetes része	[N]	φ	viszonyszám	
T	hőmérséklet	[K]	ψ_0	gerjesztés kezdeti szöge	[fok]
t	rugó meneteinek távolsága	[m]	ω	körfrekvencia	[1/s]
u	fajlagos belső energia	[J/kg]			
u	rugó elemi tömegének elmozdulása	[m]			
V	térfogat	[m ³]			
v	ütközési sebesség	[m/s]			
w	áramlási sebesség	[m/s]			
x	komplex elmozdulás valós része	[m]			
Y	rugó magassága	[m]			
Y_0	rugó összenyomódás	[m]			
y	komplex elmozdulás képzetes része	[m]			
y_0	rugó előfeszítés	[m]			
y_{max}	maximális elmozdulás	[m]			
z	komplex elmozdulás	[m]			
α	teljesítménytényező	[-]			
α	átfolyási szám	[-]			
α	sajátkörfrekvencia	[1/s]			
γ	fázisszög	[rad]			
ζ	vesztéstényező	[-]			
η	dinamikai viszkozitás	[Ns/m ²]			
κ	izentrópus kitevő	[-]			

Indexek

A	táptartály
$A-1-2-3-4-5-6-B$	csőszakasz jellemző keresztmetszetei
$\bar{a}$	átlagos
B	mérőtartály
be	beáramló
ie	izentrópus
K	környezet
ki	kiáramló
$krit$	kritikus
m	mért
S	biztonsági szelepen történő átáramlás legsűkebb keresztmetszete
$\sim$	transzformált
0	kezdeti
$I - II - III$	módszerek jelölése

További kiegészítő jelölések az értekezésben találhatók.

1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK

A vegyiparban, a kőolaj- és földgáziparban, a gyógyszergyártásban, az élelmiszer- és az energetikai iparban a nyomástartó rendszerek, berendezések túlnyomás elleni védelme biztonsági, gazdasági, környezetvédelmi és technológiai szempontból is rendkívül fontos feladat. Normál körülmények között a technológiai folyamatban az üzemi nyomás nem haladhatja meg a nyomástartó edény engedélyezési nyomásának értékét. Rendellenes folyamat következtében a rendszer nyomása az engedélyezési nyomás fölé emelkedhet. Hazai és nemzetközi viszonylatban azonos szellemű az az előírás, amely a nyomástartó edény maximális terhelhetőségét az engedélyezési nyomás 110%-ában állapítja meg. A rendellenes folyamat következtében kialakuló káros nyomásnövekmény korlátozására – a folyamat jellegétől függően – különböző túlnyomáshatároló biztonsági szerelvényeket alkalmaznak, amelyeknek egyik legelterjedtebb típusa a biztonsági szelep, azon belül is a közvetlen rugóterhelésű biztonsági szelep (a továbbiakban biztonsági szelep). A biztonsági szelep olyan túlnyomáshatároló szerelvény, amelyet a töltet nyomása önműködően nyit, megengedhető további nyomásnövekedés esetén olyan töltetmennyiséget képes átbocsátani, amely a védendő edény nyomását a már említett engedélyezési nyomás 110%-a alatt tartja, majd bizonyos nyomáscsökkenés után önműködően zár. Ezt a működőképességét hosszú időn át megőrzi, miközben működési tulajdonságai nem változnak meg. A biztonsági szeleppel megvalósított védelem tehát nem a nyomásnövekedést kiváltó okot (okokat) szünteti meg, hanem az ok (okok) következményeit korlátozza, esetleg működésével indirekt módon kezelői beavatkozást vált ki.

A biztonsági szelepek kiválasztását, méretezését érvényben lévő szabványok és előírások szabályozzák. A műszaki gyakorlatban a rendszerparaméterek ismeretében, művelettani és rendszertechnikai eszközök segítségével határozzák meg a nyomástartó rendszer várható zavara esetén lefűvendő tömegáram nagyságát, majd a közeg fizikai-kémiai tulajdonságai (halmazállapot, fázisok száma, hőmérséklet), és a nyomástartó edény terhelhetősége (üzemi, maximális nyomás) alapján kiválasztják a megfelelő méretű és típusú biztonsági szelepet. Az előírások értelmében nyomástartó rendszerek túlnyomáshatárolására csak minősített és dokumentált biztonsági szelepek használhatóak. A Miskolci Egyetem Vegyipari Gépek Tanszéke már több évtizede foglalkozik technológiai rendszerek rendszerbiztonsági vizsgálatával, az

említett üzemi paraméterek meghatározásával, biztonsági szerelvények kiválasztásával, minősítésével.

A biztonsági szelepek működésének tanulmányozása több tudományterület – mechanika, áramlástan, biztonságtechnika, rendszertechnika, művelettan, mérés technika – együttes alkalmazását kívánja meg. Ennek következményeként a tématerülettel foglalkozó szakirodalom igen szerteágazó. Ugyanakkor a biztonsági szelepek gyártóinak piaci helyzetéből adódóan, a hatalmas kínálati piacon szereplő cégek ritkán publikálják legújabb fejlesztéseiknek tudományos részleteit.

A biztonsági szelepek területén az utóbbi évtizedekben megjelent szakcikkek témájukat tekintve alapvetően három csoportba sorolhatók:

- Kiválasztás, üzemeltetés, karbantartás kérdései
- Tervezés, fejlesztés kérdései és módszerei
- Kísérleti és elméleti módszerek a működés vizsgálatára

A műszaki gyakorlatban és az előírásokban alkalmazott összefüggések általában a biztonsági szelepek általános jellemzésénél, mindennapi gyakorlatnak megfelelő beállításánál használhatók, de nem alkalmasak arra, hogy a működési folyamatot a dinamikai viszonyok figyelembevételével, nagy pontossággal leírják.

A biztonsági szelepek kutatásai napjainkban a megbízható, a veszély megjelenését követő gyors és hatékony működés fejlesztésének irányába mutatnak. Ezek a kutatások – az Európai Unió Irányelvekkel [98] összhangban – a biztonsági szelep és a védett nyomástartó rendszer együttes vizsgálatát helyezik előtérbe. Értekezésemben is ezt az irányvonalat követve kívánok a biztonsági szelepek működésének vizsgálatával foglalkozni.

Az e területen megjelent közlemények nagy része a biztonsági szelep működését valamely helyettesítő modell alkalmazásával vizsgálja. A világ számos részén a biztonsági szelepek fejlesztésére, kutatására – rendszerint egy vagy több ipari központ támogatásával – kutatóbázisok alakultak ki, amelyek komoly befektetésekkel vizsgáló laboratóriumokat építettek ki. Ilyen laboratóriummal rendelkezik a Miskolci Egyetem Vegyipari Gépek Tanszéke, amelyet Tiszaújvárosban, a TVK Rt.-vel együttműködve 1981 óta üzemeltet. A laboratóriumban Magyarországon egyedülállóan a nyomástartó rendszerek biztonsági szerelvényeinek kutatási, fejlesztési és minősítő vizsgálataival foglalkoznak.

A kutatómunkához elengedhetetlen kísérletek elvégzéséhez szükséges biztonsági szelepet az *EXPLOTECH Kft. (Budapest)* bocsátotta rendelkezésemre. A biztonsági szelep az *ARI Armaturen (Németország)* cég terméke. Az értekezésben vizsgált biztonsági szelep ARI 35.901 típusú, közvetlen működésű, rugóterhelésű, teljes emelkedésű, DN32/DN50 méretű, ellennyomásra érzékeny, nagy kopásállóságú szeleptüléssel és szeleptányérral ellátott szerkezet. A biztonsági szelep szerkezeti kialakítását és alkatrészeinek jellemzőit az I. függelékben az I.1. ábra valamint az I.1. táblázat mutatja, ahol megtalálható az alkatrészek megnevezése, mérete, anyaga és tömege. A biztonsági szelepet a 12 szelepház belépő oldali karimája köti össze a védendő edénnyel (jelen esetben a mérőtartállyal). A szelepház kilépőoldali karimájához kapcsolódik a lefűvővezeték, amelyen a biztonsági szelep által lefűjt közeg elvezetése történik. A 10 szeleptányér tömör zárását a 6 hengeres csavarrugó 2 feszítőcsavarral állítható terhelőereje hozza létre. A terhelőerőt az 5 szeleporsó közvetíti a szeleptányérra. A szeleptányér centrikus terhelését a szeleporsó 8 vezetőtárcsa és feszítőcsavar által történő megvezetése biztosítja. A biztonsági szelep nyitónyomásának beállítása a feszítőcsavar helyzetének – ezáltal a rugó előfeszítésének –

beállításával valósítható meg. A rugó a 7 alsó és a 3 felső rugótányér közé van befogva, és a szelepház felső részéhez csatlakozó 2 rugóházban helyezkedik el.

A kutatások elvégzésének és az értekezés elkészítésének alapvető feladata volt hozzájárulni ahhoz a világszerte folytatott kutatómunkához, amely lehetővé teszi a biztonsági szelepek korszerűsítését, működési pontosságának, megbízhatóságának növelését, mindezzel elősegítve az élet- és vagyonbiztonság minél magasabb szintű megvalósítását.

Az értekezés fő célja matematikai modell kidolgozása a rugóterhelésű biztonsági szelep működésének megbízható leírására, valamint a modell alkalmazásával olyan észrevételek, javaslatok megfogalmazása, amelyekkel a biztonsági szelep fejlesztését elősegítő rendkívül költséges és időigényes kísérleti vizsgálatok száma csökkenthető.

E cél elérését részleteiben a következő célkitűzések segítik:

- létrehozni egy kísérleti berendezést, amellyel a biztonsági szelep működésének vizsgálatát valós technológiai körülmények között lehet elvégezni;
- felállítani a biztonsági szelep mechanikai modelljének a szakirodalmi forrásokhoz képest pontosított és részletes, nagy pontosságú vizsgálatokra alkalmas változatát;
- kidolgozni egy olyan eljárást a biztonsági szelepre jellemző felhajtóerő-függvény kísérleti méréseken alapuló meghatározására, amely alkalmazható a biztonsági szelep szimulációs számítása során;
- elméleti és kísérleti módszereket dolgozni ki a mechanikai modell ismeretlen elemeinek meghatározására, különös tekintettel a csillapító, súrlódó és ütközési hatásokra;
- felállítani a biztonsági szeleppel védett kísérleti berendezés nyomástartó rendszerének áramlástanai modelljét, kísérleti vizsgálatokkal ellenőrizni a modell alkalmazhatóságát;
- létrehozni a mechanikai és az áramlástanai modell működését leíró szimulációs programot;
- a kísérleti berendezés és a szimulációs programrendszer felhasználásával megvizsgálni a biztonsági szelep működését befolyásoló tényezőket, különös tekintettel a mechanikai és az áramlástanai modell elemeire (tartálytérfogat, rugókarakterisztika, csillapító és ütközési hatások), ezzel rávilágítani néhány – a gyakorlatban és az előírásokban nem, vagy eltérő módon szereplő – kiválasztási és működési paraméter jelentőségére.

2. TUDOMÁNYOS ELŐZMÉNYEK

A biztonsági szelep, mint a nyomástartó rendszerek túlnyomáshatárolására szolgáló szerkezet már régóta ismert, irodalma igen szerteágazó. A bevezetésben megfogalmazott szempontok alapján, a célkitűzésekkel összhangban, a következőkben áttekintem a kutatási területet érintő szakirodalmi forrásokat, követve az értekezés tematikáját. Az egyes részek végén jelzésszerűen utalok arra, hogy az értekezés mely részében foglalkozok az adott tématerülettel.

A 70-es évek közepén KONDRATYEVA [58] állította össze az első átfogó irodalmat, amelyet a mai napig alapműnek tekintenek. Néhány évvel később BOZÓKI [26] publikálta a nyomástartó rendszerek túlnyomáshatárolásával foglalkozó – német nyelvterületen is megjelent – művét, amelyben a biztonsági szelepeken kívül más biztonsági berendezéseket is rendszerez. Az előző évtizedekben szerte a világon kutatóbázisok alakultak a biztonsági szelepek kutatására, vizsgálatára, fejlesztésére. Ezek közül jelentősebbek TARASZEV és munkatársai [78, 79, 80, 81, 82, 83], valamint GRINBERG-KRICSKER [41, 42, 43] a volt Szovjetunió területéről, FÖLLMER-ZELLER [30, 31, 32, 33] Aachenből (Aerodynamisches Institut der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen), FROMMANN-FRIEDEL [35, 36, 37] Hamburgból (Lehrstuhl für Strömungsmechanik an der TU Hamburg), SINGH és munkatársai [9, 13, 48, 59, 68, 71, 72, 73, 74, 86, 87, 88] az USA-ból (Electric Power Research Institute, California), valamint BENE-BOZÓKI-FEJES-JOÓ-LÉDERER-ORTUTAY-SZABÓ Magyarországról [17, 18, 19, 20, 26, 53, 55] (Miskolci Egyetem Vegyipari Gépek Tanszék).

A *biztonsági szelepek mechanikai modelljével* a legtöbb kutatóbázis foglalkozott. Az alkalmazott modell minden esetben az egyszabadságfokú rezgőrendszer mechanikai modellje volt, a mozgásegyenlet figyelembe vett elemei azonban eltérést mutattak. A mozgásegyenlet elemei között szereplő, az átáramló közeg által a szeleptányérra kifejtett erő, a felhajtóerő számításának nehézségei miatt a szerzők a mozgásegyenletnek általában erősen leegyszerűsített megoldásait adták. A következőkben a modell elemeinek számításához kapcsolódó szakirodalmat tekintem át.

A *rugalmas elem tömegének figyelembevételével* BOZÓKI [26], FÖLLMER [30, 32], KONDRATYEVA [58] és a miskolci kutatóbázis [55] foglalkozott érdemben. Mindannyian arra a következtetésre jutottak, hogy a szerkezet mozgó elemeinek tömegét a rugó tömegének 50%-ával

szükséges megnövelni. Az I. függelékben közölt biztonsági szelep-konstrukció elemeinek tömegét vizsgálva láthatjuk, hogy a rugó tömege összemérhető a mozgó elemek – szeleptányér, szeleporsó, rugótányér – tömegével, sőt nagyobb méretű szelepeknél jelentősen meg is haladhatja azt, amely indokoltá teszi a probléma vizsgálatát. Az említett szerzők közül BOZÓKI [26] átfogó művében egy számítási eljárást is bemutat, amelynek pontosítását – vele azonos végeredményt felmutatva – a 3.2.1. fejezetben tárgyalom. Más szerzők nem tesznek említést a rugó tömegének figyelembevételéről, pusztán a mozgó elemek tömegét jelölik összefüggéseikben.

A **csillapító hatások vizsgálatával** csak néhány szerző foglalkozott. BORZOV [24], FROMMANN-FRIEDEL [37], FÖLLMER [30] ugyan említést tesz a sebességgel arányos lineáris csillapításról, de számítási módszert, konkrét értéket egyikük sem közöl. MOSIDIS [63] a rugó elmozdulásából és az egyenlőtlen nyomásterhelésből adódó szelepszár-befeszülés, ezen keresztül a súrlódás jelenlétéről közöl cikket, ugyancsak mérési eredmények nélkül. SINGH [72] művében a lineáris csillapítási tényező értékét a kritikus csillapítást jellemző érték – ez a periodikus mozgás határeset – 20%-ában, SHAK [74] 33%-ában határozza meg, azonban erre az értékre sem elméleti, sem kísérleti magyarázatot nem ad. Az értekezés 3.2.2. fejezetében részletesen foglalkozom a lineáris csillapítás és a Coulomb-féle súrlódás számításával.

A biztonsági szelepen történő átáramlás során a lefúvatott közeg által a szeleptányérra kifejtett emelőerőt felhajtóerőnek nevezzük [26]. A **felhajtóerő, mint gerjesztőhatás vizsgálatának** irodalma igen terjedelmes, az említett kutatóbázisok szinte mindegyike részletesen foglalkozott a témával. Abban minden szerző egyetértett, hogy adott geometriai kialakítás esetén a felhajtóerő a szeleptányér elmozdulásától és a biztonsági szelep előtti nyomástól függ.

Elméleti megközelítéssel több szerző foglalkozott. A számításokra jellemző, hogy a biztonsági szelepen történő átáramlást egydimenziós, izentrópusnak és kritikusnak feltételezték. LANGERMAN [48, 59] és SINGH [72, 73] (EPRI, California) műveikben az impulzustétel segítségével, egy adott geometriájú biztonsági szelep esetén számította a felhajtóerőt. Eredményeiket csak a mozgásegyenlet megoldásával, működési vizsgálat formájában publikálták, a felhajtóerő tényleges értékéről nem adtak felvilágosítást. Hasonló módszert más szerzők is alkalmaztak, azonban mindannyian – köztük KONDRATYEVA – egyetértettek abban, hogy a felhajtóerő megbízható meghatározása **csak kísérleti módszerek felhasználásával** lehetséges.

E területen jelentős elméleti és kísérleti kutatás fűződik az aacheni kutatócsoport nevéhez (Aerodynamisches Institut der RWTH). Eredményeiket FÖLLMER doktori disszertációjában [30], és szerzőtársaival közölt szakcikkeiben [31, 32, 33] mutatta be. A biztonsági szelepen történő átáramlás tanulmányozására egy szelepmodellt készítettek, és a közeg szeleptányér-szelepülék környezetében kialakuló áramlását vizsgálták Mach-Zehnder interferométer segítségével, különböző áramlási sebességek és szeleptányér nyitottsági állapot mellett. Számos szerző foglalkozott a biztonsági szelep belső geometriájának felhajtóerőre gyakorolt hatásával. Közülük csak néhányat megemlítve, a szeleptányér szoknyarész szögének hatását BORZOV [23, 24] és TARASZEV [78, 82], a szelepülék kialakításának hatását BORZOV [23] és MOSIDIS [63] vizsgálta. A geometriai hatások legrészletesebb összefoglalása BOZÓKI [26] művében található, amelyhez értékes adatokat szolgáltatott a miskolci kutatócsoport biztonsági szelep fejlesztési tevékenysége. A szerző átfogó képet ad a szeleptányér kialakításának – peremes kialakítás, kúposság, külső átmérő, kúpos mélység, áramvonalas kialakítás, tömítőfelület leélezése, tömítőfelület kúposság, fűvóka kúposság – felhajtóerőre gyakorolt hatásával.

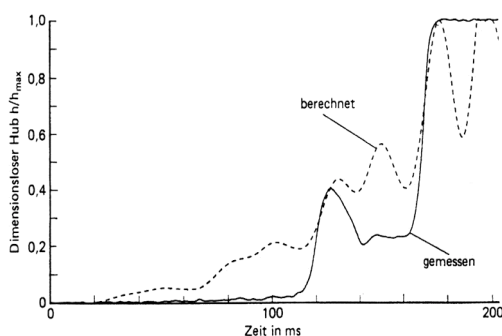
A felhajtóerő kísérleti úton történő meghatározására a szakirodalom [9, 26, 58] alapvetően három módszert közöl. Az egyik módszer szerint a szelepbe ismert rugóállandójú rugót építenek be, majd a szeleporsó elmozdulását a szelep előtti nyomás változtatásával különböző löketekre állítják be, és a nyomásértékből következtetnek a felhajtóerőre. Ez a módszer a nyomásváltozással arányos emelkedésű biztonsági szelepeknél kivitelezhető, ugyanakkor teljes emelkedésű szelepeknél az instabil egyensúlyi helyzetek miatt nehézségekbe ütközik. A második módszer szerint eltávolítják a szelepből a záróerőt létrehozó elemet (rugót), és a szeleporsóhoz erőmérő és elmozdulásmérő elemet csatlakoztatnak. Az erőmérő elemet különböző löketekre beállítva azonos nyomáson mérik a szeleptányérra ható erőt. Mindkét módszer hátránya, hogy a felhajtóerőt csak egyedi nyomásokon határozza meg, így a teljes nyomás és elmozdulás tartomány leírása nem lehetséges. Ezt a hátrányt küszöböli ki a BENE-LÉDERER miskolci kutatócsoport továbbfejlesztése (harmadik módszer) [17]. A mérés elve megegyezik a második módszerével, de az erőértékeket nem állandó nyomáson rögzítik, hanem a működési nyomás teljes tartományában egy adott mintavételi sebességgel, az elmozdulással együtt a nyomás függvényében regisztrálják. Ez a módszer lehetőséget biztosít az elmozdulás- és erőértékek interpolációjára, ezáltal a mért pontthalmazok számítógépes feldolgozására. A számítógépes feldolgozás eredményeként a felhajtóerő valamely függvényként állítható elő, ezzel a mozgásegyenlet analitikus vagy numerikus úton megoldhatóvá válik.

A zárt állapotú szeleptányérra ható felhajtóerő számítása alapvető kérdés, mivel ez a pont a biztonsági szelep működésének egyik fontos pillanatát a nyitást, ezen keresztül a nyitónyomást jellemzi. A szakirodalom és az előírások ebben a kérdésben nem egységesek. JENETT [50, 51, 52], LANGERMAN [48, 59], KERN [56], MANLEY [62], SINGH [71-74], WEISMANTEL [87], WOOLFOLK [89] és ZAHORSKY [90], illetve az amerikai és angol előírások [92, 93, 94, 96] a szeleptányér és szeleptülék geometriájának és a szeleptányérra ható különböző nyomások (tartály-, ellen- és környezeti nyomás) figyelembevételével számított erőhatások alapján határozza meg ezt az erőértéket. A magyar és volt szovjet kutatóbázisok [17, 20, 53, 55, 58, 78-83, 99, 100] a szeleptülék és a szeleptányér érintkező felületének középpátmérőjére vonatkoztatja zárt szeleptányér állapotnál a felhajtóerő nagyságát. A probléma részletes vizsgálatára, a források összehasonlítására az értekezés 5.2.1. fejezetében kerül sor.

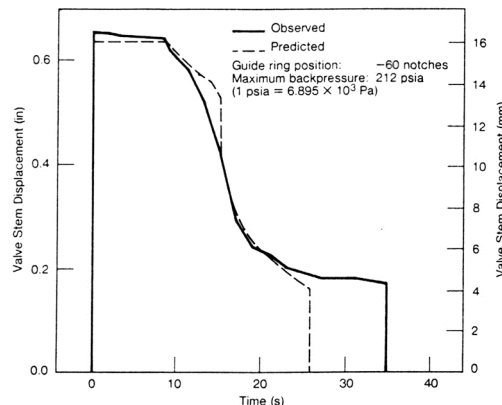
A szakirodalom a felhajtóerő számítására bizonyos egyszerűsítéseket alkalmaz. Ilyen egyszerűsítés például az a feltételezés, hogy a felhajtóerő és a nyomás között a teljes elmozdulástartományon állandó, lineáris kapcsolat van [23, 30, 50, 82]. Ez azt jelenti, hogy két nyomáson meghatározva a felhajtóerő-szeleptányér elmozdulás görbe egy-egy pontját, majd meghatározva a lineáris kapcsolat együtthatóját, a felhajtóerő bármely nyomáson számítható. Más szerzők [37, 55] az előbbi egyszerűsítésen túl a felhajtóerő szeleptányér elmozdulástól való függését is lineárisnak, esetleg szakaszonként lineárisnak feltételezik. Ezekkel az egyszerűsítésekkel a biztonsági szelep működését leíró mozgásegyenlet analitikus megoldása előállítható. Az így számított felhajtóerővel végzett szimulációs számítások csak a mozgás jellegéről adhatnak felvilágosítást, a valós viszonyok modellezésére nem alkalmasak. A felhajtóerő teljes elmozdulás- és nyomástartományon történő számítására az értekezés 3.2.3. fejezetében mutatok be egy módszert.

A biztonsági szelep szeleptányérja mozgása közben **ütközési jelenségek** játszódhatnak le, amely során a szeleptányér a szelepléllel, illetve a vezetőtárcsával kerülhet kapcsolatba. Ezzel a problémával a kutatók nagy része nem foglalkozott. A feldolgozott szakirodalomban csupán egyetlen utalást találtam SINGH [72] részéről, aki az ütközési jelenséget a szeleptányér ütközés előtti és utáni sebességének hányadosával, az ütközési tényezővel jellemezte, amelyet mindkét ütközési jelenségre 0,01 értékben határozott meg. A szerző cikkében közölte, hogy ezirányban kísérleteket nem végzett, az értékadás a mozgásegyenlet megoldhatósága érdekében történt. Az értekezés 3.2.4. fejezetében részletesen foglalkozok az ütközési jelenségek leírásával, és egy kísérleti módszerrel az ütközési tényezők konkrét értékét is közlöm.

A **mozgásegyenlet megoldása** az előzőekben bemutatott hatások figyelembevételével analitikus vagy numerikus úton történhet. Az alkalmazott egyszabadságfokú mechanikai modell mozgásegyenlete egy másodrendű differenciálegyenlet, amelynek **analitikus megoldása** csak abban az esetben állítható elő, ha az egyenlet az elmozdulás első és második deriváltján túl legfeljebb harmadfokú tagokat tartalmaz. Ilyen megoldást láthatunk a [37, 55] irodalmakban, ahol a felhajtóerőt a már említett lineáris összefüggéssel határozták meg. A mért és számított adatok ábrázolását, összehasonlítását csak a [37] közleményben publikálták (FROMMANN-FRIEDEL). Analitikus megoldást állítottak elő az *Electric Power Research Institute* munkatársai is [48, 59, 71-74] (SINGH, LANGERMAN), akik az átáramló közeg által az adott geometriájú szeleptányérra kifejtett impulzuserőket vették figyelembe. A következő ábrákon a [37], valamint a [74] irodalmakban közölt mért és számított szeleptányér elmozdulás görbék láthatók az idő függvényében ábrázolva.



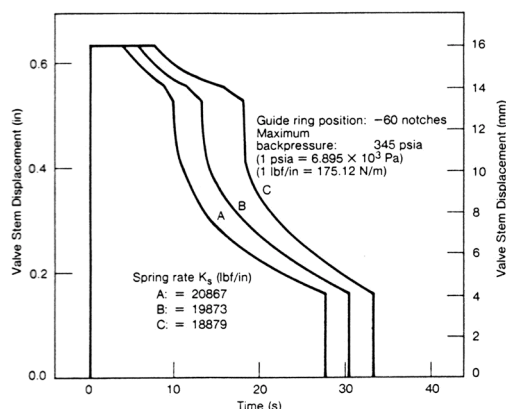
2.1. ábra Szeleptányér mért és számított elmozdulása (FROMMANN-FRIEDEL)



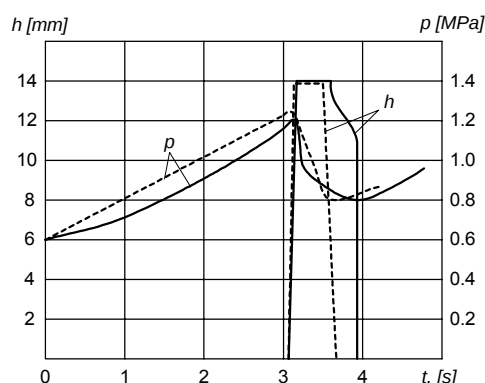
2.2. ábra Szeleptányér mért és számított elmozdulása (SINGH)

A [74] irodalomban a mozgásegyenlet érzékenységvizsgálatát is megtaláljuk, ahol többek között az ellennyomás, a mozgó tömegek és rugómerevség megváltozásának működésre gyakorolt hatását vizsgálták. A rugómerevség hatását a 2.3. ábra szemlélteti.

A mozgásegyenletnek csak **numerikus megoldását** lehet előállítani, ha az egyenlet magasabb, mint harmadfokú tagokat tartalmaz. Erre példák BORZOV [23, 24] és TARASZEV [82] közleményei, ahol a felhajtóerőt – a már említett lineáris egyszerűsítő feltétellel – a szerzők negyedfokú polinommal közelítették, majd a mozgásegyenletet Runge-Kutta módszerrel oldották meg. A 2.4. ábrán a [82] műben közölt mért és számított tartálynyomás, illetve szeleptányér elmozdulás látható az idő függvényében ábrázolva.

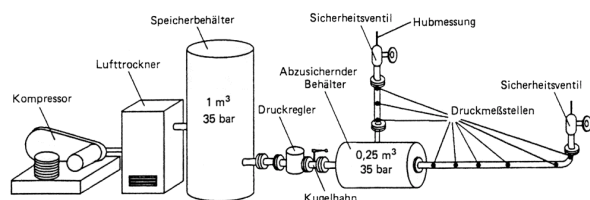


2.3. ábra Számított szeleptányér elmozdulás érzékenységvizsgálata különböző rugómerevségek esetén (EPRI)

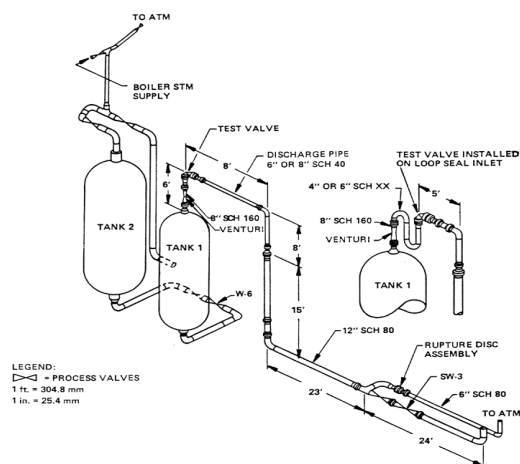


2.4. ábra Szeleptányér mért és számított elmozdulása és a mérőtartály nyomása az idő függvényében (TARASZEV)

Egy mechanikai rendszer modellegyenletének megoldása valamely gerjesztőhatás és a kezdeti feltételek ismeretében határozható meg. A biztonsági szelep mechanikai modelljének mozgásegyenletében a gerjesztőhatást a felhajtóerő, közvetett módon a védendő edény nyomása szolgáltatja. A biztonsági szelepet „vezérlő” nyomás a védendő tartályba érkező és a működő biztonsági szelepen keresztül onnan távozó közeg mennyiségétől és állapotától függ, ezért a számításokat **a nyomástartó rendszer áramlástani vizsgálatára** is ki kell terjeszteni. A szakirodalomban szinte minden szerző, aki a modell megoldásával foglalkozott, kísérletekkel is igazolta a választott modell jóságát, alkalmazhatóságát. A kísérletek céljára valós nyomástartó rendszereket hoztak létre, amelyeket valamely tervezett technológiai zavar – váratlan tömegáram érkezése, szabályozószelep hibás működése, stb. – következtében biztonsági szeleppel védeni kellett. A következő ábrákon két – a 2.5. ábrán FROMMANN és FRIEDEL vezette hamburgi, és a 2.6. ábrán az *Electric Power Research Institute* – kutatóbázis által kialakított kísérleti állomás vázlatát látható.



2.5. ábra Mérőberendezés a biztonsági szelep elméleti és kísérleti vizsgálatára (FROMMANN-FRIEDEL)



2.6. ábra Mérőberendezés a biztonsági szelep elméleti és kísérleti vizsgálatára (EPRI)

FROMMANN és FRIEDEL [35-37] olyan mérőberendezést épített, amellyel a biztonsági szelep előtti vízszintes vagy függőleges csőszakaszban – a tápvezetékben – kialakuló nyomáslengések is tanulmányozhatók. Kísérleteik alapján egy nyomáslökési kritériumot állítottak fel, amely meghatározza a tápvezetéknek azt a maximális hosszát, amelynél a nyomáslengések

következtében káros szeleprezgések még nem alakulhatnak ki. A szerzők az elméleti összefüggéseknél a közeget ideális gáznak, az állapotváltozást izentrópikusnak, az áramlást egydimenziósnek feltételezték. A szeleptányér mozgásegyenletének gerjesztő hatását jelentő felhajtóerőben szereplő szelep előtti nyomáson és a biztonsági szelepen átáramló tömegáramot meghatározó szelepemelkedésen keresztül a mechanikai és az áramlástani modell egyenletei össze vannak kapcsolva, melyeket szimultán kell megoldani (ennek megoldás látható a 2.1. ábrán).

Az EPRI munkatársai [48, 59, 68, 71-74, 87, 88, 90] az áramlásban résztvevő elemeket – tartály, beömlés, kiömlés, csővezeték – szegmensekre bontották, majd a számításokat a RELAP/MOD1 programmal hajtották végre, amely alkalmas inhomogén, kétkomponensű elegyek sűrűlódásos áramlásának leírására kritikus alatti és feletti áramlási tartományban egyaránt. A számítások és mérések eredménye a 2.2. ábrán volt látható.

TARASZEV [82] a német kutatókéhoz hasonló berendezést szerkesztett azzal a különbséggel, hogy a biztonsági szelepet közvetlenül a mérőtartályra szerelte. A táptartály és a mérőtartály közti csővezetékbe egy szabályzószelepet épített, amelynek nyitottságát egy átfolyási számmal jellemezte. A rendszer áramlástani modellje a szokásos egyszerűsítéseken kívül (ideális gáz, egydimenziós, izentrópikus áramlás) elhanyagolja a csővezetéken és elemein – beömlés, csőív, egyéb szerelvények – kialakuló áramlási veszteségeket is. A közölt egyenletek a tartályok nyomás és hőmérsékletváltozását írják le. Az áramlástani egyenletek mozgásegyenlettel együtt történő numerikus megoldását a 2.3. ábrán láthattuk.

Az értekezés 4. fejezetében az előbbihez hasonló kísérleti berendezést, és a rendszert leíró áramlástani egyenleteket, illetve azok megoldását és kísérleti igazolását mutatom be.

A biztonsági szelep alapfeladatával összefüggésben alapvetően fontos jellemző a **biztonsági szelepen átáramló tömegáram nagysága**. A szakirodalom a felhajtóerőnél tapasztalt elméleti bizonytalanságok, valamint az általános kiválasztási elvek következtében a kísérleti megoldást részesíti előnyben. A kísérleti módszer lényege, hogy kritikus áramlás esetén, a biztonsági szelepen izentrópikusan átáramló közeg, elméletileg meghatározható tömegáramának és a kísérlettel meghatározott tényleges tömegáram hányadosát egy α teljesítménytényezővel jellemzik, és a szeleptányér elmozdulási tartomány diszkrét pontjaiban határozzák meg [17, 26, 30, 58, 82]. Ezt a függvényt a szelepgyártók katalógusaikban grafikus formában közlik. Az értekezés 4.5. fejezetében tárgyalom a teljesítménytényező mérését, számítását és közelítésének módszerét.

A biztonsági szelepekkel kapcsolatos magyar szakirodalomról már néhány helyen esett szó. E területen kiemelkedő jelentőségű a Miskolci Egyetem Vegyipari Gépek Tanszékének kutatócsoportjának tevékenysége. A 80-as évek elejétől Tiszaújvárosban működő Biztonsági Szerelvény Vizsgáló Laboratórium [17] révén számos kutató, fejlesztő, bizonylatoló és ipari megbízásos munkát végeztek el, valamint több újítással, szabványmódosítással és szabadalommal is rendelkeznek.

Az eddig tárgyalt szakirodalmi forrásokon túl meg kell említeni más szerzőket is, akik kutatásaikban dinamikai vizsgálatokat érintő témával foglalkoztak. ADAMS és CORCORAN [12] a nyitó és lefűvő nyomás kapcsolatát, valamint a szelepülék és a szeleptányér érintkező felületének szélességének nyitásra gyakorolt hatását vizsgálta. BERGAMINI és AQUILINO [21] a biztonsági szelep, és más védelmi rendszer együttes működését tanulmányozta. BOSKIRK [25] a beömlő és lefűvő vezeték hosszának működésre gyakorolt hatását vizsgálta. EMERSON [28] a biztonsági szelepek kiválasztásával, az ellennyomás és lefűvő kapacitás kapcsolatával

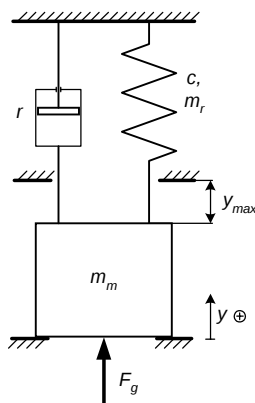
foglalkozott. MUKERJI [64] egy desztillációs oszlop technológiai rendszerébe épített biztonsági szelepet és a működését kiváltó okokat vizsgálta. SCHLÜNDER [67] egy közelítő módszert mutatott be a lefűvő és beömlő vezetékben történő izentrópus áramlásra. SIEVERT [69] a biztonsági szelepek méretének kiválasztását és a lefűvő kapacitását tanulmányozta, majd a számításai igazolására épített vizsgálóállomást mutatta be. THOMPSON és BUXTON [84] nagynyomású telített gőz izentrópus áramlása esetén, a biztonsági szelep teljesítménytényezőjét vizsgálta. Kutatásai beépültek az *ASME Boiler and Pressure Vessel Code* előírásaiba. ANSELMAN a *Bopp & Reuther* [97] biztonsági szelep gyártó cég főmérnöke a szelepek kiválasztásának és alkalmazásának gyakorlati oldalával foglalkozott, vizsgálta különböző közegek lefűvését és a működés közben fellépő rezgések, csattogások okait.

3. BIZTONSÁGI SZELEP MECHANIKAI MODELLJÉNEK VIZSGÁLATA

3.1. ELŐZETES MEGFONTOLÁSOK

A rugóterhelésű biztonsági szelep mozgó és nyugvó tömegeket, valamint rugalmas elemet tartalmaz. A mechanikai rendszer akkor végez lengő mozgást, ha mozgási energiája helyzeti energiává alakul át, majd ez ismét mozgási energiává alakul. Mechanikai rendszerek dinamikai vizsgálatánál fontos teendő a helyettesítő modell meghatározása. A dinamikai rendszereket szabadságfokuk szerint osztályozzuk, amely megmutatja, hogy a tömeg (tömegek) mozgását hány, egymástól független koordinátával adhatjuk meg. Ezenkívül megkülönböztetünk lineáris vagy nemlineáris, csillapított vagy csillapításmentes, valamint gerjesztett vagy szabad mozgású rezgőrendszereket.

A Bevezetésben bemutatott biztonsági szelep konstrukciót figyelembe véve, valamint a fejezet következő részében tárgyalásra kerülő megfontolások alapján a továbbiakban a lengések vizsgálatára az *egyszabadságfokú, lineáris, csillapított, gerjesztett rezgőrendszer mechanikai modelljét* alkalmazom, amelynek vázlatát a 3.1. ábrán látható.



3.1. ábra A biztonsági szelep mechanikai modellje

A fejezet következő részében elméleti és kísérleti módszerekkel vizsgálom a mechanikai modell rugalmas elemét, jellemzőinek meghatározását, tömegének figyelembevételét, a csillapító hatásokat (a lineáris csillapítást és a Coulomb-féle súrlódást), a biztonsági szelepen átáramló közeg okozta gerjesztő hatást, valamint az ütközési problémákat. A fejezet végén tárgyalom a mozgásegyenlet megoldásának egy módszerét.

3.2. A MECHANIKAI MODELL ELEMEINEK VIZSGÁLATA

Az előzőekben bemutatott egyszabadságfokú rezgőrendszer mozgását egy közös differenciálegyenlet, a rendszer mozgásegyenlete írja le, amelynek felírásához az impulzustételt alkalmazom. A 3.1. ábrán bemutatott mechanikai modell y irányban kitérített tömegére (m) a visszatérítő rugóerő (F_r), a sebességgel ellentétes értelmű csillapítóerő (F_{cs}), a Coulomb-féle súrlódóerő (F_s), a gerjesztőerő (F_g), valamint az alkatrészek tömegéből adódó gravitációs erő (F_G) hat:

$$m\ddot{y} = F_r + F_{cs} + F_s + F_g + F_G. \quad (3.1)$$

A másodrendű inhomogén differenciálegyenlet analitikus formában való megoldhatósága az egyenlet fokszámának függvénye. A vizsgált rezgőrendszernek a későbbiekben tárgyalt felhajtóerő-közelítő eljárással kapott függvény magasabb fokszáma következtében közelítő megoldását fogom előállítani.

3.2.1. A RUGALMAS ELEM REZGÉSEI, TÖMEGÉNEK FIGYELEMBEVÉTELE

Dinamikai rendszerben a helyzeti energia tárolója többnyire valamely rugalmas elem. Amennyiben az elem alakváltozása az elemre ható erővel arányosnak tekinthető – ilyen a rugóterhelésű biztonsági szelepeknél alkalmazott hengeres csavarrugó is – lineáris rugókarakterisztikáról beszélünk. Eszerint y_0 mértékben előfeszített rugó által kifejtett erő – figyelembe véve a 3.1. ábrán jelölt pozitív irányt –

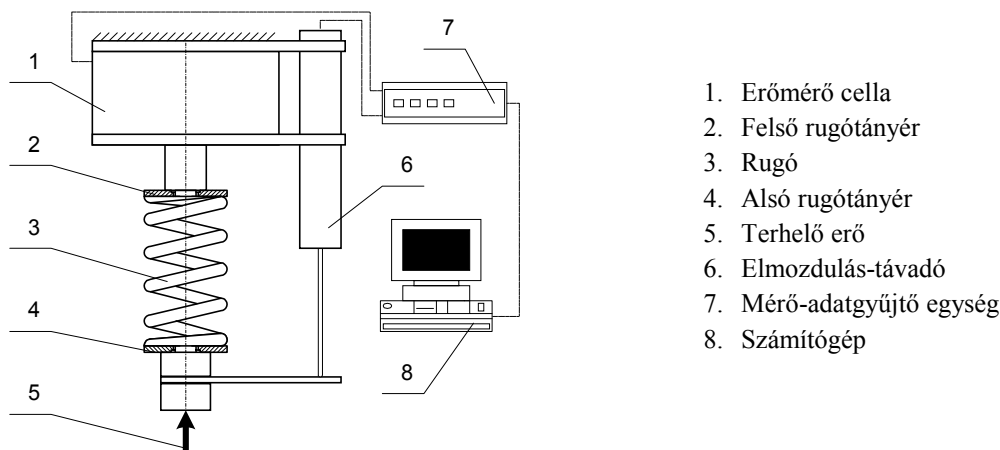
$$F_r = -\frac{l}{c}(y + y_0) \quad (3.2)$$

formában írható, ahol c a rugóállandó. Szokás a rugalmas elemet a rugóállandó reciprokéval, a

$$k = \frac{l}{c} \quad (3.3)$$

rugómerevséggel is jellemezni. A fenti állandók az anyagjellemzők és a geometriai méretek ismeretében számítással is meghatározhatók. A számított érték azonban általában nem pontos, részben azért, mert a rugóvégek alakváltozása csak megközelítően számítható, másrészt az előírt geometriai és anyagjellemzők a gyártás során nem tarthatók be pontosan [60]. Az általam vizsgált biztonsági szelephez a gyártó a vizsgált nyomástartományra három, különböző rugómerevségű hengeres csavarrugót biztosított, azonban ezek jellemző adatait nem közölte, így azokat mérésrel határoztam meg.

A Miskolci Egyetem Vegyipari Gépek Tanszék rendelkezik egy anyagvizsgáló (szakító) gépből kialakított rugómerevség-mérő berendezéssel, valamint a SAVADES[®] programcsomaggal, amellyel a rugómerevség kísérleti úton meghatározható [26]. A mérőberendezés elvi vázlata a 3.2. ábrán látható.



3.2. ábra A rugómerevség mérésének elvi vázlata

A mérés során a rugót a működéskor várható előfeszítéssel terheljük, majd a próbapad orsójának felfelé irányuló mozgatásával az alsó rugótányért 20 mm hosszön, $0,1\text{ mm/s}$ állandó sebességgel mozgatjuk. Ezalatt regisztráljuk az alsó rugótányér elmozdulását és az erőmérő cellát terhelő erőt. A kapott eredményeket a program lineáris regresszióval közelíti, majd a képernyőn megjelenti a rugóra jellemző rugómerevség értékét. Egy rugóval három mérést végeztünk, a jellemző rugómerevséget a három mért érték számtani átlaga adja.

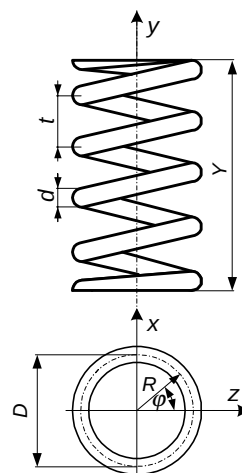
A rugók mért jellemzőit a 3.1. táblázatban foglaltam össze, ahol a rugó azonosítóját, huzalátmérőjét (d), középátmérőjét (D), terheletlen hosszát (Y), összes (n_o) és működő meneteinek számát (n_m), tömegét (m_r), anyagát és a mért rugómerevség értékeket (k) tüntettem fel.

Azonosító	$d\text{ [mm]}$	$D\text{ [mm]}$	$Y\text{ [mm]}$	$n_o\text{ [-]}$	$n_m\text{ [-]}$	$m_r\text{ [kg]}$	Anyag	$k\text{ [N/mm]}$			
								I. sor.	II. sor.	III. sor.	Átlag
C0045	6,2	47,8	139,0	11	9,5	0,377	54SiCr6	14,16	14,14	14,15	14,150
C0046	6,5	47,5	141,0	10	8,5	0,388	54SiCr6	18,74	18,75	18,78	18,757
L0047	6,8	48,2	142,0	10	8,5	0,462	54SiCr6	24,13	24,00	23,99	24,040

3.1. táblázat A rugók jellemző adatai

A gyakorlati számítások a rugalmas elem tömegét általában nem veszik figyelembe. Ha ez a tömeg összemérhető a rendszer mozgó elemeinek tömegével, akkor a rugó tömegének elhanyagolása csökkenti az eredmények megbízhatóságát. Mivel a vizsgált biztonsági szelepnél alkalmazott rugók tömege ($0,377\text{--}0,462\text{ kg}$) összemérhető a mozgó elemek – szeleptányér, orsó, alsó rugótányér – tömegével ($0,547\text{ kg}$), a rugó tömegének bizonyos hányadát hozzá kell adni a mozgó elemek tömegéhez. A következőkben a **rugó mozgó tömegének meghatározására** a [26] műben megjelent módszernek egy pontosított változatát mutatom be.

A számításokat bizonyos egyszerűsítő feltevések figyelembevételével végeztem el. Feltételeztem, hogy a rugó üzeme során lényegesen az első sajátkörfrekvencia alatti tartományban működik, valamint, hogy a rugó hossza mentén a keresztmetszetek elmozdulása között lineáris kapcsolat



3.3. ábra Hengeres csavarrugó

van, tehát az egyik végpont elmozdulásából egyértelműen meghatározható a másik végpont helyzete [85]. A 3.3. ábra értelmében a hengeres rugó középvonalának egyenletét

$$\begin{aligned}x &= R \cos \varphi, \\z &= R \sin \varphi, \\y &= \frac{t}{2\pi} \varphi.\end{aligned}\quad (3.4)$$

összefüggésekkel határozhatjuk meg. Az n_m számú működő menetből álló rugó teljes magasságát az

$$Y = \frac{t}{2\pi} 2\pi n_m = t n_m \quad (3.5)$$

kifejezés írja le. A rugó terhelésekor, teljes magassága Y_0 nagyságú összenyomódás esetén

$$Y_l = Y - Y_0 \quad (3.6)$$

értékre csökken. Ez egyben azt is jelenti, hogy amennyiben a rugó felső része rögzített, a menetek nem egyenlő mértékben mozdnak el. Ezt figyelembe véve a rugó dm elemi tömegének elmozdulása

$$u = \frac{Y_0}{2\pi n_m} \varphi \quad (3.7)$$

összefüggéssel határozható meg. A rugó elemi tömege

$$dm_r = \rho R r^2 \pi d\varphi \quad (3.8)$$

alakban számítható. A biztonsági szelep működésekor, a rugó alsó végének elmozdulásával a gyorsításához szükséges erő

$$F = \int_0^{2\pi n_m} \ddot{u} dm_r = \int_0^{2\pi n_m} \rho R r^2 \pi \frac{\ddot{Y}_0}{2\pi n_m} \varphi d\varphi = \rho R r^2 \frac{\ddot{Y}_0}{2n_m} \left[\frac{\varphi^2}{2} \right]_0^{2\pi n_m} = \rho R r^2 \pi^2 n_m \ddot{Y}_0 \quad (3.9)$$

szerint írható fel. A rugó teljes tömege

$$m_r = \rho \int_0^{2\pi n_m} R r^2 \pi d\varphi = 2 R r^2 \pi^2 n_m \rho \quad (3.10)$$

alakban határozható meg. Behelyettesítve ezt a kifejezést a (3.9) összefüggésbe, az

$$F = \frac{m_r}{2} \ddot{Y}_0 \quad (3.11)$$

kifejezést nyerjük, amely azt mutatja, hogy a rugó szeleptányérra redukált tömege egyenlő a rugó tömegének felével. A (3.1) mozgásegyenletben szereplő kitérített tömeget az

$$m = m_m + \frac{m_r}{2} \quad (3.12)$$

összefüggést szerint, a mozgó elemek (szeleptányér, szeleporsó, alsó rugótányér, elmozduláshatároló elem, kiemelő segédelem) és a rugó redukált tömegének összegeként kapjuk.

Ezt követően vizsgáljuk meg a (3.1) mozgásegyenletben szereplő, az alkatrészek tömegéből származó **gravitációs erőt** (F_G). Ez az erő – figyelembe véve a 3.1. ábra jelöléseit – az

$$F_G = -(m + m_{ny})g = -m_o g \quad (3.13)$$

összefüggés értelmében, az előbbiekben számított mozgó (m) és a gyorsított tömeget nem jelentő nyugvó (m_{ny}) elemek tömegének gravitációs erejéből tevődik össze. Nyugvó elemnek tekintjük a felső rugótányért, és a rugó tömegének nem gyorsított részét ($m_r/2$).

Az értekezés ezen részében céloom a mechanikai rendszer rugalmas elemével, mozgó és nyugvó tömegeivel kapcsolatos vizsgálatok elvégzése volt. A megvalósítás során

- kísérleti mérésekkel meghatároztam a rendelkezésre álló rugók jellemzőit;
- pontosítottam a rugó mozgó tömegének figyelembevételével foglalkozó, a [26] irodalomban közölt eljárást, amely során megállapítottam, hogy a vizsgált mechanikai modellben a rugó tömegének felét figyelembe kell venni a mozgó tömegek meghatározásánál.

3.2.2. CSILLAPÍTÓ HATÁSOK VIZSGÁLATA

A rezgésbe hozott, majd magára hagyott valóságos rendszerek rezgése idővel lecsillapszik, majd meg is szűnik. Dinamikai rendszereknél a negatív teljesítményű, energiát emésztő erőket csillapító erőknek, magát a jelenséget csillapításnak nevezzük. Figyelembe véve a vizsgált biztonsági szelep felépítését, működését, valamint a rezgőrendszerekkel foglalkozó szakirodalomban általában tárgyalt eseteket [12, 47, 65, 85], a továbbiakban a következő csillapító hatásokat vizsgálom:

- Csillapítás sebességgel arányos erővel (*lineáris csillapítás*, F_{cs})
- Csillapítás állandó erővel (*Coulomb-féle súrlódás*, F_s)

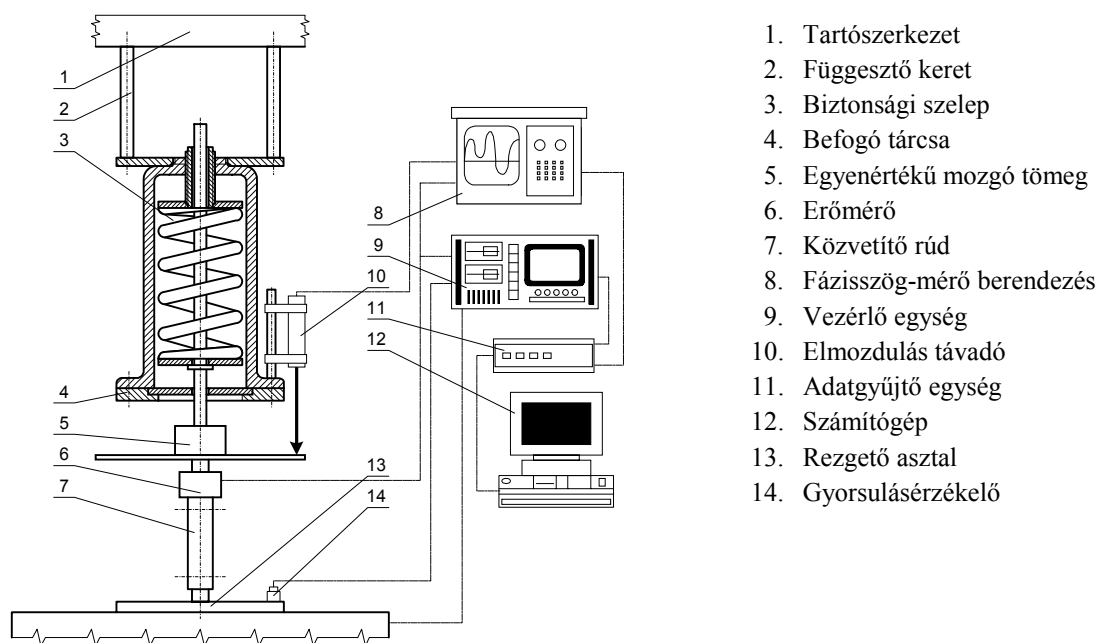
Ezek a hatások nagyon nehezen követhetők számításokkal a gyakorlatban. Megbízható eredményeket csak kísérletek alapján kaphatunk [47]. A csillapítás közvetlen mérése azonban lényegesen nehezebb feladat, mint a rezgőrendszer többi elemére jellemző mérőszámok kísérleti meghatározása. A kísérletekkel meghatározott értékek reprodukálása – ezt a következőkben látni fogjuk – szintén nehéz feladat a szerkezeti elemek súrlódó felületének mozgása során elszenvedett károsodása következtében.

A következőkben a már bemutatott biztonsági szelep konstrukciót figyelembe véve, a rendszer *lineáris* és *Coulomb-féle csillapításait* vizsgálom kísérleti módszerekkel.

3.2.2.1. A lineáris csillapítás meghatározása

A lineáris – sebességgel arányos – csillapítás meghatározására a rendelkezésre álló berendezésekre tekintettel, a szakirodalomban elterjedt **rezgető vizsgálatot** alkalmaztam. A vizsgálatokat a Miskolci Egyetem Anyagmozgatási és Logisztikai Tanszék laboratóriumában, a *Brüel & Kjaer* elektrodinamikus rezgetőgépen végeztem el. A kísérleti berendezés összeállítási vázlatát a 3.4. ábra mutatja.

A berendezés két fő részből, a rezgető asztalból és a vezérlő egységből áll. A rezgető asztal elektrodinamikus gerjesztésű, cserélhető gerjesztőfejjel. A vezérlő egység a teljesítményerősítőből (kimenő teljesítménye 1200 VA) és a szabályozó generátorból áll. Az asztal rezgésszintjét az asztalon elhelyezett gyorsulás érzékelő segítségével automatikusan állandó szintre szabályozza. Kézzel, vagy automatikusan vezérelt frekvencia áthangolás 5-5000 Hz tartományban lehetséges. A beépített elektronikus integrátorok segítségével a gyorsulás, a sebesség, vagy az elmozdulás amplitúdója a vizsgálat során állandó értéken tartható. Az elmozdulás távadó fej induktív, a gyorsulás érzékelő fejek piezoelektromos elven működnek.



3.4. ábra Kísérleti berendezés lineáris csillapítás vizsgálatára

A vizsgálatok elvégzéséhez a biztonsági szelepen bizonyos átalakításokat kellett elvégezni. Eltávolítottam a szelepház alsó részét, és az eredeti vezetőtárcsát egy, a szelepház-csatlakozás kialakításával megegyező geometriájú befogó tárcsával rögzítettem. A szeleptányért egy vele azonos tömegű hengeres elemmel és az elmozdulás-távadóhoz kinyúló szimmetrikus konzollal helyettesítettem, amely az erőmérő egység menetes felső részéhez csatlakozik. A megoldás a biztonsági szelep mechanikai rendszerét (tömegeket, egymáson elmozduló alkatrészek kapcsolatát) nem változtatta meg, ugyanakkor a kísérletek végrehajtását, a jellemzők mérését jelentősen megkönnyítette. A kísérletről és a műszerekről készült fényképfelvételek a 3.5. és 3.6. ábrákon láthatók.



3.5. ábra Biztonsági szelep rezgetővizsgálata



3.6. ábra A rezgetőberendezés műszerszekerénye

A vizsgálat alapja az, hogy ha a rezgőrendszer tömegére állandó amplitúdójú, periodikusan változó erő hat, vagy a rendszer rugójának végpontját állandó amplitúdóval harmonikus függvény szerint mozgatjuk, akkor a tömeg gerjesztett rezgésének elmozdulás-amplitúdója a gerjesztő hatás frekvenciájától függ. Az állandósult állapotokban mért rezgésamplitúdót a frekvencia függvényében ábrázolva rezonancia görbét kapunk [60].

Ezzel a módszerrel elvégezve a kísérleteket azt tapasztaltam, hogy a rendszert $F_g=0-5\text{ N}$ állandó amplitúdójú gerjesztőerővel gerjesztve, a rezgés – a következő fejezetben részletesen tárgyalt Coulomb-féle súrlódás okozta erőhatás következtében – nem indult meg. Amennyiben a gerjesztőerő nagysága elérte, vagy meghaladta az 5 N -t, a rezgés ugyan megindult, de amplitúdója túllépte konstrukcióból adódó maximális elmozdulási lehetőséget és ütközési jelenségek játszódtak le. Ezért a vizsgálatokat nem erő-, hanem elmozdulás gerjesztéssel végeztem el, ami azt jelenti, hogy a rezgető berendezés vezérlése a szeleptányér elmozdulásának amplitúdóját tartotta állandó értéken, miközben változtatta a gerjesztés frekvenciáját. Ennek következtében a szakirodalomban alkalmazott, jelenséget leíró egyenleteket új közelítésben szükséges tárgyalni.

A következőkben megvizsgálom a harmonikus függvény szerint gerjesztett egyszabadságfokú, csillapított rezgőrendszer mozgását leíró egyenleteket és a rezgetővizsgálat mérési eredményeit felhasználva meghatározom a rendszerre jellemző lineáris csillapítási tényező értékét.

A vázolt egyszabadságfokú rezgőrendszer lineáris csillapító eleme olyan elem, amelynek tömege elhanyagolható a rendszer mozgó tömegéhez képest, és amelyről a mozgó tömegre ható erő az

$$F_{cs} = -r\dot{y} \quad (3.14)$$

összefüggéssel adható meg. Figyelembe véve a rezgető asztal által biztosított periodikus gerjesztést, a rendszer mozgásegyenlete

$$m\ddot{y} + r\dot{y} + \frac{l}{c}y = F_g(\tau) \quad (3.15)$$

alakban írható. Bevezetve az

$$\frac{r}{2m} = \beta, \text{ illetve } \frac{l}{mc} = \alpha^2 \quad (3.16)$$

jelöléseket, az

$$\ddot{y} + 2\beta\dot{y} + \alpha^2 y = \frac{F_g(\tau)}{m} \quad (3.17)$$

alakot nyerjük. Ennek az inhomogén, lineáris, másodrendű differenciálegyenletnek az általános megoldása a homogén differenciálegyenlet általános megoldásának és az inhomogén differenciálegyenlet valamely partikuláris megoldásának összegeként állítható elő, vagyis

$$y = y_{hom.\hat{a}lt} + y_{inh.part} \quad (3.18)$$

Amennyiben a rezgéseket jóval az indítás után akarjuk vizsgálni (amikor a rezgések már állandó amplitúdójúaknak tekinthetők), feltételezhetjük, hogy a megoldás homogén általános (saját lengésnek) megfelelő része idővel elül. Ilyenkor tehát élhetünk az

$$y \approx y_{inh.part} \quad (3.19)$$

egyszerűsítéssel. Ezért a továbbiakban csak a (3.17) differenciálegyenlet partikuláris megoldását vizsgáljuk. Az elsőrendű deriváltat is tartalmazó differenciálegyenlet megoldása érdekében célszerű előbb komplex tárgyalási módra áttérni [57]. Vezessük be ezért a

$$z = x + iy \quad (3.20)$$

komplex kitérést, amelynek képzetes része

$$y = \text{Im}(z) = y_{\text{inh. part}}, \quad (3.21)$$

a keresett megoldás. Másrészt vezessük be a

$$P_g(\tau) = R_g(\tau) + iF_g(\tau) \quad (3.22)$$

komplex gerjesztő erőt is, amelynek képzetes része

$$F_g(\tau) = \text{Im}(P_g), \quad (3.23)$$

a tényleges gerjesztő erő. Feltételezve, hogy az x változóra ugyancsak a (3.17) jelűhöz hasonló differenciálegyenlet írható fel, a z változó a

$$\ddot{z} + 2\beta\dot{z} + \alpha^2 z = \frac{P_g(\tau)}{m} = \frac{cP_g(\tau)}{mc} = \alpha^2 cP_g(\tau) \quad (3.24)$$

komplex differenciálegyenlet partikuláris megoldásaként nyerhető. A harmonikus függvény szerinti gerjesztés általános alakja az

$$F_g(\tau) = F_{g0} \sin(\psi_0 + \omega\tau) \quad (3.25)$$

kifejezéssel adható meg, amelynek a

$$P_g(\tau) = P_{g0} e^{i\omega\tau} = F_{g0} e^{i\psi_0} e^{i\omega\tau} = F_{g0} e^{i(\psi_0 + \omega\tau)} \quad (3.26)$$

komplex gerjesztő erő felel meg. Ilyen gerjesztő függvény esetén a (3.24) egyenlet partikuláris megoldását

$$z(\tau) = z_0 e^{i\omega\tau} \quad (3.27)$$

alakban célszerű keresni. Mivel a sebesség és a gyorsulás

$$\dot{z} = i\omega z_0 e^{i\omega\tau} = i\omega z, \text{ és } \ddot{z} = -\omega^2 z_0 e^{i\omega\tau} = -\omega^2 z \quad (3.28)$$

összefüggésekkel adható meg, így a (3.24) egyenlet

$$(\alpha^2 - \omega^2 + i2\beta\omega) z_0 e^{i\omega\tau} = \alpha^2 cP_{g0} e^{i\omega\tau} \quad (3.29)$$

formában írható fel, amelyből a

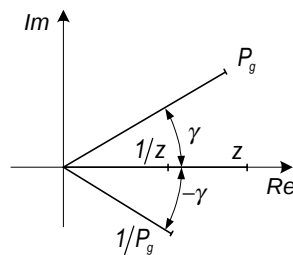
$$z_0 = cP_{g0} \frac{\alpha^2}{(\alpha^2 - \omega^2) + i(2\beta\omega)} \quad (3.30)$$

kifejezés adódik. Figyelembe véve a (3.27) összefüggést, a differenciálegyenlet partikuláris megoldása a komplex számsíkon egy ω szögsebességgel forgó, állandó abszolút értékű vektornak tekinthető, amelynek képzetes része – egyben (3.17) partikuláris megoldása – harmonikus rezgőmozgás lesz.

Jelöljük továbbá a (3.30) kifejezés nevezőjének argumentumát – vagyis a komplex számsíkon z_0 és cP_{g0} közötti szöget – γ -val, amely a

$$\gamma = \arctan \frac{2\beta\omega}{\alpha^2 - \omega^2} \quad (3.31)$$

összefüggéssel számítható. A 3.7. ábra komplex számsíkon mutatja be a fenti koordinátákat, feltüntetve az eredeti és a reciprok vektorokat is.



3.7. ábra Koordináták a komplex számsíkon

Mivel a rezgetővizsgálatoknál konstrukciós okokból a kevésbé elterjedt elmozdulás gerjesztés módszert alkalmazom, a további összefüggések a szakirodalomtól eltérő módon tárgyalom. Alakítsuk át a (3.30) kifejezést, felhasználva (3.26) és (3.27) képleteket

$$\frac{I}{P_g e^{i\omega\tau}} = \frac{I}{P_g} = \frac{c}{z_0} e^{-i\omega\tau} \frac{\alpha^2}{(\alpha^2 - \omega^2) + i(2\beta\omega)}. \quad (3.32)$$

szerint. Vezessük be az

$$\frac{\omega}{\alpha} = \xi \quad \text{és} \quad \frac{\beta}{\alpha} = D \quad (3.33)$$

dimenziótlan körfrekvenciát, illetve *Lehr-féle csillapítási tényezőt*, amelyekkel a (3.32) összefüggésből

$$\frac{I}{P_g} = \frac{c}{z_0} e^{-i\omega\tau} \frac{I}{(I - \xi^2) + i(2D\xi)} \quad (3.34)$$

kifejezés adódik.

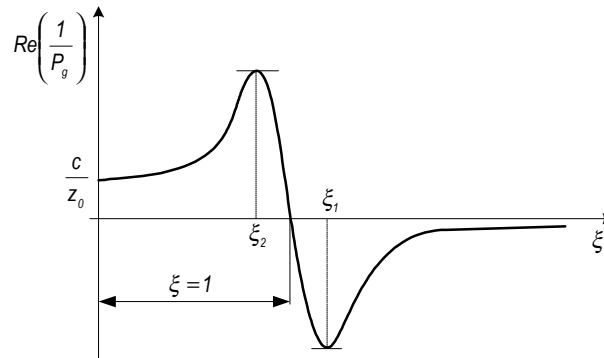
Vizsgáljuk meg részletesebben a (3.34) összefüggést. A nevezőben található komplex számot távolítsuk el úgy, hogy a konjugáltjával mind a nevezőt, mind a számlálót megszorozzuk. Ebből az

$$\frac{I}{P_g} = \frac{c}{z_0} e^{-i\omega\tau} \left(\frac{I - \xi^2}{(I - \xi^2)^2 + 4D^2\xi^2} + \frac{-2D\xi}{(I - \xi^2)^2 + 4D^2\xi^2} i \right). \quad (3.35)$$

egyenletet nyerjük. Írjuk elő, hogy a gerjesztett rezgés erőamplitúdójának reciproka valós mennyiség legyen. Ekkor

$$\operatorname{Re} \left(\frac{I}{P_g} \right) = \frac{c}{z_0} \frac{I - \xi^2}{(I - \xi^2)^2 + 4D^2\xi^2}, \quad (3.36)$$

összefüggés adódik, amelyet ábrázolva a 3.8. ábrán látható görbét kapunk.



3.8. ábra Az erőamplitúdó reciproka a dimenziótlan körfrekvencia függvényében

Az erőamplitúdó reciprokának valós részét a 3.7. ábra értelmében

$$\operatorname{Re} \left(\frac{I}{P_g} \right) = \left| \frac{I}{P_g} \right| \cos(\gamma), \quad (3.37)$$

szerint is számíthatjuk, amely összefüggésben a kísérletek során a frekvencia függvényében rögzített erőamplitúdó és fázisszög adatok találhatók.

Látható, hogy a görbe a sajátkörfrekvencia közelében két szélsőértékkel rendelkezik, amelyeket a (3.36) összefüggés ξ szerinti első deriváltjának zérus értékénél kapunk:

$$\frac{d \operatorname{Re}(I/P_g)}{d\xi} = \frac{c}{z_0} \frac{-2\xi((1-\xi^2)^2 + 4D^2\xi^2) - (1-\xi^2)(-4\xi(1-\xi^2) + 8D^2\xi)}{((1-\xi^2)^2 + 4D^2\xi^2)^2} = 0. \quad (3.38)$$

Mivel

$$\frac{c}{z_0} \neq 0, \quad (3.39)$$

a (3.38) egyenlet akkor lesz zérus, ha a tört számlálója

$$-2\xi((1-\xi^2)^2 + 4D^2\xi^2) - (1-\xi^2)(-4\xi(1-\xi^2) + 8D^2\xi) = 0. \quad (3.40)$$

Amennyiben

$$\xi \neq 0, \quad (3.41)$$

egyszerűsítések után

$$(1-\xi^2)^2 - 4D^2 = 0 \quad (3.42)$$

összefüggés adódik. Ennek megoldása

$$1-\xi^2 = \pm 2D, \quad (3.43)$$

amelyből a két gyök

$$\xi_1 = \sqrt{1+2D}, \quad \xi_2 = \sqrt{1-2D} \quad (3.44)$$

szerint számítható. E gyökök ismeretében a Lehr-féle csillapítási tényezőt

$$D = \frac{\xi_1^2 - \xi_2^2}{4} \quad (3.45)$$

kifejezéssel határozhatjuk meg. A lineáris csillapítási tényezőt a (3.16) és (3.33) összefüggések segítségével

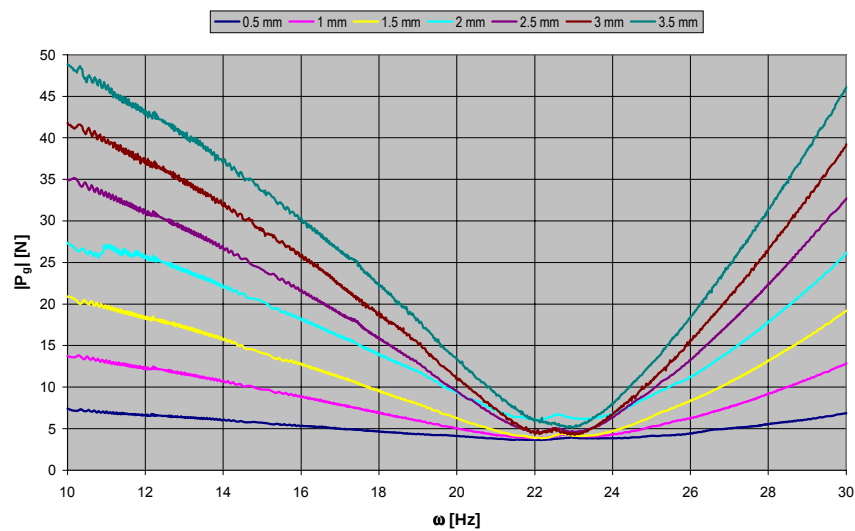
$$r = 2\beta m = 2D\alpha m = \frac{2D}{\alpha c} \quad (3.46)$$

egyenlet alapján nyerjük.

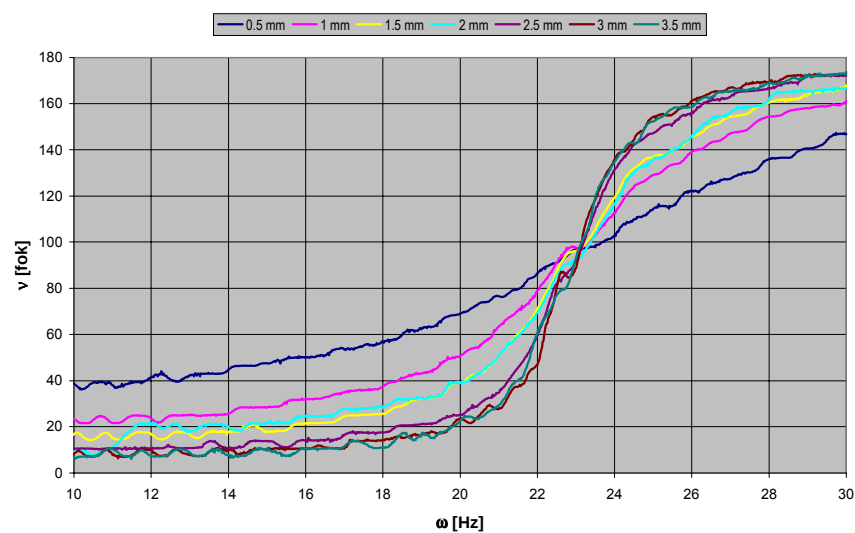
A kísérletek során a 3.4. ábra szerinti elrendezésben, két sorozatban hajtottam végre méréseket. Elsőként 0,5-3,5 mm, majd 0,5-5,0 mm-közötti elmozdulás-amplitúdókkal, 0,5 mm-es lépésekkel. A gerjesztőfrekvenciát 5 Hz-től, 0,2 Hz/s állandó sebességgel 40 Hz-ig növeltem, miközben a gerjesztőerő-amplitúdót valamint a gerjesztőerő és az elmozdulás közötti fázisszöveget 10 Hz mintavételi sebességgel regisztráltam.

A következőkben az első mérési sorozat eredményeit mutatom be. Különböző elmozdulás-amplitúdóknál a 3.9. ábra az erőamplitúdót, a 3.10. ábra a fázisszöveget mutatja a gerjesztőfrekvencia függvényében. A 3.11. ábrán az erőamplitúdó reciprokának valós része látható a dimenziótlan körfrekvencia függvényében. A második mérési sorozat eredményei az VI. függelékben tanulmányozhatók.

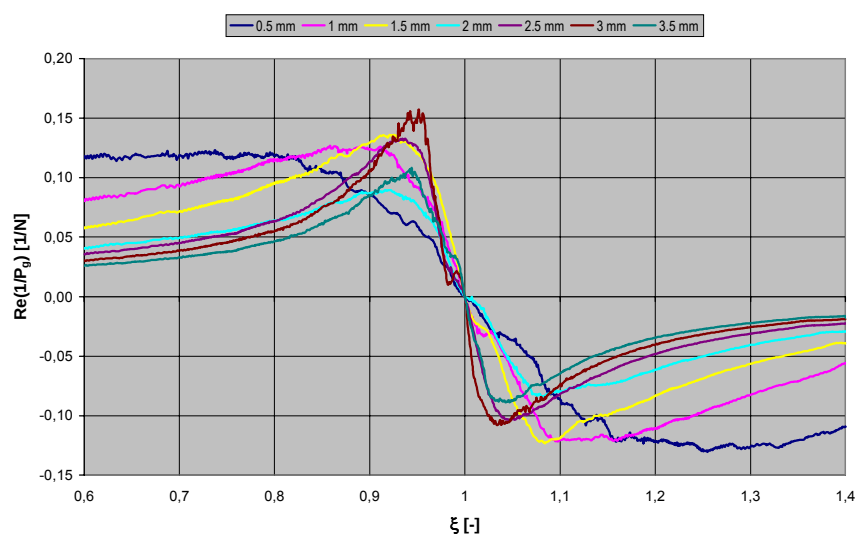
A 3.2. táblázat a kísérletekből meghatározott adatokat, illetve az ezekből számított értékeket mutatja. Ezek rendre az elmozdulás amplitúdó ($|z|$), a sajátkörfrekvencia (α), a gerjesztőerő reciprokának reális részének minimumánál és maximumánál leolvasott dimenziótlan körfrekvencia (ξ_1, ξ_2), a Lehr-féle csillapítási tényező (D) és a lineáris csillapítási tényező (r). A 3.12. ábra a két mérési sorozatból meghatározott lineáris csillapítás adatokat mutatja az elmozdulás-amplitúdó függvényében.



3.9. ábra A mért erőamplitúdó változása a gerjesztőfrekvencia függvényében



3.10. ábra A mért fázisszög változása a gerjesztőfrekvencia függvényében

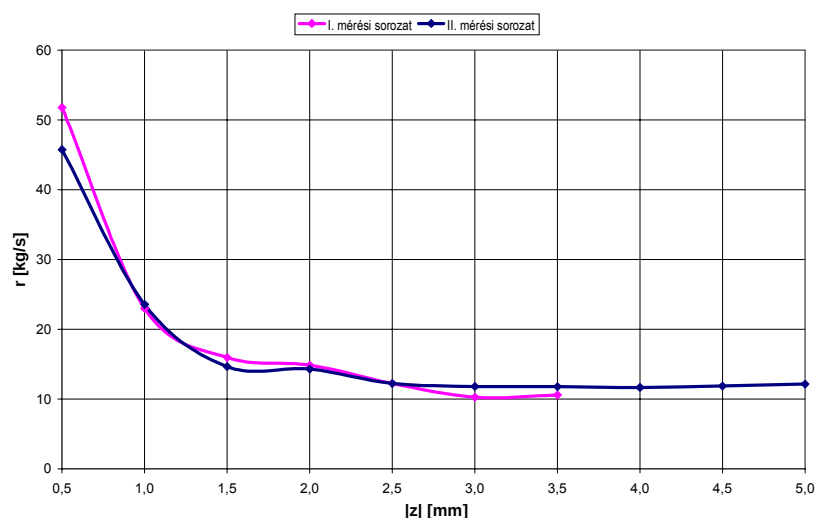


3.11. ábra Az erőamplitúdó reciprokának reális része

a dimenziótlan körfrekvencia függvényében

Sorsz.	$ z $ [mm]	α [1/s]	ξ_1 [-]	ξ_2 [-]	D [-]	r [kg/s]
I.1	0,5	22,3088	1,2490	0,7310	0,25641	51,76847
I.2	1,0	22,4604	1,1228	0,8956	0,11464	22,99030
I.3	1,5	22,5760	1,0861	0,9275	0,07983	15,92854
I.4	2,0	22,6929	1,0734	0,9236	0,07478	14,84385
I.5	2,5	22,9449	1,0547	0,9290	0,06233	12,23691
I.6	3,0	23,0204	1,0465	0,9412	0,05233	10,23795
I.7	3,5	22,9404	1,0488	0,9406	0,05381	10,56562
II.1	0,5	21,5073	1,2098	0,7681	0,21841	45,73961
II.2	1,0	21,2216	1,1065	0,8834	0,11098	23,55588
II.3	1,5	22,2924	1,0631	0,9169	0,07236	14,62185
II.4	2,0	22,2052	1,0736	0,9331	0,07048	14,29719
II.5	2,5	22,2116	1,0598	0,9292	0,06027	12,22157
II.6	3,0	22,3593	1,0534	0,9356	0,05857	11,79963
II.7	3,5	22,4230	1,0453	0,9265	0,05856	11,76338
II.8	4,0	22,4404	1,0523	0,9355	0,05804	11,65015
II.9	4,5	22,4813	1,0524	0,9332	0,05917	11,85477
II.10	5,0	22,6182	1,0611	0,9393	0,06091	12,12977

3.2. táblázat A mérési sorozatok eredményeiből megállapított csillapítási jellemzők



3.12. ábra A lineáris csillapítási tényező változása az elmozdulás-amplitúdó függvényében

Az első mérési sorozatban, figyelembe véve a biztonsági szelep szeleptányérjának korlátozott maximális elmozdulását, 3,5 mm elmozdulás-amplitúdóig végeztem méréseket. Az eredmények kiértékelésekor a csillapítási tényező értékei egy valószínűsíthető jellemző értékhez közelítettek, azonban ezt bizonyossággal csak további – kiterjesztett elmozdulás tartományon végzett – méréssel (II. sorozat) lehetett igazolni.

Mindkét mérési sorozatra jellemző, hogy kis elmozdulás-amplitúdó tartományokat leszámítva (0,5-1,0 mm) a lineáris csillapítási tényező közel állandó értéket mutat. A tartomány első részének magasabb értékeit a Coulomb-féle súrlódás jelenléte okozta, amelynek mértéke – mint a következő fejezetben is látható lesz – a regisztrált erőamplitúdóval azonos nagyságrendben található. A rezonanciagörbét (3.11. ábra) tanulmányozva látható, hogy ebben az alacsony

tartományban nehezen azonosítható a görbe szélsőértéke, amely nélkül a jellemző lineáris csillapítás sem határozható meg kellő pontossággal.

A sajátkörfrekvencia bizonytalansága is az elmozdulástartomány első részében tapasztalható, azonban ennek mértéke jóval kisebb mértékben tér el a nagyobb elmozdulás-amplitúdókat jellemző közel állandósult értéktől ($<1\%$).

A kísérletsorozatokkal a szerkezet súrlódó felületei olyan igénybevételnek voltak kitéve, amely normál működés során a teljes élettartam alatt összességében nem éri őket. Ezek az igénybevételek – az aránylag hosszú ideig tartó nagy frekvenciás rezgetés következtében – szemrevételezéssel is jól látható minőségromlást okoztak a szeleporsó és a két vezetőelem felületén. A mérések reprodukálhatósága érdekében minden vizsgálatot követően a felületi hibákat csiszolással és polírozással javítottuk.

Figyelembe véve a biztonsági szelep szeleptányérjának kísérleti vizsgálatok során tapasztalt lengés-amplitúdóit, a szimulációs számításoknál alkalmazandó lineáris csillapítási tényezőt

értékben határoztam meg.

Fontosnak tartom megjegyezni, hogy a Tudományos előzmények c. fejezetben említett SINGH és SHAK (EPRI) számításaik során a lineáris csillapítási tényező értékét a kritikus csillapítás 20, illetve 33%-ában határozták meg ($D=0,2$, ill. $D=0,33$). A 3.2. táblázatból látható, hogy ez az érték kb. 41, ill. 75 [kg/s], amely az általam meghatározott érték kb. 3,5, ill. 6 szorosa. Az értekezés 5.2. fejezetében a szimulációs számítás vizsgálata során a tématerülettel kapcsolatos további észrevételek megfogalmazására kerül sor.

Összességében megállapítható, hogy a választott vizsgálati módszer alkalmas a lineáris csillapítási tényező meghatározására.

A fejezet célja az adott biztonsági szelep csillapítási viszonyainak vizsgálata, és a lineáris csillapítási tényező értékének meghatározása volt. A megvalósítás során

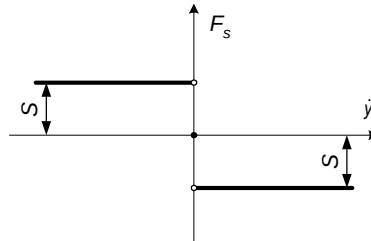
- kidolgoztam egy vizsgálati módszert, amellyel a korlátozott szeleptányér elmozdulásra képes biztonsági szelepek lineáris csillapítási tényezője egy kísérleti eljárás eredményeinek felhasználásával számítható;
- a vizsgálati módszer részeként összeállítottam egy kísérleti eljárást, amely segítségével – a közölt átalakításokat a szelepházon elvégezve – a biztonsági szelep csillapítási viszonyai meghatározhatók;
- kimutattam, hogy a biztonsági szelepekre jellemző elmozdulás amplitúdók tartományában a lineáris csillapítási tényező állandónak tekinthető. Az adott biztonsági szelepre jellemző lineáris csillapítási tényezőt 12 kg/s értékben határoztam meg.

3.2.2.2. A Coulomb-féle súrlódás vizsgálata

Rugóterhelésű biztonsági szelepek működése során az aszimmetrikus nyomásterhelés és a rugó excentrikus összenyomódása következtében kialakuló szeleporsó „befeszülés” a Coulomb-féle súrlódás jelenlétét feltételezi.

A Coulomb-féle, vagy más néven száraz súrlódásnak már a legegyszerűbb modellje sem lineáris. A súrlódó erőt közvetlenül a sebesség függvényében célszerű megadni [47]. Az említett – általam is vizsgált – legegyszerűbb modell függvénygörbéje a 3.13. ábrán látható, megtartva az előző fejezetben alkalmazott jelöléseket.

Positív sebesség esetén, a sebesség nagyságától függetlenül a súrlódóerő negatív és állandó értékű, míg negatív sebességnél pozitív értelmű és ugyancsak állandó. Amennyiben a sebesség zérus, a függvénynek szakadása van. A függvény e részének leírása a szakirodalomban is bizonytalan, vizsgálatával az értekezés keretein belül nem foglalkozom.



3.13. ábra A Coulomb-féle súrlódóerő modellje

Az elterjedt leírási mód szerint a Coulomb-féle súrlódóerőt az

$$F_s = \begin{cases} -S, & \text{ha } \dot{y} > 0 \\ +S, & \text{ha } \dot{y} < 0 \end{cases} \quad (3.47)$$

összefüggés alapján számítjuk.

Vizsgáljuk meg a biztonsági szelep mechanikai modelljét, ha az előző részben bemutatott gerjesztett rendszert a lineáris, sebességgel arányos csillapítóerőn túl Coulomb-féle súrlódás is terheli. Ekkor a rendszer mozgásegyenlete

$$m\ddot{y} + r\dot{y} + \frac{l}{c}y = F_g(\tau) \pm S \quad (3.48)$$

alakban írható. Bevezetve a (3.17) szokásos jelöléseket

$$\ddot{y} + 2\beta\dot{y} + \alpha^2 y = \frac{F_g(\tau)}{m} \pm s_0 \alpha^2 \quad (3.49)$$

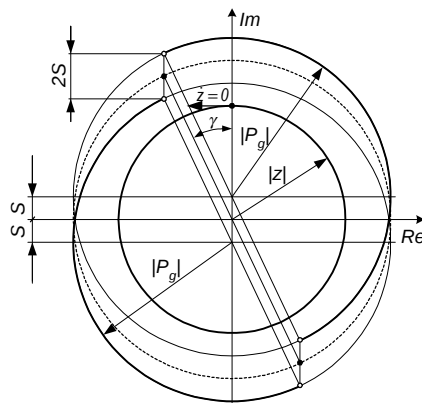
kifejezés adódik, ahol $s_0 = cS$. Az 3.2.2.1. fejezetben tárgyaltakhoz hasonlóan, áttérve a komplex leírási módra, kihasználva, hogy a Coulomb-féle súrlódóerő reális komponense zérus, a mozgásegyenletet

$$\ddot{z} + 2\beta\dot{z} + \alpha^2 z = \alpha^2 c P_g(\tau) \pm i s_0 \alpha^2 \quad (3.50)$$

formában írjuk fel. A megoldást nem részletezve, az egyenlet jobb oldalán álló Coulomb-tag a lineáris csillapításnál levezetett megoldást – a 3.14. ábrán bemutatott módon – két részre osztja.

A Coulomb-féle súrlódás definíciója szerint a sebesség előjelváltásánál az erőnek szakadása van. Az előző fejezetben láthattuk, hogy állandó szögsebességgel forgó elmozdulás és erő vektorok között (γ) fázisszög eltérés tapasztalható. Felfelé irányuló mozgásnál a ($|P_g|$) állandó nagyságú gerjesztőerő vektora ($0, S$) középpontú körön forog. Amikor a sebesség vektor valós része eltűnik ($\dot{z} = 0$), – az erővektor ekkor éppen ν szöggel az elmozdulásvektor előtt jár – az erővektornak szakadása lesz, és a forgását a ($0, -S$) középpontú, változatlan sugarú körön folytatja.

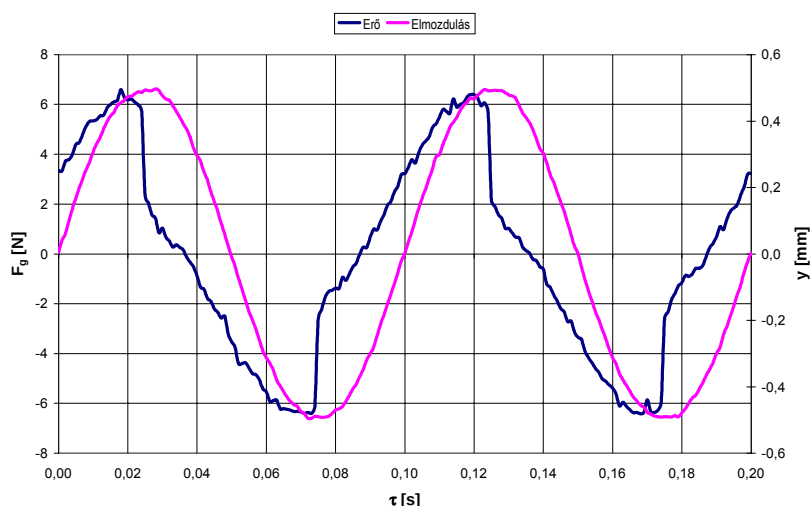
A szakadás pillanatára jellemző erőérték éppen a súrlódásmentes megoldás görbájén található (szaggatott vonallal rajzolva). Az alsó határhelyzetben ugyanez a folyamat játszódik le, azonban akkor a $(0,-s)$ középpontú görbéről a $(0,s)$ középpontúra térünk át a gerjesztőerő szakadása következtében.



3.14. ábra A Coulomb-féle súrlódás ábrázolása komplex számsíkon

A Coulomb-féle súrlódás meghatározására kitűnő lehetőséget biztosít a 3.2.2.1. fejezetben bemutatott vizsgálati berendezés. A vizsgálat összeállítását tekintve megegyezik a lineáris csillapítási tényező meghatározásánál leírtakkal. A mérések során, a vezérlő egységen a gerjesztő frekvenciát és az elmozdulás amplitúdót egy állandó értékre állítottuk be, majd nagy mintavételi sebességgel (1000 Hz) regisztráltuk az elmozdulás és az erő koordinátákat. Az elmozdulás amplitúdót $0,5$ és 5 mm között, $0,5 \text{ mm}$ -enként változtattuk, míg a gerjesztő frekvenciát 10 Hz nagyságúra állítottuk be.

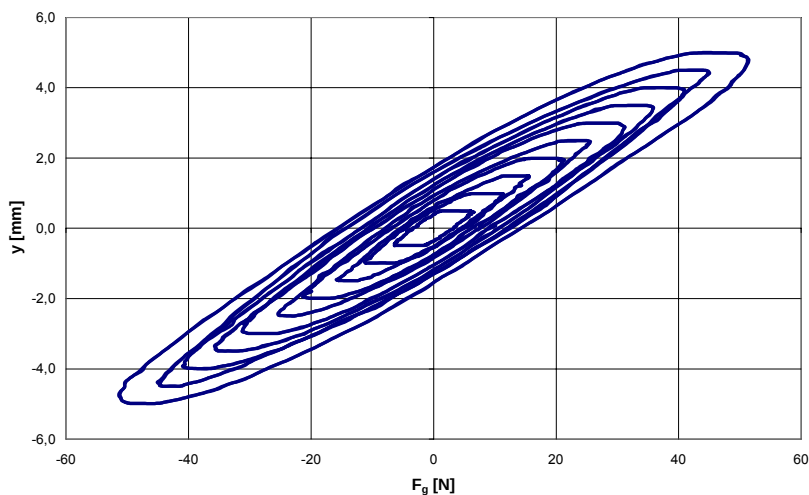
A 3.15. ábrán az elmozdulás és erő értékek láthatók az idő függvényében, $0,5 \text{ mm}$ elmozdulás-amplitúdó esetén.



3.15. ábra Mért elmozdulás és erő adatok az idő függvényében, 10 Hz gerjesztőfrekvencia és $0,5 \text{ mm}$ elmozdulás-amplitúdó esetén

A Coulomb-féle súrlódás megbízható jellemzésére további kísérleteket végeztem, az elmozdulás amplitúdó alkalmazási tartományra történő kiterjesztésével. A kísérleti eredmények a VII. függelékben tanulmányozhatók. A mérési sorozat elmozdulás koordinátái a gerjesztőerő

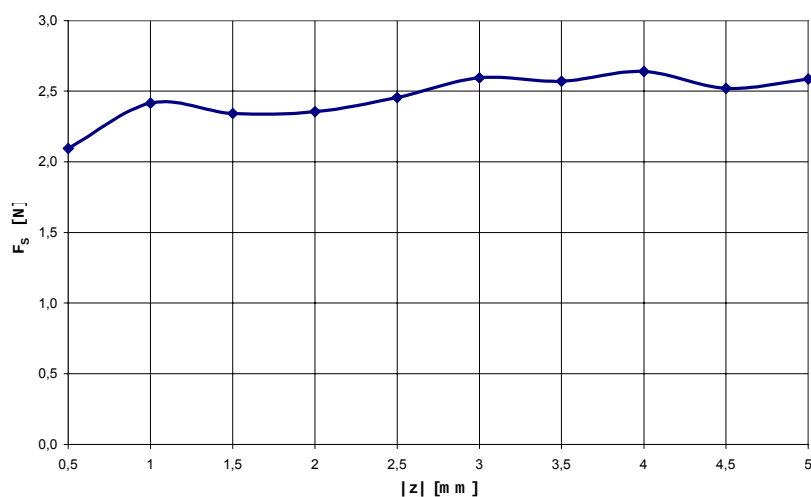
függvényében a 3.16. ábrán láthatók. A 3.3. táblázat és a 3.17. ábra különböző elmozdulás amplitúdóknál mutatja a leolvasott Coulomb-féle súrlódóerő nagyságát.



3.16. ábra A mérési sorozat elmozdulás-erő diagramja, $\omega=10\text{Hz}$

Azonosító	I/1	I/2	I/3	I/4	I/5	I/6	I/7	I/8	I/9	I/10	Átlag
$ z $ [mm]	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	
F_s [N]	2,095	2,416	2,342	2,355	2,455	2,595	2,570	2,640	2,520	2,586	2,498

3.3. táblázat A kísérletekből meghatározott Coulomb-erők különböző elmozdulás-amplitúdók esetén



3.17. ábra A kísérletekből meghatározott Coulomb-féle súrlódóerők az elmozdulás-amplitúdó függvényében

A 3.15. ábrán jól megfigyelhető, hogy nem az erőfüggvény szélsőértékeinél jelentkezik a Coulomb-féle súrlódás okozta szakadás, hanem az elmozdulás szélsőértékeinél. Ennek oka a már említett erő és elmozdulás közötti, frekvenciától függő fáziseltérés.

A közölt eredményekből látható, hogy a különböző elmozdulás-amplitúdókon regisztrált Coulomb-féle súrlódóerők – a 0,5 mm-es elmozdulás-amplitúdó esetén mért értéktől eltekintve – az

átlagos érték ($2.498 [N]$) 5%-os hibaszámításán belül helyezkednek el, ezért a szimulációs számításoknál alkalmazandó Coulomb-féle súrlódás nagyságát

értékben határoztam meg

A vizsgálatok során különös gondot kell fordítani a rezgetőasztal és a szeleporsó egytengelyűségének beállítására, mivel ellenkező esetben a befeszülő szeleporsó irreális mérési eredményeket okozhat.

Összességében megállapítható, hogy a választott vizsgálati módszer alkalmas a Coulomb-féle súrlódás meghatározására. Az értekezés 5.2. fejezetében a szimulációs számítás vizsgálata során a tématerülettel kapcsolatos további észrevételek megfogalmazására kerül sor.

A fejezetben közölt vizsgálatok célja a rugóterhelésű biztonsági szelep működése során fellépő Coulomb-féle súrlódás jelenlétének igazolása, és nagyságának meghatározása volt. A megvalósítás során

- a 3.2.2.1. fejezetben közölt kísérleti eljárás felépítését és műszerezettségét felhasználva kidolgoztam a biztonsági szelep szeleptányérjának mozgása során fellépő Coulomb-féle súrlódás meghatározásának kísérleti módszerét;
- kimutattam, hogy a biztonsági szelepre jellemző elmozdulás amplitúdók tartományában a Coulomb-féle súrlódás állandónak tekinthető. Az adott biztonsági szelepre jellemző Coulomb-féle súrlódás értékét $2,5 N$ -ban határoztam meg.

3.2.3. A FELHAJTÓERŐ, MINT GERJESZTŐ HATÁS SZÁMÍTÁSA

A biztonsági szelep működése közben a mechanikai rendszer gerjesztését az áramló közeg által a biztonsági szelep szeleptányérjára kifejtett erő szolgáltatja. Általában gerjesztett rezgésről akkor beszélünk, ha a rendszerre külső, időtől függő – általában periodikus – erő hat. Jelen esetben a gerjesztőerő a folyamat során időben változó mérőtartály-nyomásnak is függvénye, amely az esetek többségében nem periodikusan változik. Periodikus gerjesztés esetlegesen kialakulhat például csővezetékben keletkező nyomáslengés, vagy kompresszor táplálta kikapacitású védett tartály esetén, azonban annak valószínűsége, hogy ez tartósan fennálljon elhanyagolható.

Felhajtóerő – a szakirodalomban használt elnevezéssel összhangban – azt az emelőerőt jelenti, amelyet a lefűvatott közeg a biztonsági szelepen történő átáramlása során a szeleptányérra kifejt [26]. A felhajtóerő függ a biztonsági szelepet működtető rendszer nyomásától, a szeleptányér elmozdulásától, és az áramló közeggel érintkező alkatrészek (szelepház, szeleptányér, fűvóka, stb.) geometriájától:

$$F_g = F_f = f(p_B, y, D_a, s, H, \dots) \quad (3.51)$$

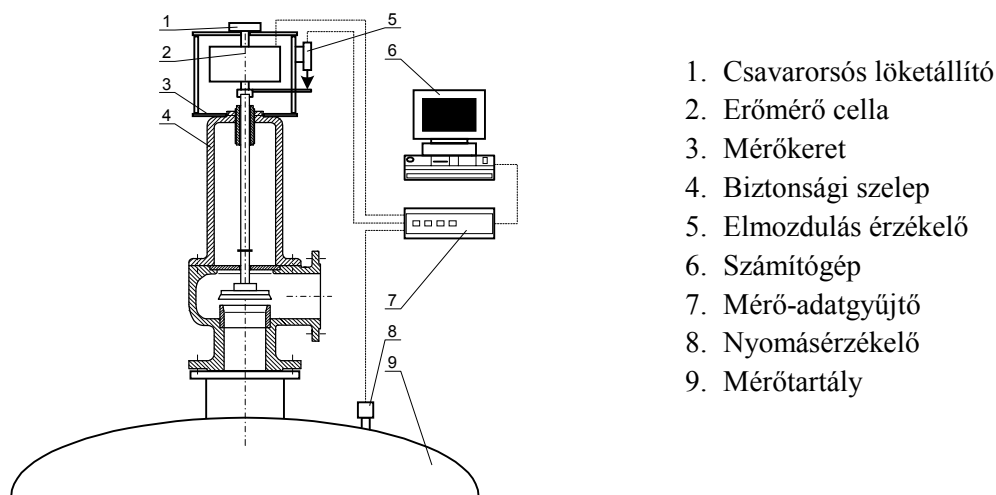
Az elmúlt évtizedekben több szerző foglalkozott az elméleti közelítéssel [48, 59, 72, 73], többek között Aachenben – Aerodynamisches Institut der RWTH Aachen [30, 31, 32, 33] –, ahol egy évtizedes kutatás után értékes eredményeket mutattak fel a biztonsági szelepen történő átáramlás, a felhajtóerő és a geometriai viszonyok kapcsolatában, azonban számítására biztonsággal alkalmazható összefüggést nem találtak. E szempontból a szakirodalom egységes véleményét fogalmaz meg, miszerint a felhajtóerő pontos számításának lehetséges módjaként a kísérleti mérést jelöli meg.

A célkitűzésem egy olyan eljárás kidolgozása, amely felhasználásával egy adott biztonsági szelepre jellemző felhajtóerő tetszőleges – az alkalmazási tartományban lévő – nyomás és szeleptányér elmozdulás értékeknél meghatározható oly módon, hogy az a biztonsági szelep mechanikai modelljének számítógépes szimulációja során megbízhatóan alkalmazható legyen.

A következőkben tárgyalom a felhajtóerő laboratóriumi mérését, ismertetem a felhajtóerő-függvény meghatározására kidolgozott eljárást, majd értékelem a közelítés eredményeit.

3.2.3.1. A felhajtóerő laboratóriumi mérése

A felhajtóerő mérésének következőkben bemutatásra kerülő változatát a Miskolci Egyetem Vegyipari Gépek Tanszéke a TVK Rt. – napjainkban is eredményes – együttműködésével alakította ki [17]. A mérőberendezés vázlata a 3.18. ábrán látható.



3.18. ábra Biztonsági szelep felhajtóerő mérése

A módszer lényege, hogy a záróerőt létrehozó alkatrészek (rugó, rugótányérok) nélkül összeszerelt biztonsági szelep szeleptányérját különböző elmozdulásoknál rögzítjük, és a mérő-tartály nyomását egyenletesen növeljük a működési tartomány felső határáig. A folyamat alatt regisztráljuk az erő, a nyomás és az elmozdulás értékeit.

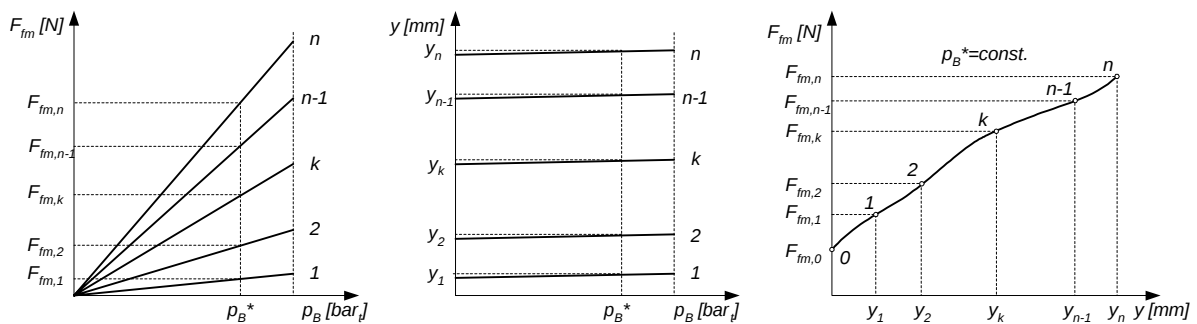
A mérés során elsőként felszereljük a biztonsági szelep házára a mérőkeretet, majd a mérőkeretre erősítjük az erőmérő cellát és az elmozdulás-távadót. A szelepszárra egy közdarab kerül, amely a szeleptányér elmozdulását közvetíti az elmozdulás-távadó érzékelőjéhez. Ezt követően regisztráljuk a szeleptányér alsó holtponti helyzetét, majd az erőmérő cellát a csavarorsós löketállító segítségével egy adott elmozdulásnál rögzítjük. A cella érzékelő eleme egy nagy merevségű rugó. A rugó erő hatására történő – nem jelentős – összenyomódásának érzékelésére a mérőelemen 4 db nyúlásmérő bélyeg van elhelyezve, amelyek ellenállásváltozását mérőerősítő alakítja villamos jellé. A mérő-tartály nyomását a nyomástávadó érzékeli és továbbítja a mérő-adatgyűjtő rendszerbe. A teljes lökettartományon n számú beállítással mérést végezve, n számú adatmezőt nyerünk, amelyek mindegyike a mintavételi sebességtől és a nyomásterhelés sebességétől függően adott számú, összetartozó nyomás-elmozdulás-erő értékeket tartalmaz.

Az ilyen módon kapott mérési adatmezők a következőkben bemutatásra kerülő felhajtóerő-számítási eljárás adatbázisát szolgáltatják.

3.2.3.2. Eljárás a felhajtóerő-függvény meghatározására

Az eljárás alapját a 3.2.3.1. fejezetben bemutatott laboratóriumi mérési módszer képezi. A mérés során kapott – diszkrét pontokat tartalmazó – n számú adatmező mindegyikét regressziós módszerrel dolgozom fel (3.19.a-b ábra). Egy adott nyomás paraméter esetén (p_B^*) a regressziós görbék együtthatóinak ismeretében n számú erő-elmozdulás koordináta adódik (3.19.c ábra). Zárt állapotú ($y=0$) szeleptányér esetén az előbbi laboratóriumi mérési módszer nem alkalmazható, az adott nyomás hatására ébredő felhajtóerőt (0. pont) elméleti összefüggésekkel kell meghatározni.

Az így előállított n számú mért, és egy számított erő-elmozdulás alappontra, egy megfelelően választott közelítő eljárással folytonos függvényt illesztnek. Ezzel az eljárással a felhajtóerőnek a szeleptányér elmozdulás függvényében egy egyparaméteres görbeserege állítható elő, ahol a paraméter a mérőtartály (p_B^*) nyomása.



3.19.a-b-c ábra A felhajtóerő-függvény meghatározásának gondolatmenete

Az eljárás során elsőként a mérési adatmezők diszkrét pontjaira valamely **regressziós eljárás**sal az egész tartományra becslést kell adni. Az erőmérés során a rugót és a rugótányérokat eltávolítottuk, azonban a szeleptányér és a szeleporsó tömege részt vesz a mérésben, ezért az

$$F_{fm} = F_{fm}^0 + m_{fm}g \quad (3.52)$$

összefüggés szerint azok tömegerejével ($m_{fm}g$) korrigálni kell a mérési eredményeket. A regressziós görbe fokszámanak kiválasztásához ismerni kell a mért pontok várható elhelyezkedését.

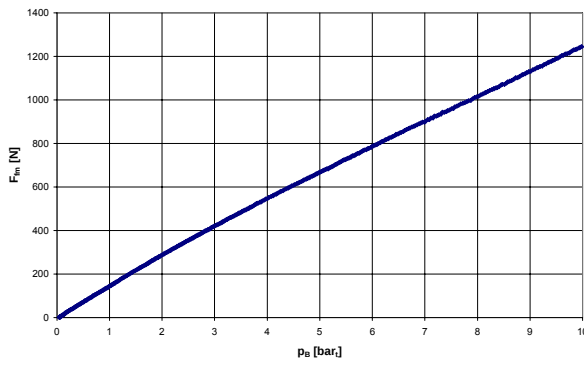
Figyelembe véve a Miskolci Egyetem Vegyipari Gépek Tanszékén folyó, a biztonsági szelepek fejlesztésével foglalkozó több évtizedes kutatás eredményeit [17, 18, 19], kijelenthető, hogy a felhajtóerő mérésénél rögzített felhajtóerő-nyomás és az elmozdulás-nyomás adatsorok lineáris, de legfeljebb másodfokú kapcsolatot mutatnak. Ez a tendencia különböző típusú felhajtóerő görbékkel – monoton növekvő, lokális minimum vagy maximumok, lokális maximum vagy maximumok – rendelkező biztonsági szelepeknél is megmarad.

A 3.20. és 3.21. ábrákon a vizsgálat tárgyát képező DN32 biztonsági szelep $y=5$ mm-es löketbeállításánál mért erő (F_{fm}) és elmozdulás (y) adatok láthatók a nyomás (p_B) függvényében, ahol jól megfigyelhető az adatok közel lineáris változása.

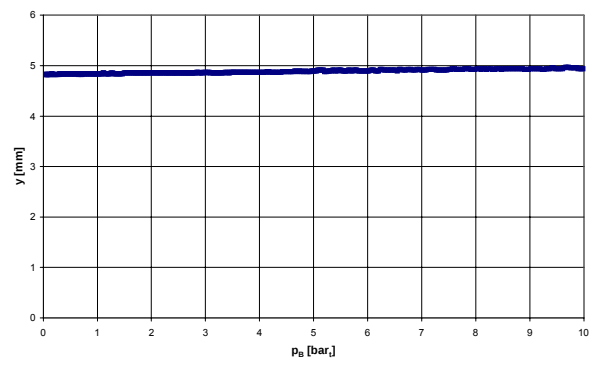
Az előző megfontolások értelmében a k -adik löketbeállításnál mért pontok becslésére alkalmazzuk az

$$F_{fmb,k} = a_{k0} + a_{k1}p_B + a_{k2}p_B^2, \text{ és az } y_{b,k} = b_{k0} + b_{k1}p_B + b_{k2}p_B^2 \quad k=1..n \quad (3.53)$$

másodfokú regressziókat, ahol a legjobban közelítő parabola egyenletét a legkisebb négyzetek módszerével határozzuk meg.



3.20. ábra Mért erő a nyomás függvényében



3.21. ábra Mért elmozdulás a nyomás függvényében

Az m_k számú mért és a számított pontok különbségének négyzetösszegét a

$$\sum_{i=1}^{m_k} (F_{fm,k,i} - a_{k0} - a_{k1} p_{B,k,i} - a_{k2} p_{B,k,i}^2)^2, \text{ és a } \sum_{i=1}^{m_k} (y_{k,i} - b_{k0} - b_{k1} p_{B,k,i} - b_{k2} p_{B,k,i}^2)^2 \quad (3.54)$$

kifejezések mutatják, amelyek minimumának szükséges feltétele az ismeretlen együtthatók szerinti parciális deriváltak zérus volta. Elvégezve a műveleteket, három-három egyenletből álló lineáris algebrai egyenletrendszert – úgynevezett normálegyenlet-rendszert – kapunk:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{m_k} F_{fm,k,i} - a_{k0} m_k - a_{k1} \sum_{i=1}^{m_k} p_{B,k,i} - a_{k2} \sum_{i=1}^{m_k} p_{B,k,i}^2 &= 0 \\ \sum_{i=1}^{m_k} F_{fm,k,i} p_{B,k,i} - a_{k0} \sum_{i=1}^{m_k} p_{B,k,i} - a_{k1} \sum_{i=1}^{m_k} p_{B,k,i}^2 - a_{k2} \sum_{i=1}^{m_k} p_{B,k,i}^3 &= 0 \\ \sum_{i=1}^{m_k} F_{fm,k,i} p_{B,k,i}^2 - a_{k0} \sum_{i=1}^{m_k} p_{B,k,i}^2 - a_{k1} \sum_{i=1}^{m_k} p_{B,k,i}^3 - a_{k2} \sum_{i=1}^{m_k} p_{B,k,i}^4 &= 0 \end{aligned} \quad (3.55)$$

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{m_k} y_{k,i} - b_{k0} m_k - b_{k1} \sum_{i=1}^{m_k} p_{B,k,i} - b_{k2} \sum_{i=1}^{m_k} p_{B,k,i}^2 &= 0 \\ \sum_{i=1}^{m_k} y_{k,i} p_{B,k,i} - b_{k0} \sum_{i=1}^{m_k} p_{B,k,i} - b_{k1} \sum_{i=1}^{m_k} p_{B,k,i}^2 - b_{k2} \sum_{i=1}^{m_k} p_{B,k,i}^3 &= 0 \\ \sum_{i=1}^{m_k} y_{k,i} p_{B,k,i}^2 - b_{k0} \sum_{i=1}^{m_k} p_{B,k,i}^2 - b_{k1} \sum_{i=1}^{m_k} p_{B,k,i}^3 - b_{k2} \sum_{i=1}^{m_k} p_{B,k,i}^4 &= 0 \end{aligned} \quad (3.56)$$

A lineáris egyenletrendszereket megoldva nyerjük a regressziós együtthatók értékeit. Ezzel az eljárással a k -adik löketbeállításon végzett mérés 6 regressziós együtthatóval jellemezhető, míg az n számú mérési sorozat $6n$ számú együtthatóval írható le. Az együtthatókat egy tipizált adatfájlban rögzítve, nagymértékben csökkenthető az adott nyomáshoz rendelt erő és elmozdulás koordináták meghatározásához szükséges számítási időt.

A 3.4. táblázatban a DN32 biztonsági szelepen $n=9$ löketbeállításnál, $p_{Bmax}=10 \text{ bar}_i$ nyomásig végzett méréssorozat mérésének és közelítésének eredményei láthatók. A táblázatban feltüntettem a mérés sorszámát (k), a mérési pontok számát (m), a regressziós együtthatókat ($a_0, a_1, a_2, b_0, b_1, b_2$), és a korreláció szorosságát jelző korrelációs együtthatókat (r_F, r_x), ahol a k -adik mérést jellemző korrelációs együtthatók

$$r_{F,k} = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^{m_k} (F_{fmb,k,i} - F_{fm,k,i})^2}{\sum_{i=1}^{m_k} \left(F_{fmb,k,i} - \frac{1}{m_k} \sum_{j=1}^{m_k} F_{fmb,k,j} \right)^2}}, \quad r_{y,k} = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^{m_k} (y_{b,k,i} - y_{k,i})^2}{\sum_{i=1}^{m_k} \left(y_{b,k,i} - \frac{1}{m_k} \sum_{j=1}^{m_k} y_{b,k,j} \right)^2}} \quad (3.57)$$

szint számíthatók [61, 86].

k	m [-]	Erőmérés				Elmozdulásmérés			
		a_0	a_1	a_2	$r_{F,k} [-]$	b_0	b_1	b_2	$r_{y,k} [-]$
1	554	-6,642	106,692	0,16284	0,9999955	0,355	0,00525	0,00021	0,9999186
2	618	-10,529	115,895	-0,29173	0,9999958	0,911	0,00174	0,00011	0,9999925
3	555	-1,404	122,812	-0,69125	0,9999607	1,889	0,00865	-0,00018	0,9999965
4	602	10,646	125,027	-0,67092	0,9999887	2,907	0,00441	0,00001	0,9999985
5	490	16,868	127,388	-0,69415	0,9999803	3,858	0,01854	-0,00053	0,9999988
6	564	19,313	131,215	-0,73352	0,9999744	4,822	0,01646	-0,00036	0,9999986
7	534	22,254	133,945	-0,76066	0,9999659	5,873	0,00962	-0,00016	0,9999921
8	591	24,282	135,842	-0,83183	0,9999530	6,791	0,00928	0,00006	0,9999993
9	606	29,942	135,359	-0,79890	0,9999463	7,886	0,00730	-0,00016	0,9999997

3.4. táblázat Az erő- és elmozdulásmérés regressziós analízisének eredményei

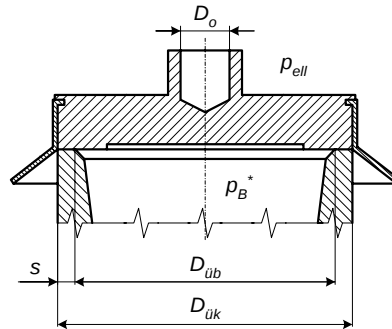
A táblázatban közölt regressziós együtthatók ismeretében belátható, hogy a másodfokú regresszióval kapott összefüggések a műszaki gyakorlat szempontjából kellő pontossággal közelítik a mért értékeket, és azok biztonsággal alkalmazhatók a mérési eredmények feldolgozására.

A következő feladat p_B^* nyomásnál a **felhajtóerő-függvény kezdeti pontjának meghatározása** (zárt állapotú szeleptányérra ható felhajtóerő). A felhajtóerő-függvény kezdőpontja a biztonsági szelep működésének legfontosabb részét, a nyitási folyamatot befolyásolja.

Figyelembe véve a (3.1), (3.2), (3.13), (3.14) és (3.47) összefüggéseket, a biztonsági szelep szeleptülékre támaszkodó szeleptányérjának nyugalmi határhelyzetét a

$$0 = -\frac{1}{c} y_0 - S - m_{\bar{o}} g + F_f \Big|_{y=0} \quad (3.58)$$

erőegyensúly írja le.



3.22. ábra A vizsgált biztonsági szelep szeleptányér-szeleptülék kialakítása

A felhajtóerő kezdőpontjának számításához vizsgáljuk meg a szeleptányér és a szeleplék kialakítását (3.22. ábra), és a felületeket terhelő nyomásokat. A zárt állapotú szeleptányért az ellennyomású tér (p_{ell}) és a mérőtartály (p_B^*) nyomásából származóan erőhatások terhelik. A *Tudományos előzmények* c. fejezetben már említést tettem a probléma hazai és nemzetközi szakirodalomban, előírásokban fellelhető eltérő megközelítéséről. A szakirodalom egy része szerint – ezt nevezzük *I. módszernek* – [50-52, 48, 56, 59, 60, 62, 71-74, 87, 89, 90, 92-94, 96], az erőhatások eredője az

$$F_f|_{y=0}^{(I)} = (p_B^* - p_{ell}) \frac{D_{üb}^2 \pi}{4} \quad (3.59)$$

kifejezés szerint számítható, míg mások – ezt nevezzük *II. módszernek* – [17, 20, 53, 55, 58, 78-83, 99] a felhajtóerő kezdőpontjának számítására az

$$F_f|_{y=0}^{(II)} = (p_B^* - p_{ell}) \frac{D_{üköz}^2 \pi}{4} \quad (3.60)$$

összefüggés alkalmazandó, ahol a szeleplék tömítőfelületének közepes átmérőjét

$$D_{üköz} = \frac{D_{üb} + D_{ük}}{2} \quad (3.61)$$

szerint határozzák meg. A fentieket összevetve a (3.58) egyenlőséggel, majd kifejezve a mérőtartály nyomását – amely a (3.58) nyitási pillanatot leíró erőegyensúly értelmében a nyitónyomás lesz – a

$$p_n^{(I)} = \frac{4}{D_{üb}^2 \pi} \left(\frac{y_0}{c} + S + m_{\sigma} g \right) + p_{ell}, \text{ ill. } p_n^{(II)} = \frac{4}{D_{üköz}^2 \pi} \left(\frac{y_0}{c} + S + m_{\sigma} g \right) + p_{ell} \quad (3.62)$$

kifejezéseket kapjuk. A nyitónyomás ismeretében, az

$$y_0^{(I)} = c \left((p_n - p_{ell}) \frac{D_{üb}^2 \pi}{4} - m_{\sigma} g - S \right), \text{ ill. } y_0^{(II)} = c \left((p_n - p_{ell}) \frac{D_{üköz}^2 \pi}{4} - m_{\sigma} g - S \right) \quad (3.63)$$

egyenletek értelmében a rugó előfeszítésének mértékét is meghatározhatjuk.

Az eltérő megközelítések vizsgálatával az 5.2. fejezetben foglalkozom részletesen.

Az eljárás következő része az n számú mért és egy számított alappont közelítésére megfelelő **közelítő eljárás keresése**. Az általános polinomokkal végzett közelítő módszerek legjobban véletlen hiba által nem zavart analitikus függvényekre alkalmazhatók. A magasabb fokú polinomok hajlamosak arra, hogy szorosan kövessék a véletlen hibákat is – laboratóriumi méréseknél ezek elkerülhetetlenek –, míg az alacsonyabb fokúak lényeges információkat hagyhatnak figyelmen kívül. Korábbi kutatásaimban igen hatékonynak bizonyult egy Legendre-polinomokból felépített bázisfüggvényekkel végzett közelítő eljárás alkalmazása, amelyet a hibanégyzetek minimalizálásával illesztettem a közelítendő pontokra [4]. Ezt a módszert széles körben alkalmazzák a végelelemes számításoknál [75]. A Legendre-polinomok $[-1, 1]$ intervallumon való ortogonalitása következtében a függvényekkel végzett matematikai műveletek viszonylag leegyszerűsödnek. További előny, hogy a közelítés javítása egy magasabb fokszámú tag hozzáadásával nem változtatja meg a korábban kiszámított együtthatókat [54]. Lényeges szempont még, hogy a magasabb fokszámú általános polinomokkal szemben, az ortogonális polinomok fokszámának növelése nem rontja – a későbbiekben számításra kerülő – M mátrix kondicionáltságát.

A polinom fokszámának megválasztása tekintetében figyelembe kell venni a közelítendő pontok számát. A különböző biztonsági szelepeknél a teljes elmozdulás tartományon eltérő számú mérési sorozatot végezhetünk, ezért a várható mérési szám (n) és a gyakorlatban előforduló

felhajtóerő-függvények jellegének figyelembevételével a polinomok fokszámát $p=8$ -ra választottam.

A következőkben a közelítő függvény meghatározásának összefüggéseit ismertetem.

Elsőként vezessük be az elmozdulás tartomány alábbi lineáris transzformációját:

$$F_f(y) \rightarrow \tilde{F}_f(\xi): \quad y \in [0, y_{\max}] \rightarrow \xi \in [-1, 1], \text{ ahol} \\ \xi = \frac{2y}{y_{\max}} - 1. \quad (3.64)$$

Az inverz lineáris transzformáció

$$y(\xi) = \frac{y_{\max}}{2} (\xi + 1) \quad (3.65)$$

alakban írható fel. A transzformált felhajtóerő függvényt

$$\tilde{F}_f = q_1 \tilde{N}_1(\xi) + q_2 \tilde{N}_2(\xi) + \dots + q_{p+1} \tilde{N}_{p+1}(\xi), \quad (3.66)$$

formában keressük. Vezessük be az

$$\underline{\tilde{N}} = \begin{bmatrix} \tilde{N}_1 \\ \tilde{N}_2 \\ \vdots \\ \tilde{N}_{p+1} \end{bmatrix}, \text{ és a } \underline{q} = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \vdots \\ q_{p+1} \end{bmatrix} \quad (3.67)$$

jelöléseket, ahol $\underline{\tilde{N}}$ az approximációs függvényeket tartalmazó, egyváltozós esetben vektorra fajult mátrix, $\underline{q}$ az ismeretlen együtthatókat magában foglaló vektor. Ekkor a transzformált felhajtóerő függvény

$$\tilde{F}_f(\xi) = \underline{\tilde{N}}(\xi) \underline{q} \quad (3.68)$$

alakban adható meg. Az approximációs vektor elemeit

$$\tilde{N}_1(\xi) = \frac{1-\xi}{2}, \\ \tilde{N}_2(\xi) = \frac{1+\xi}{2}, \\ \tilde{N}_j(\xi) = \Phi_{j-1}(\xi), \quad j=3, 4, \dots, p+1 \quad (3.69)$$

összefüggések szerint számítjuk, ahol

$$\Phi_j(\xi) = \frac{1}{\sqrt{2(2j-1)}} (P_{j+1}(\xi) - P_{j-1}(\xi)), \quad j=2, 3, \dots, p, \quad (3.70)$$

P_j pedig a $[-1, 1]$ intervallumon értelmezett Legendre polinomok, amelyeket a Bonnet-féle rekurziós képlet [75] segítségével

$$P_{j+1}(\xi) = \frac{1}{j+1} [(2j+1)\xi P_j(\xi) - jP_{j-1}(\xi)], \quad j=2, 3, \dots, p \quad (3.71)$$

formában határoztam meg. A Legendre-polinomok és az approximációs vektor számításának eredményei a III. függelékben találhatók meg.

A következőkben írjuk elő, hogy a mért és a közelített függvény közötti eltérések négyzetének integrálja legyen minimális. Az integrált

$$I(\underline{q}) = \int_{-1}^1 (\tilde{F}_f(\xi) - \tilde{F}_{fm}(\xi))^2 d\xi \quad (3.72)$$

formában írjuk fel, majd végezzük el a négyzetre emelést és helyettesítsük (3.68) szerint a közelítő függvényt az összefüggésbe:

$$\begin{aligned}
I(\underline{q}) &= \int_{-1}^1 [\tilde{F}_f^2(\xi) - 2\tilde{F}_f(\xi)\tilde{F}_{fm}(\xi) + \tilde{F}_{fm}^2(\xi)] d\xi = \\
&= \underline{q}^T \int_{-1}^1 \tilde{N}^T(\xi)\tilde{N}(\xi) d\xi \underline{q} - 2\underline{q}^T \int_{-1}^1 \tilde{N}^T(\xi)\tilde{F}_{fm}(\xi) d\xi + \int_{-1}^1 \tilde{F}_{fm}^2(\xi) d\xi.
\end{aligned} \quad (3.73)$$

Vezessük be az

$$\begin{aligned}
\underline{\underline{M}} &= \int_{-1}^1 \tilde{N}^T(\xi)\tilde{N}(\xi) d\xi, \quad \underline{h} = \int_{-1}^1 \tilde{N}^T(\xi)\tilde{F}_{fm}(\xi) d\xi \\
C &= \int_{-1}^1 \tilde{F}_{fm}^2(\xi) d\xi = const.
\end{aligned} \quad (3.74)$$

jelöléseket, amelyekkel a (3.73) egyenlet

$$I(\underline{q}) = \underline{q}^T \underline{\underline{M}} \underline{q} - 2\underline{q}^T \underline{h} + C, \quad (3.75)$$

vagy indexes formában

$$I(\underline{q}) = \sum_{i=1}^{p+1} \sum_{j=1}^{p+1} M_{ij} q_i q_j - 2 \sum_{i=1}^{p+1} h_i q_i + C \quad (3.76)$$

alakban írható.

A szakirodalom a (3.74) integrálok numerikus számítására számos lehetőséget ajánl. Ezek nagy része a $[-1,1]$ integrálási tartományt véges számú résztartományra bontva, azok határain a függvényértékeket súlyfaktorokkal szorozva, majd összegezve adja az integrál értékét. A fenti integrálok számítására a

$$\int_{-1}^1 \tilde{N}^T(\xi)\tilde{N}(\xi) d\xi = \sum_{i=1}^{N_{GL}} W_i \tilde{N}^T(\xi_i)\tilde{N}(\xi_i), \quad (3.77)$$

$$\int_{-1}^1 \tilde{N}^T(\xi)\tilde{F}_{fm}(\xi) d\xi = \sum_{i=1}^{N_{GL}} W_i \tilde{N}^T(\xi_i)\tilde{F}_{fm}(\xi_i) \quad (3.78)$$

Gauss-Lobatto kvadrátúraformulát alkalmaztam [75], ahol az integrálás koordinátáit és a súlyfaktorokat a 3.5. táblázat mutatja.

$\pm\xi_i$	W_i
0,00000 00000 00000	0,37151 92743 76417
0,36311 74638 26178	0,34642 85109 73046
0,67718 62795 10738	0,27453 87125 00162
0,89975 79954 11460	0,16549 53615 60805
1,00000 00000 00000	0,02777 77777 77778

3.5. táblázat A Gauss-Lobatto integrálás koordinátái és súlyfaktorai

A Gauss-Lobatto kvadrátúraformula alkalmazásának előnye, hogy ezzel a módszerrel elvégezve az integrálást, a közelítő eljárás a tartomány határain a közelítendő pontok értékeit adja vissza. Esetünkben ez igen lényeges szempont, mivel a felhajtóerő-függvény első számított pontja a biztonsági szelep működésének leglényegesebb folyamatát, a nyitás pillanatában fennálló erőviszonyokat határozza meg.

A közelítés hibanégyzetének minimumának szükséges feltétele az I integrál első deriváltjának zérus volta

$$\frac{\partial I}{\partial q_i} = 0 = 2\underline{M}q - 2\underline{h}, \quad (3.79)$$

amelyből az M mátrix inverzét képezve az ismeretlen együtthatók vektora

$$\underline{q} = \underline{M}^{-1} \underline{h} \quad (3.80)$$

módon számítható. A Legendre-polinomok ortogonalitása következtében a $((p+1) \times (p+1))$ méretű M mátrix jó kondicionáltságú, ezért invertálása magasabb fokszám esetén sem okoz pontatlanságot.

A kapott q együtthatóvektort a (3.68) egyenletbe helyettesítve számítható a közelített-transzformált felhajtóerő-függvény. Mivel a mechanikai modell mozgásegyenletében a felhajtóerőt a valódi szeleptányér-elmozdulás függvényében értelmeztük, alkalmaznunk kell a (3.65) inverz lineáris transzformációt. A mátrixműveletek elvégzése után, a tagokat az elmozdulás koordináta hatványai szerint csoportosítva a közelített felhajtóerőre az

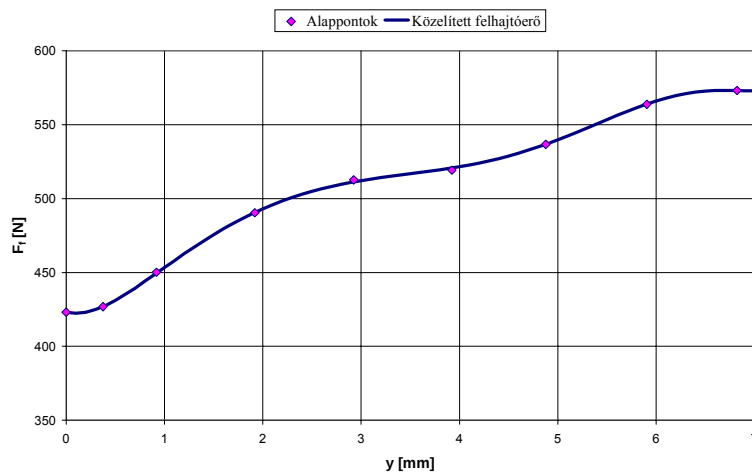
$$F_f(y) = \sum_{i=1}^{p+1} c_i y^{i-1} \quad (3.81)$$

alakú kifejezést kapjuk. A számítás részletei a III. függelékben találhatók.

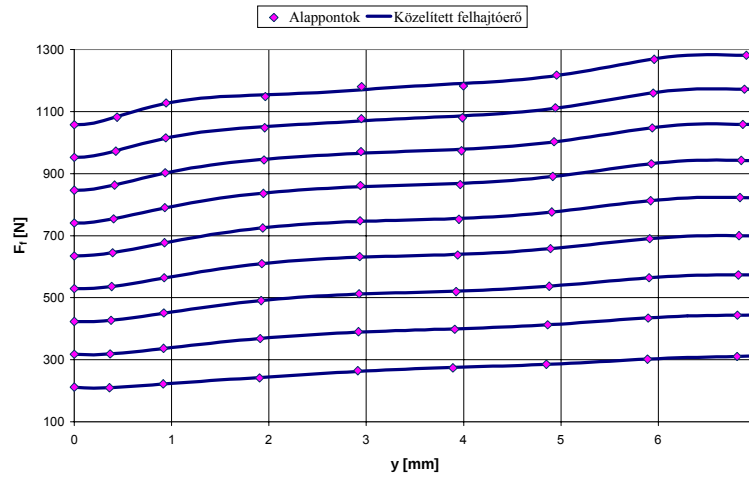
3.2.3.3. Számítási eredmények, értékelés

A felhajtóerő-függvény meghatározására egy számítógépes eljárást készítettem, amely szerves részét képezi a biztonsági szelep működését szimuláló számítógépes programnak. Az eljárás bemenő paramétere a p_B mérőtartály nyomása, valamint a főprogram globális változói (geometriai adatok, kezdeti paraméterek). Az eljárás eredményként a (3.81) összefüggés c_i együttható vektorát szolgáltatja, amelyből az elmozdulástartomány tetszőleges elmozdulás értékénél a felhajtóerő nagysága számítható.

A következőkben egy futtatás eredményeit mutatom be. A 3.23. ábra $p_B=4 \text{ bar}_i$ mérőtartály nyomáson mutatja a vizsgált biztonsági szelepre jellemző mért-számított alappontokat és a közelített felhajtóerő-függvényt. A 3.24. ábrán $p_B=2-10 \text{ bar}_i$ nyomástartományon 1 bar_i lépésközzel a közelített felhajtóerő-függvények láthatók.



3.23. ábra Közelített felhajtóerő-függvény az alappontokkal $p_B=4 \text{ bar}_i$ nyomáson



3.24. ábra Közeltett felhajtóerő-függvények az alappontokkal $p_B=2-10$ bar_i nyomásokon

A közelített görbék alappontokra való illeszkedésének jóságát a következő dimenziótlan statisztikai jelzőszámokkal határoztam meg [61, 86]:

⇒ abszolút eltérések átlaga az átlagos felhajtóerőhöz viszonyítva:

$$\frac{E_{\text{átl}}}{F_{f,\text{átl}}} = \frac{\sum_{i=1}^{n+1} |F_{fm,i} - F_{f,i}|}{n+1} \cdot \frac{l}{F_{f,\text{átl}}} \quad [-], \quad (3.82)$$

⇒ legnagyobb abszolút eltérés az átlagos felhajtóerőhöz viszonyítva:

$$\frac{E_{\text{max}}}{F_{f,\text{átl}}} = \max_{i=1 \rightarrow n+1} \left\{ |F_{fm,i} - F_{f,i}| \right\} \cdot \frac{l}{F_{f,\text{átl}}} \quad [-], \quad (3.83)$$

⇒ korrigált empirikus szórás az átlagos felhajtóerőhöz viszonyítva:

$$\frac{\sigma}{F_{f,\text{átl}}} = \frac{l}{F_{f,\text{átl}}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{n+1} |F_{fm,i} - F_{f,i}|^2} \quad [-], \quad (3.84)$$

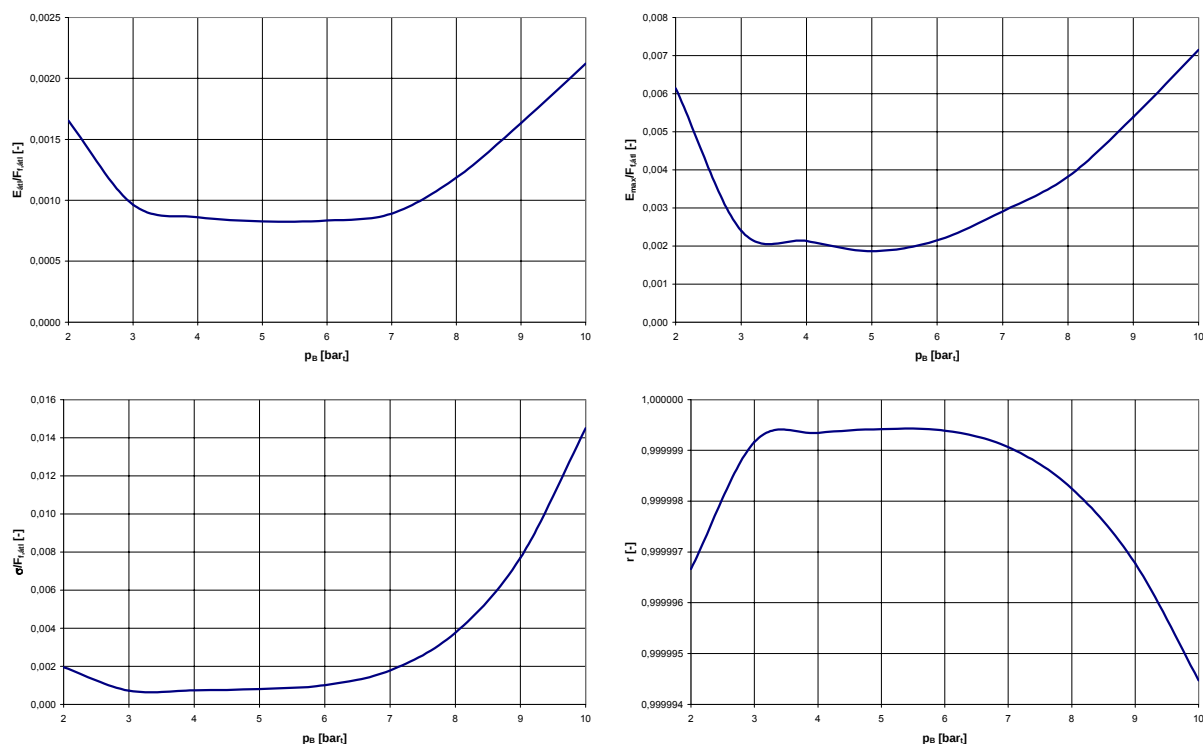
⇒ korrelációs együttható:

$$r = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^{n+1} (F_{fm,i} - F_{f,i})^2}{\sum_{i=1}^{n+1} \left(F_{fm,i} - \frac{1}{n+1} \sum_{i=1}^{n+1} F_{fm,i} \right)^2}}. \quad (3.85)$$

Sorsz.	p_B [bar _i]	$F_{f,\text{átl}}$ [N]	$E_{\text{átl}}/F_{f,\text{átl}}$ [-]	$E_{\text{max}}/F_{f,\text{átl}}$ [-]	$\sigma/F_{f,\text{átl}}$ [-]	r [-]
1	2,0	254,89	0,00165	0,00614	0,0019521	0,99999667
2	3,0	376,37	0,00096	0,00240	0,0007165	0,99999917
3	4,0	495,62	0,00086	0,00213	0,0007402	0,99999934
4	5,0	612,64	0,00083	0,00186	0,0008095	0,99999942
5	6,0	727,41	0,00083	0,00215	0,0010061	0,99999939
6	7,0	839,95	0,00089	0,00291	0,0017832	0,99999906
7	8,0	950,25	0,00119	0,00382	0,0037634	0,99999825
8	9,0	1058,32	0,00163	0,00539	0,0077008	0,99999678
9	10,0	1164,15	0,00212	0,00715	0,0144954	0,99999447

3.6. táblázat A közelített felhajtóerő-függvények illeszkedésének jelzőszámai

A 3.24. ábrán bemutatott különböző nyomású görbékhez tartozó jelzőszámok értékei a 3.6. táblázatban, ábrázolásuk a 3.25 a-d. ábrákon látható.



3.25-a, b, c, d. ábra A közelített felhajtóerő-függvények illeszkedésének jelzőszámai

A közelített függvények számított-mért alappontokra való illeszkedése a jelzőszámok tükrében a műszaki gyakorlat szempontjából igen jónak mondható. Az illeszkedés szorosságát jelző korrelációs index nagyobb nyomásoknál tapasztalható legkisebb értéke is csak a hatodik tizedes jegyben tér el a maximális értéktől. Az átlagos felhajtóerőre vetített átlagos és maximális eltérések a legnagyobb nyomáson sem haladják meg a 0,0025, illetve a 0,0075 értéket.

A vizsgált nyomástartomány alsó és felső részében az eltérések és a szórás értéke nő, a korreláció szorossága csökken. A közelítés legpontosabb része a 3-7 bar_t nyomástartományban található, amely éppen a vizsgált biztonsági szelep működési tartománya.

A kutatás szakaszában több biztonsági szelep típuson és méretsorozaton teszteltem az eljárást [4], és hasonlóan pozitív eredményeket és megbízhatóságot tapasztaltam, azonban ezeket az eredményeket az értekezés keretein belül nem ismertetem.

Összességében megállapítható, hogy a közölt eljárás a műszaki gyakorlatnak megfelelő pontossággal határozza meg a felhajtóerő-függvényt.

Az értekezés e fejezetének célja egy olyan módszer kidolgozása volt, amellyel egy adott biztonsági szelepre jellemző felhajtóerő-függvény számítható oly módon, hogy a meghatározott függvény a biztonsági szelep mechanikai modelljének számítógépes szimulációja során megbízhatóan alkalmazható legyen. A megvalósítás során

- kidolgoztam egy módszert a műszaki gyakorlatban alkalmazott felhajtóerő-mérési eljárással meghatározott diszkrét pontok halmazának számítógépes feldolgozására;

- foglalkoztam a felhajtóerő kezdőpontja számításának problémájával, és megállapítottam, hogy a szakirodalomban fellelhető eltérő megközelítések következtében a probléma további vizsgálata szükséges (további vizsgálatok az 5.2. fejezetben találhatók);
- a mért-számított alappontokat egy 8-ad fokú ortogonális Legendre-polinomokból felépített bázisfüggvényekkel végzett eljárással közelítettem, majd elvégeztem az eljárás számítógépes algoritmizálását;
- a vizsgált biztonsági szelep felhajtóerő-függvényeinek meghatározására számításokat végeztem, és statisztikai jelzőszámokkal kimutattam a közelítés műszaki gyakorlat szempontjából megfelelő pontosságát.

3.2.4. AZ ÜTKÖZÉSI JELENSÉGEK VIZSGÁLATA

A Coulomb súrlódás mellett a biztonsági szelep mozgásegyenletének nemlinearitását okozó másik hatás a biztonsági szelep tányérjának mozgása során jelentkező, a szelepházalékkal, illetve a vezetőtárcsával történő ütközési jelenség. A mechanikai rendszerek ütési, ütközési problémáival az [60, 65] irodalmak foglalkoznak részletesebben. A szilárd ütközés klasszikus elmélete az ütköző testeket szilárdnak, az ütközési folyamatot pedig pillanatnyinak tekinti. Ez az elmélet lehetővé tette az ütközés következményeinek meghatározását, vagyis ezzel kiszámítható az ütköző testek sebességének megváltozása. Az ütközési folyamatra vonatkozó törvényszerűségeket – időtartam, erők és alakváltozások nagysága – a klasszikus elmélet nem tisztázza. A szeleptányér, a szelepház és a vezetőtárcsa rendkívül szerteágazó, konstrukció specifikus kialakíthatósága következtében az ütközési jelenségek leírására feltehetően általános megállapítás nem tehető.

A klasszikus ütközési elmélet értelmében tökéletesen rugalmatlan ütközés esetén az ütköző tömegek egy közös sebességgel haladnak tovább. Amennyiben a nyomástartó berendezésre mereven rögzített biztonsági szelep szelepházának tömege nagyságrendekkel haladja meg a mozgó szeleptányér tömegét, tökéletesen rugalmatlan ütközés játszódik le, a közös sebesség zérus lesz. A tökéletesen rugalmatlan ütközés feltételezése azonban csak megközelítheti a valóságos viszonyokat. Az ütközési folyamatot centrikusnak és részben rugalmasnak tekintve, a folyamatot a becsapódás (v_1) és a visszapattnás (v_2) sebességének viszonyával, a

$$v_2 = -kv_1 \quad (3.86)$$

összefüggéssel jellemezhetjük [65], ahol a negatív előjel azt mutatja, hogy az ütközés előtt a szelepházhoz közeledő tányér az ütközés után távolodni fog.

A korábbiakban már felmerült, hogy a jelenség a szelepházalékkal és a vezetőtárcsával való ütközés során is lejátszódhat. Mivel ezek az elemek geometriájukban, anyagukban és felületi minőségükben is különböznek, feltételezhető, hogy a folyamatot jellemző ütközési tényező is eltérő. Ezért a továbbiakban a szelepházalékkal való ütközés tényezőjét k_{ii} -vel, a vezetőtárcsával való ütközés tényezőjét k_v -vel jelöljük.

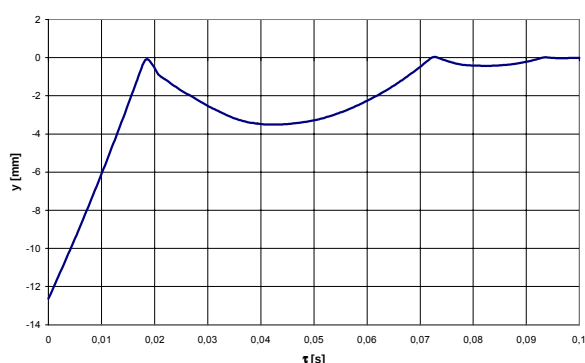
Az ütközési tényezők meghatározására kísérleteket végeztem. A szelepházalékkal való ütközést a biztonsági szelep rugó nélkül összeszerelt állapotában, a II.2. ábra szerinti műszerezettséggel vizsgáltam. A vezetőtárcsával való ütközést – a rezgetővizsgálatnál bemutatott módon –, a szelepház alsó részét eltávolítva, és a szerkezetet 180°-kal függőlegesen elforgatva tanulmányoztam. A kísérletek során a szeleptányért adott mértékben elmozdítva majd magára

hagyva az ütközési jelenség pillanatában v_i sebességgel halad. A sebesség pillanatnyi értékeit – tekintettel a gyorsan lejátszódó folyamatra – nagy mintavételi sebességgel (4800 Hz) rögzített elmozdulás értékekből számítottam a

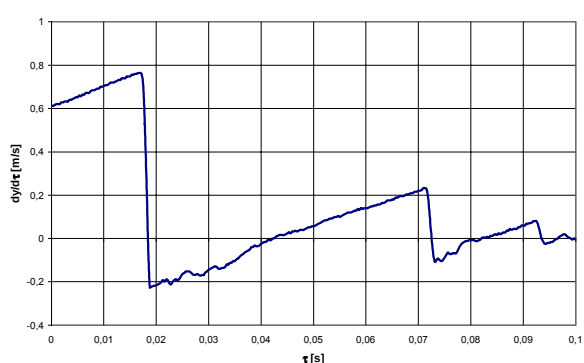
$$v_i = \frac{y_{i+1} - y_i}{4800} \quad (3.87)$$

összefüggés segítségével.

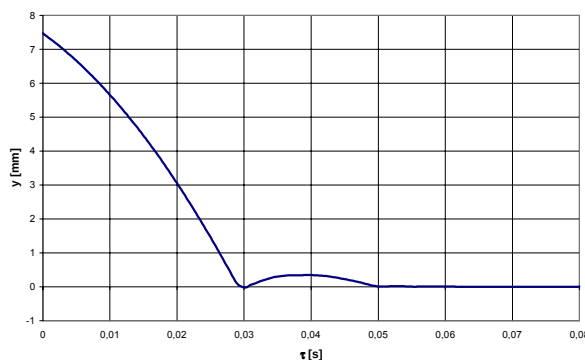
A következőkben a kísérletek eredményeit mutatom be. A 3.26-a,b ábrákon a vezetőtárcsával (I. sorozat), a 3.27-a,b ábrákon a szeleppülékkel (II. sorozat) való ütközés elmozdulás-idő és sebesség-idő diagramja látható.



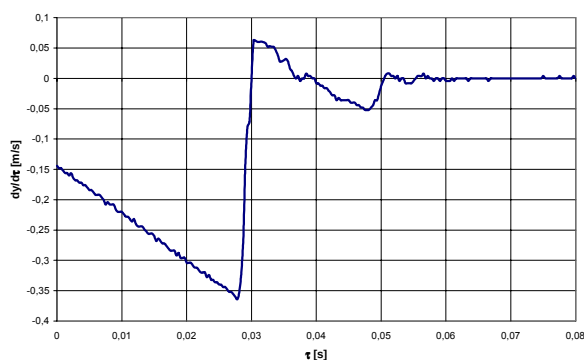
3.26-a. ábra Elmozdulás-idő diagram, I. sorozat



3.26-b. ábra Sebesség-idő diagram, I. sorozat



3.27-a. ábra Elmozdulás-idő diagram, II. sorozat



3.27-b. ábra Sebesség-idő diagram, II. sorozat

További mérési eredmények a VII. függelékben tanulmányozhatók. A 3.7. táblázatban a kísérletsorozat eredményeit foglaltam össze.

Azonosító	v_1 [m/s]	v_2 [m/s]	k_v
I/1	0,760	0,226	0,297
I/2	0,544	0,165	0,303
I/3	0,560	0,171	0,305
I/4	0,528	0,153	0,289
I/5	0,204	0,064	0,313
I/6	0,188	0,058	0,309
I/7	0,642	0,182	0,283
I/8	0,563	0,163	0,289
I/9	0,244	0,074	0,303
I/10	0,402	0,116	0,289
Átlag			0,298

Azonosító	v_1 [m/s]	v_2 [m/s]	k_u
II/1	0,360	0,062	0,172
II/2	0,352	0,060	0,170
II/3	0,312	0,054	0,173
II/4	0,396	0,071	0,179
II/5	0,344	0,062	0,180
II/6	0,356	0,059	0,166
II/7	0,302	0,052	0,172
II/8	0,382	0,067	0,175
Átlag			0,173

3.7. táblázat Az ütközési kísérletek eredményei

A kísérletek elvégzése után megállapítható, hogy a két határhelyzetre jellemző ütközési tényező nagysága a becsapódás sebességétől független, külön-külön egységes értéket mutat.

Az eredmények alapján a szimulációs számításoknál alkalmazandó ütközési tényezőket

$$k_H=0,173, \text{ illetve } k_V=0,298$$

értékben határoztam meg.

Fontosnak tartom megjegyezni, hogy a Tudományos előzmények c. fejezetben említett SINGH (EPRI) [72], az alkalmazott ütközési tényező értékét mindkét határhelyzetben 0,01-re választotta, amely két nagyságrenddel kisebb a fejezetben meghatározott értéknél (a szerző ugyanakkor közölte, hogy ezirányban nem végzett kísérleteket).

Összességében megállapítható, hogy a fenti módszer alkalmas az ütközési tényezők meghatározására, a biztonsági szelep működésének szimulációs vizsgálatánál (5. fejezet) a kérdés további tárgyalására kerül sor.

Az értekezés e fejezetének célja a biztonsági szelep szeleptányérjának mozgása során bekövetkező ütközési jelenségek vizsgálata, az ütközési tényezők meghatározása volt. E cél elérése érdekében

- kidolgoztam egy kísérleti módszert, amellyel a biztonsági szelep megfelelő átalakítását követő szeleptányér elmozdulásának mérésével, majd a mérési eredmények feldolgozásával az ütközési jelenségek leírhatók, az ütközési tényezők értékei meghatározhatók;
- az elvégzett kísérletek alapján igazoltam azt a hipotézist, amely szerint centrikus, részben rugalmas ütközés esetén az ütközési tényező nem függ a becsapódás sebességétől.

3.3. A MOZGÁSEGYENLET MEGOLDÁSA

A 3.1. és 3.2. fejezetben a mechanikai modell megalkotását, elemei dinamikai jellemzőinek (tömeg, rugóállandó, csillapítás, gerjesztés) meghatározását tárgyaltam. A modell tényleges vizsgálata csak a mozgásegyenlet megoldását követően kezdődhet meg. A (3.1) mozgásegyenlet, figyelembe véve a (3.2), (3.13), (3.14), (3.47) és (3.83) összefüggéseket

$$\ddot{y} = f(\tau, y, \dot{y}) = \frac{u(\tau, y, \dot{y}) + F_s}{m} \begin{cases} \dot{y} > 0 \text{ esetén } F_s = -S \\ \dot{y} < 0 \text{ esetén } F_s = +S \end{cases}, \quad (3.88)$$

adható meg, ahol

$$u(\tau, y, \dot{y}) = -\frac{l}{c}(y + y_0) - r\dot{y} - m_0 g + F_f(p_B, y) \quad (3.89)$$

formában írható fel.

A mechanikai modell gerjesztését – a felhajtóerőn keresztül megjelenő – mérőtartály nyomása (p_B) adja, amelynek meghatározásához a nyomástartó rendszer vizsgálatára is szükség van. A nyomástartó rendszert leíró modellegyenletek megoldásánál, a biztonsági szelepen keresztül elvezetett anyagmennyiség számításakor viszont – amint azt a 4. fejezetben látni fogjuk – ismernünk kell a szeleptányér elmozdulását. E megállapítások értelmében a mechanikai és

áramlástanai modell egyenletei a mérőtartály nyomásán, és a szeleptányér elmozdulásán keresztül összefüggnek, így azok csak szimultán oldhatók meg.

A mozgásegyenlet megoldását tekintve kijelenthető, hogy a felhajtóerő magasabbfokú polinom formájában történő közelítése következtében a másodrendű differenciálegyenlet analitikus megoldásának előállítása nem lehetséges, ezért numerikus megoldást kell keresni. Másodrendű differenciálegyenlet megoldására a szakirodalom több módszert is ajánl. A feladat igényeinek ismeretében olyan módszert kerestem, amely

- önállóan elindítható, nem szükséges speciális kezdőpont választás,
- programozása egyszerű,
- az időlépték lépésenként tetszőlegesen változtatható (nagyobb pontosságra, így csökkentett időléptékre van szükség a szélső helyzetek közelében, ahol az ütközési jelenséget kell felismerni ($y_i = y_{max}$, ill. $y_i = 0$), valamint a megállás környezetében ($\dot{y}_i = 0$), míg nagyobb időlépték választható a közbenső helyeken, ezzel a számítás időigénye csökkenthető).

A fenti igényeknek megfelelően a differenciálegyenlet megoldására a **negyedrendű Runge-Kutta módszert** választottam. A szakirodalom szerint a módszernek hátrányai vannak az ugyancsak negyedrendű prediktor-korrektor módszerrel szemben, mint

- a pontosság,
- a lépésenként bevitt hiba becslésének nehézségei,
- a függvényérték helyettesítési értékének minden lépésben négyszeri, míg a másik esetben csak kétszeri kiszámítása (ez annyit jelent, hogy a prediktor-korrektor módszer azonos időlépték esetén kb. kétszer gyorsabb),

ugyanakkor a változtatható lépésközzel történő számíthatóság következtében a választott módszerrel dolgoztam [66]. A következőkben a numerikus számítás algoritmusát mutatom be, a módszer hibaelemzésével az értekezés keretein belül nem foglalkozom.

A megoldandó differenciálegyenlet általános alakja valamint a kezdeti feltételek a következők:

$$\ddot{y} = f(\tau, y, \dot{y}), \quad y(\tau_0) = y_0, \quad \dot{y}(\tau_0) = \dot{y}_0. \quad (3.90)$$

A k -edik lépésben – a lépésre jellemző h_k időlépték, valamint a k -*1*-edik lépés eredményeinek ismeretében – az idő, az elmozdulás és a sebesség számított értékei

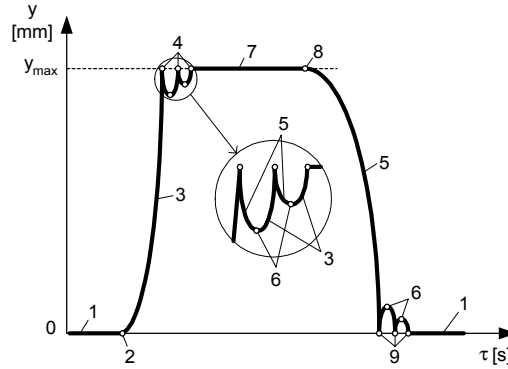
$$\begin{aligned} \tau_k &= \tau_{k-1} + h_k, \\ y_k &= y_{k-1} + \dot{y}_{k-1} h_k + \frac{1}{6} (k_1 + k_2 + k_3) h_k, \\ \dot{y}_k &= \dot{y}_{k-1} + \frac{1}{6} (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \end{aligned} \quad (3.91)$$

alakban írhatók fel, ahol a képletekben szereplő konstansok

$$\begin{aligned} k_1 &= f(\tau_{k-1}, y_{k-1}, \dot{y}_{k-1}) h_k, \\ k_2 &= f\left(\tau_{k-1} + \frac{h_k}{2}, y_{k-1} + \dot{y}_{k-1} \frac{h_k}{2}, \dot{y}_{k-1} + \frac{k_1}{2}\right) h_k, \\ k_3 &= f\left(\tau_{k-1} + \frac{h_k}{2}, y_{k-1} + \dot{y}_{k-1} \frac{h_k}{2} + k_1 \frac{h_k}{2}, \dot{y}_{k-1} + \frac{k_2}{2}\right) h_k, \\ k_4 &= f(\tau_{k-1} + h_k, y_{k-1} + \dot{y}_{k-1} h_k + k_2 \frac{h_k}{2}, \dot{y}_{k-1} + k_3) h_k \end{aligned} \quad (3.92)$$

összefüggések szerint számíthatók [66].

A szeleptányér elmozdulását a szeleplék (alsó határhelyzet, $y=0$) és vezetőtárcsa (felső határhelyzet, $y=y_{max}$) korlátozza, mozgásra csak e két határhelyzet között kerülhet sor. A következőkben tekintsük át azokat a helyzeteket, folyamatokat, amelyek a biztonsági szelep működése során előfordulhatnak (az irányokat a 3.1. ábrán bemutatott módon értelmezzük). A 3.28. ábrán egy lehetséges működési folyamat szeleptányér elmozdulás - idő diagramja és a működés jellegzetes szakaszai láthatók.



3.28. ábra Biztonsági szelep működési folyamata

1. **Nyugalomban lévő szeleptányér az alsó határhelyzetben.** Nyugvó szeleptányérra a fejezetben tárgyalt erők eredőjével azonos nagyságú, de ellentétes irányú, a szeleplékről átadódó támasztóerő ($F_{Tü}$) hat. A szeleptányér mindaddig nyugalomban marad, amíg a támasztóerő iránya pozitív:

$$y = 0, \quad \dot{y} = 0,$$

$$F_{Tü} = \frac{l}{c} y_0 + S + m_{\bar{o}} g - F_f(p_B, y = 0) \geq 0. \quad (3.93)$$

2. **A nyitás pillanata.** Az előző nyugalmi állapot határhelyzete a nyitás pillanata. A védendő tartály nyomása megegyezik a beállított nyitónyomás értékével. A szeleptányérra ható támasztóerő zérus:

$$y = 0, \quad \dot{y} = 0,$$

$$F_{Tü} = \frac{l}{c} y_0 + S + m_{\bar{o}} g - F_f(p_n, y = 0) = 0. \quad (3.94)$$

3. **A szeleptányér felfelé irányuló mozgása.** A szeleptányér mozgását a pozitív sebességnél értelmezett mozgásegyenlet írja le.

$$y = \frac{u(\tau, y, \dot{y}) - S}{m} \quad (3.95)$$

4. **Ütközési jelenség a vezetőtárcsával.** Az ütközést akkor értelmezzük, ha a számított elmozdulás a maximális elmozdulás ε_l környezetébe kerül (i -vel jelöljük a becsapódás észlelésének állapotát, $i+1$ -el az ezt következő helyzetet):

$$y_{max} - \varepsilon_l \leq y_i \leq y_{max} + \varepsilon_l \quad (3.96)$$

Az ütközést követően a mozgásegyenlet új kezdeti feltételei

$$\tau_{i+1} = \tau_i, \quad y_{i+1} = y_i = y_{max}, \quad \dot{y}_{i+1} = -k_v \dot{y}_i, \quad (3.97)$$

az alkalmazott mozgásegyenlet (lefelé indulás)

$$\ddot{y} = \frac{u(\tau, y, \dot{y}) + S}{m} \quad (3.98)$$

formában írható fel.

5. **A szeleptányér lefelé irányuló mozgása.** A szeleptányér mozgását a negatív sebességnél értelmezett (3.94) mozgásegyenlet írja le:

$$\dot{y} < 0, \quad \ddot{y} = \frac{u(\tau, y, \dot{y}) + S}{m}. \quad (3.99)$$

6. **Mozgása közben – nem ütközés következtében – megálló szeleptányér újraindulása.** A szeleptányér megállását akkor értelmezzük, ha a sebesség a zérus érték ε_2 környezetébe kerül:

$$|\dot{y}_i| \leq \varepsilon_2. \quad (3.100)$$

A megállást követően a mozgásegyenlet új kezdeti feltételei

$$\tau_{i+1} = \tau_i + \Delta\tau, \quad y_{i+1} = y_i, \quad \dot{y}_{i+1} = \dot{y}_i = 0, \quad (3.101)$$

Az újraindulás feltételei:

ha $u(\tau, y, \dot{y}) > S$, akkor $F_S = -S$ (felfelé mozdul),

ha $u(\tau, y, \dot{y}) < S$, akkor $F_S = +S$ (lefelé mozdul). (3.102)

7. **Nyugalomban lévő szeleptányér a felső határhelyzetben.** Nyugvó szeleptányérra a fejezetben tárgyalt erők eredőjével azonos nagyságú, de ellentétes irányú, a vezetőtárcsáról átadódó támasztó erő (F_{Tv}) hat. A szeleptányér mindaddig nyugalomban marad, amíg a támasztóerő iránya negatív:

$$y = y_{max}, \quad \dot{y} = 0,$$

$$F_{Tv} = \frac{1}{c}(y_{max} + y_0) - S + m_{\delta}g - F_f(p_B, y = y_{max}) \leq 0. \quad (3.103)$$

8. **A zárás kezdetének pillanata.** Az előző nyugalmi állapot határhelyzete a zárás pillanata. A védendő tartály nyomása megegyezik a zárónyomás értékével. A szeleptányérra ható erők eredője zérus:

$$y = y_{max}, \quad \dot{y} = 0,$$

$$F_{Tv} = \frac{1}{c}(y_{max} + y_0) - S + m_{\delta}g - F_f(p_z, y = y_{max}) = 0. \quad (3.104)$$

9. **Ütközési jelenség a szeleptányérrel.** Az ütközés feltétele, hogy a számított elmozdulás a zérus érték ε_l környezetébe kerüljön:

$$|y_i| \leq \varepsilon_l \quad (3.105)$$

Az ütközést követően a mozgásegyenlet új kezdeti feltételei

$$\tau_{i+1} = \tau_i, \quad y_{i+1} = y_i = 0, \quad \dot{y}_{i+1} = -k_v \dot{y}_i, \quad (3.106)$$

az alkalmazott mozgásegyenlet (felfelé indulás)

$$\ddot{y} = \frac{u(\tau, y, \dot{y}) - S}{m} \quad (3.107)$$

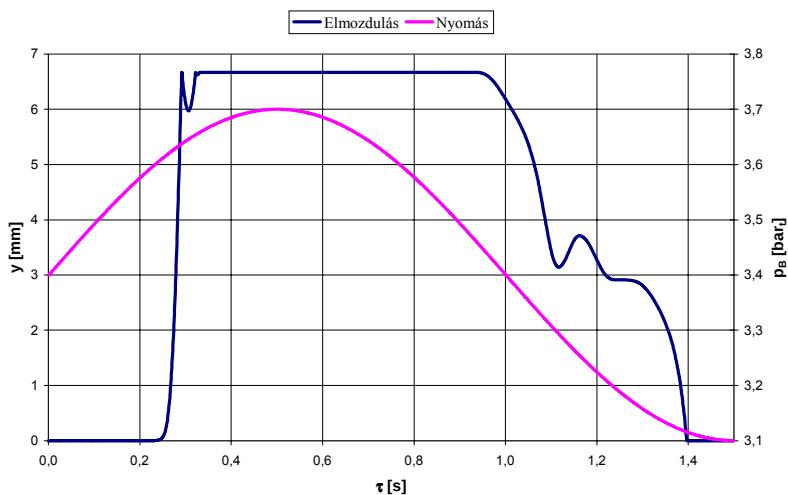
formában írható fel.

A mozgásegyenlet megoldására számítógépes eljárást dolgoztam ki, amely a biztonsági szelep szimulációs programjának szerves részét képezi. Az eljárás folyamatábrája az V. függelékben található. A számítások eredményeinek – elmozdulás, sebesség, gyorsulás – rögzítése adatfájlok, megjelenítése diagramok formájában történik.

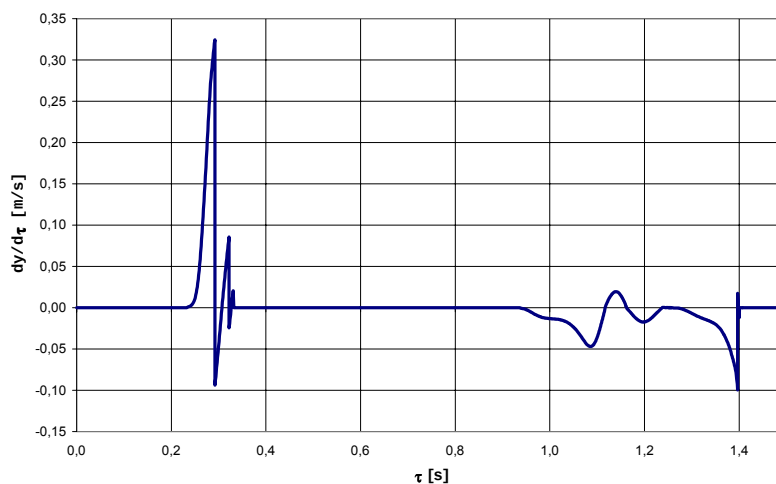
A számítások bemutatására a rendszer gerjesztését, az áramlástani egyenletek hiányában egy – a lefűvási nyomásváltozási folyamathoz hasonló – fiktív matematikai függvény adja:

$$p_B = 3.4 + 3 \sin(\tau\pi) \quad [\text{bar}_t] \quad (3.109)$$

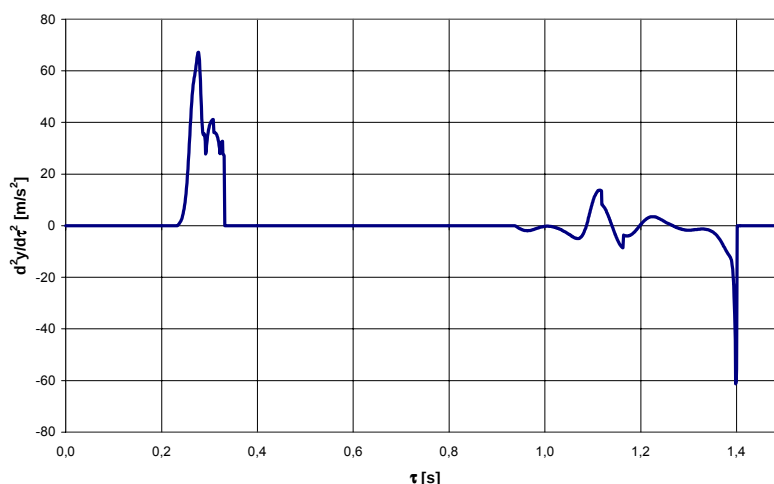
A biztonsági szelep nyitónyomása $p_n=3,6 \text{ bar}_t$, a szimuláció további paraméterei – tömegek, geometriai adatok, stb. – megegyeznek a valós biztonsági szelep jellemzőivel, valamint a mechanikai modell vizsgálatánál meghatározott értékekkel. A következő ábrákon a számítás eredményei láthatók. A 3.29. ábrán a mérőtartály nyomása és a szeleptányér elmozdulása látható az idő függvényében. A 3.30-31. ábrák a szeleptányér elmozdulását és gyorsulását mutatják az idő függvényében. A 3.32. ábrán a szeleptányér sebessége az elmozdulás függvényében ábrázolva látható.



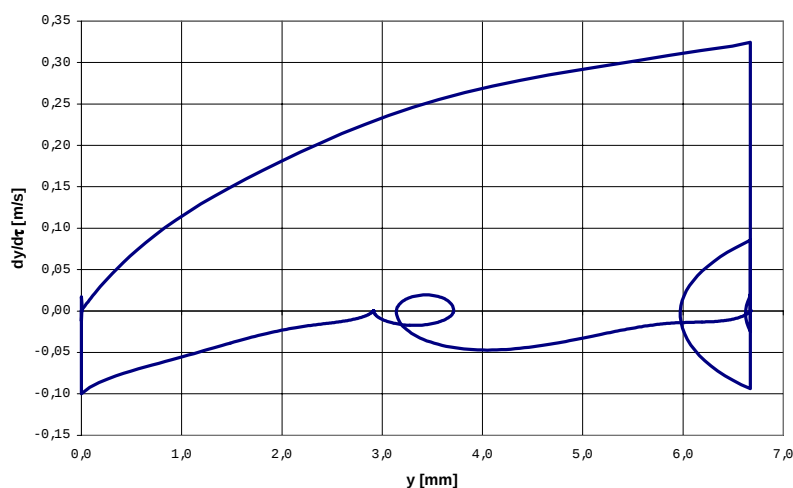
3.29. ábra Nyomásterhelés és számított szeleptányér elmozdulás az idő függvényében



3.30. ábra Számított szeleptányér sebesség az idő függvényében



3.31. ábra Számított szeleptányér gyorsulás az idő függvényében



3.32. ábra Számított szeleptányér sebesség az elmozdulás függvényében

A számítások eredményeiből jól láthatók a szeleptányér mozgásának tárgyalt szakaszai. A 3.29. ábrán megfigyelhető a felhajtóerő jellegéből adódó nyitó- és zárónyomás különbsége ($p_n=3,6 \text{ bar}$, $p_z=3,46 \text{ bar}$), és a csillapítás és súrlódás hatására jelentkező, zárás közben fellépő lengések „elhúzódása”. A sebesség és gyorsulásvázlatból látható a Coulomb-féle súrlódás hatása, amely a gyorsulásvázlat szakadását okozza. A sebességi ábrákon az ütközési tényezők mértéke tanulmányozható.

A mechanikai modell további vizsgálatára, az eredmények kísérletekkel való összevetésére, a nyomástartó rendszer áramlástani modelljének megoldását követően az 5.2. fejezetben kerül sor, ahol a modellek szimulációs és kísérleti vizsgálatát tárgyalom.

A fejezetben célom volt a biztonsági szelep mechanikai modelljének előzőekben meghatározott elemeinek ismeretében a mozgásegyenlet számítása. A feladat megoldása során

- felírtam a szeleptányér mozgásegyenletét, és numerikus módszert választottam a másodrendű differenciálegyenlet megoldására;
- áttekintettem a működés során előforduló folyamatokat és állapotokat, tárgyaltam a határhelyzetek – ütközés, megállás, elindulás – felismerésének feltételeit;

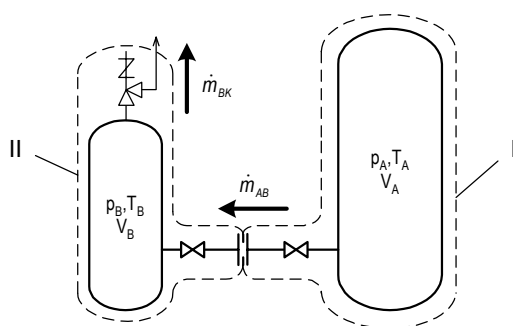
- a biztonsági szelep szimulációs programjának részeként számítógépes eljárást dolgoztam ki, amellyel a mozgásegyenlet a határhelyzetek kezdeti feltételeinek ismeretében megoldható.

4. A NYOMÁSTARTÓ RENDSZER ÁRAMLÁSTANI MODELLJÉNEK VIZSGÁLATA

4.1. ELŐZETES MEGFONTOLÁSOK

A Bevezetésben megfogalmazottak értelmében áramlástan vizsgálataim célja a biztonsági szelep működését „vezérlő” nyomástartó rendszerben végbemenő változásokat leíró olyan eljárás kidolgozása, amely – kísérleti mérésekkel igazolva – a valóságos viszonyok modellezésére biztonsággal alkalmazható, megfelelő alapot biztosítva ezzel az értekezés fő célkitűzését jelentő biztonsági szelep mechanikai modelljének vizsgálatára.

A vizsgált nyomástartó rendszer egyszerűsített vázlata a 4.1. ábrán látható, a rendszerben kialakuló tömegáramok feltüntetésével. A rendszer részletes vázlata és összetevőinek jellemzői a II. függelékben tanulmányozható.



4.1. ábra A nyomástartó rendszer vázlata

A tartályokban lévő közegek nyomás- és hőmérsékletváltozása az adott tartályba érkező, ill. onnan távozó anyag mennyiségétől és állapotától függ. A vizsgált nyomástartó rendszert két nyitott rendszerre bontottam (I., II.), amelyek a köztük lévő fojtóelemen és csővezetéken keresztül kapcsolódnak egymáshoz. Az indexes jelölésekben A -val a táptartályban, B -vel a mérőtartályban, K -val a környezetben kialakuló állapotokat jelölöm.

Vizsgálataim során a rendszereket adiabatikusnak, az áramlást súrlódásosnak feltételezem. A következőkben a két, nyitott rendszerben időben lejátszódó nyomás- és hőmérsékletváltozási folyamatok leírását tűzöm ki célul. Az időben végbemenő, adiabatikus rendszerben lezajló változásokat egydimenziós, kvázistacionárius modell segítségével számítom, amely a stacionárius

áramlásra jellemző összefüggéseket, paramétereiket egy megfelelően kicsinyre választott $\Delta\tau$ időtartamra tekinti állandónak. A kvázistacionárius rendszermodell leírásához elengedhetetlen a rendszerbe érkező és abból távozó energiaáramok ismerete. A két tartály közti átáramlást a már említett sűrűlódásos folyamatmodellel, míg a biztonsági szelepen történő átáramlást a szakirodalomban szokásos izentrópikus modellel számítom.

A következőkben elsőként az alkalmazott alapösszefüggéseket és számítási módszereket ismertetem (4.1. fejezet), majd megvizsgálom a nyitott rendszerekben végbemenő állapotváltozásokat (4.2. fejezet). Ezt követően a két tartály állapotának különbségéből adódó, csővezetéken átáramló tömegáram nagyságát és jellemzőit határozom meg, majd kísérleti eredmények felhasználásával vizsgálom az alkalmazott áramlástani modell alkalmazhatóságát (4.3. fejezet). Végül kiszámítom a biztonsági szelepen keresztül elvezetett tömegáram nagyságát (4.4. fejezet).

4.2. ALAPÖSSZEFÜGGÉSEK, SZÁMÍTÁSI MÓDSZEREK

A hőszigetelt, technikai munka nélküli rendszerben áramló, ideális gáznak tekintett közegre, a potenciális energia elhanyagolásával a következő alapegyenletek írhatók fel [27, 29]:

- *Az általános gáztörvény:*

$$\frac{p}{\rho} = RT, \text{ ill. } \frac{dp}{p} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dT}{T} \quad (4.1)$$

- *A kontinuitási egyenlet:*

$$\dot{m} = A \rho w = \text{const.}, \text{ ill. } \frac{d\dot{m}}{\dot{m}} = 0 = \frac{dA}{A} + \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dw}{w}. \quad (4.2)$$

- *Az izentrópikus állapotváltozás összefüggései:*

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \text{const.}, \text{ ill. } \frac{dp}{p} = \kappa \frac{d\rho}{\rho}, \quad (4.3)$$

$$T \rho^{1-\kappa} = \text{const.}, \text{ ill. } \frac{dT}{T} = (\kappa - 1) \frac{d\rho}{\rho}, \quad (4.4)$$

$$T p^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} = \text{const.}, \text{ ill. } \frac{dT}{T} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{dp}{p}. \quad (4.5)$$

- *A politrópikus állapotváltozás összefüggései:*

$$\frac{p}{\rho^n} = \text{const.}, \text{ ill. } \frac{dp}{p} = n \frac{d\rho}{\rho}, \quad (4.6)$$

$$T \rho^{1-n} = \text{const.}, \text{ ill. } \frac{dT}{T} = (n - 1) \frac{d\rho}{\rho}, \quad (4.7)$$

$$T p^{\frac{1-n}{n}} = \text{const.}, \text{ ill. } \frac{dT}{T} = \frac{n - 1}{n} \frac{dp}{p}. \quad (4.8)$$

A politrópikus kitevő egy adott geometria esetén feltételezett állandóságát Szabó [76, 77] műveiben kísérletekkel támasztja alá. A kapott állapotegyenletek konkrét felhasználása előtt meg kell vizsgálni, hogy az állapotváltozás leírásánál milyen nagyságú politrópikus kitevő alkalmazható. Erre a kérdésre csak kísérletek alapján adhatunk választ.

- **A termodinamika I. főtétele** (energiaegyenlet):

$$dh + w dw = dq + dw_{te ch} . \quad (4.9)$$

Ez az egyenlet a már említett egyszerűsítésekkel az alábbi formában írható fel:

$$dh + w dw = 0 , \quad (4.10)$$

amelyből az állandó nyomáson vett fajhőt állandónak tekintve, a következő alakot nyerjük:

$$c_p dT + w dw = 0 . \quad (4.11)$$

A (4.10) differenciális alak integrálása után kapjuk a számításra alkalmas

$$h + \frac{w^2}{2} = const. \quad (4.12)$$

összefüggést. Amennyiben bevezetjük a gáz izentrópikus lefékezéséhez tartozó h_0 nyugalmi entalpiát, amely a

$$h_0 = h + \frac{w^2}{2} \quad (4.13)$$

kifejezés szerint számítható, akkor az energiaegyenlet a

$$h_0 = const. \quad (4.14)$$

formára egyszerűsödik. Az adiabatikus rendszerben áramló közeg nyugalmi entalpiája tehát állandó. Ideális gáz esetében a (4.1), (4.10) és (4.11) összefüggések felhasználásával kapjuk az energiaegyenlet leggyakrabban használt alakjait:

$$\frac{w^2}{2} + c_p T = c_p T_0 = const. \quad (4.15)$$

$$\frac{w^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p}{\rho} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_0}{\rho_0} = const. \quad (4.16)$$

A fejezetben alkalmazott számítások megkönnyítése érdekében, csővezetékben történő áramlás esetén írjuk fel az energiaegyenlet egy módosított alakját, amelyben figyelembe vesszük a kontinuitási egyenletet. Tekintsük az áramlást az i indexű helyen az állapotváltozókkal meghatározottnak. Számítsuk ki az $i+1$ indexű hely paramétereit. Írjuk fel az energiaegyenletet és a kontinuitási egyenletet a jelölt két pont között:

$$c_p T_i + \frac{w_i^2}{2} = c_p T_{i+1} + \frac{w_{i+1}^2}{2} ; \quad \rho_i w_i A_i = \rho_{i+1} w_{i+1} A_{i+1} . \quad (4.17)$$

Az ismeretlen paraméterek meghatározásához alkalmazzuk a kontinuitási egyenletet és az állapotváltozást leíró állapotegyenletet (jelen esetben az általánosan használható politrópikus állapotváltozás állapotegyenletét)

$$w_{i+1}^2 = w_i^2 \left(\frac{A_i}{A_{i+1}} \right)^2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_{i+1}} \right)^2 = w_i^2 \left(\frac{A_i}{A_{i+1}} \right)^2 \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{2}{n_{i,i+1}}} , \quad (4.18)$$

$$T_{i+1} = T_i \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{1-n_{i,i+1}}{n_{i,i+1}}} , \quad (4.19)$$

majd helyettesítsük ezeket az energiaegyenletbe. Rendezés után kapjuk a

$$c_p T_i \left(1 - \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{1-n_{i,i+1}}{n_{i,i+1}}} \right) + \frac{w_i^2}{2} \left(1 - \left(\frac{A_i}{A_{i+1}} \right)^2 \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{2}{n_{i,i+1}}} \right) = 0 , \quad (4.20)$$

vagy más formában felírva, a

$$\frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_i}{\rho_i} \left(1 - \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{1-n_{i,i+1}}{n_{i,i+1}}} \right) + \frac{w_i^2}{2} \left(1 - \left(\frac{A_i}{A_{i+1}} \right)^2 \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{2}{n_{i,i+1}}} \right) = 0 \quad (4.21)$$

összefüggést. Ezek kifejezések alkalmasak a további számításokra, mivel a későbbiekben az áramlástan számításokat iteratív úton, mindig az előző keresztmetszet állapotjelzőinek ismeretében végezzük el.

- **A termodinamika II. főtétele:**

Adiabatus rendszerre érvényes a

$$ds = \frac{1}{T} \left(dh - \frac{dp}{\rho} \right) \geq 0 \quad (4.22)$$

összefüggés. A disszipálódott energia figyelembevételével az I. főtétel zárt és nyitott rendszerekre egyaránt

$$Tds = dq + dj \quad (4.23)$$

alakban írható fel.

- **A csőszűrlődési tényező számítása:**

Tekintsük a szűrlődésos áramlást a cső i indexű helyén az állapotváltozókkal meghatározottnak. Az $i+1$ indexű paraméterek számításához elengedhetetlen a $\lambda_{i,i+1}$ csőszűrlődési tényező ismerete, amelyet a hidraulikailag sima csőre vonatkozó

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{i,i+1}}} = 2 \lg \left(Re \sqrt{\lambda_{i,i+1}} \right) - 0.8 \quad (4.24)$$

összefüggésből [10] Newton-módszerrel számíthatunk (IV. függelék). A csőszűrlődési tényező pontos meghatározása a csőszakasz menti sebesség változása miatt nehézséget jelent. A nyomás és a sebesség csekély változása miatt nem követünk el nagy hibát, ha az i keresztmetszetben kialakuló állapot jellemzői alapján végezzük el a számítást [14]. Mindezek alapján a Reynolds szám

$$Re_i = \frac{w_i D_i \rho_i}{\eta_i} \quad (4.25)$$

A dinamikai viszkozitás Sutherland [40] szerint

$$\eta_i = B \frac{\sqrt{T_i}}{1 + C/T_i} \quad (4.26)$$

módon függ a hőmérséklettől. Levegőre $0 \div 400$ °C hőmérséklettartományban az

$$\eta_i = 15.03 \cdot 10^{-7} \frac{\sqrt{T_i}}{1 + \frac{123.6}{T_i}} \quad \left[\frac{Ns}{m^2} \right], \quad (4.27)$$

kifejezés érvényes, ahol a hőmérséklet $[K]$ -ben helyettesítendő.

Matematikai módszerek a fejezetben tárgyalt összefüggések megoldására [38, 54]:

- **Nemlineáris egyenletek megoldása Newton-módszerrel:**

Tegyük fel, hogy $f: R \rightarrow R$ egyváltozós, nemlineáris, kétszer folytonosan differenciálható függvény. Legyen adott egy $x^{(0)} \in R$ kezdeti közelítés. A módszer lényege,

hogy az $x^{(i)}$ pontban a függvényhez húzott érintő zérushelye megadja a keresett gyök $(i+1)$ -edik közelítését, azaz $x^{(i+1)}$ -et. Az érintő irántangense $f'(x^{(i)})$, egyenlete

$$y - f(x^{(i)}) = f'(x^{(i)})(x - x^{(i)}) \quad (i = 0, 1, \dots). \quad (4.28)$$

Az $y=0$ egyenlet megoldása

$$x^{(i+1)} = x^{(i)} - \frac{f(x^{(i)})}{f'(x^{(i)})}, \quad (4.29)$$

feltéve, hogy $f'(x^{(i)}) \neq 0$.

Kilépési feltétel: a gyök ismerete nélkül az $|x^{(i)} - x^*| \leq \varepsilon$ hibát csak bonyolult módon tudjuk számítani, ezért az

$$|f(x^{(i)})| \leq \varepsilon_i, \quad (4.30)$$

kilépési feltételt használom.

- **Nemlineáris egyenletrendszerek megoldása Newton-módszerrel**

A fejezetben előforduló egyenletrendszer maximum két egyenletből áll, ezért a módszer ismertetését is erre az esetre mutatom be.

Eszerint az $\underline{f}(\underline{x}) = \underline{0}$ ($\underline{f} : R^2 \rightarrow R^2$) egyenletrendszert vizsgáljuk, ahol $\underline{f}$ kétszer folytonosan differenciálható. Legyen adott egy $\underline{x}^{(0)} \in R^2$ kezdeti közelítés.

Az $\underline{x}^{(i)} = [x_1^{(i)}, x_2^{(i)}]^T \in R^2$ pontban fejtsük Taylor-sorba $\underline{f}(\underline{x})$ -t úgy, hogy a magasabbrendű deriváltakat tartalmazó tagokat elhanyagoljuk, vagyis linearizáljuk.

$$\begin{aligned} f_1(x_1, x_2) &\approx f_1(x_1^{(i)}, x_2^{(i)}) + \frac{\partial}{\partial x_1} f_1(x_1^{(i)}, x_2^{(i)})(x_1 - x_1^{(i)}) + \frac{\partial}{\partial x_2} f_1(x_1^{(i)}, x_2^{(i)})(x_2 - x_2^{(i)}), \\ f_2(x_1, x_2) &\approx f_2(x_1^{(i)}, x_2^{(i)}) + \frac{\partial}{\partial x_1} f_2(x_1^{(i)}, x_2^{(i)})(x_1 - x_1^{(i)}) + \frac{\partial}{\partial x_2} f_2(x_1^{(i)}, x_2^{(i)})(x_2 - x_2^{(i)}). \end{aligned} \quad (4.31)$$

Az $\underline{f}(\underline{x}) = \underline{0}$ egyenletrendszer megoldása helyett keressük a linearizált egyenletrendszer megoldását, amely az $\underline{x}^{(i+1)}$ új közelítést definiálja. Ha bevezetjük a

$$J(\underline{x}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1(\underline{x})}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1(\underline{x})}{\partial x_2} \\ \frac{\partial f_2(\underline{x})}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2(\underline{x})}{\partial x_2} \end{bmatrix} \quad (4.32)$$

jelölést (a $J(\underline{x})$ az $\underline{f}(\underline{x})$, függvény Jacobi-mátrixa), akkor a linearizált egyenletrendszer átírható a tömörebb

$$\underline{f}(\underline{x}^{(i)}) + J(\underline{x}^{(i)})(\underline{x} - \underline{x}^{(i)}) = \underline{0} \quad (4.33)$$

alakba, amelynek megoldása

$$\underline{x}^{(i+1)} = \underline{x}^{(i)} - [J(\underline{x}^{(i)})]^{-1} \underline{f}(\underline{x}^{(i)}) \quad (i = 0, 1, \dots). \quad (4.34)$$

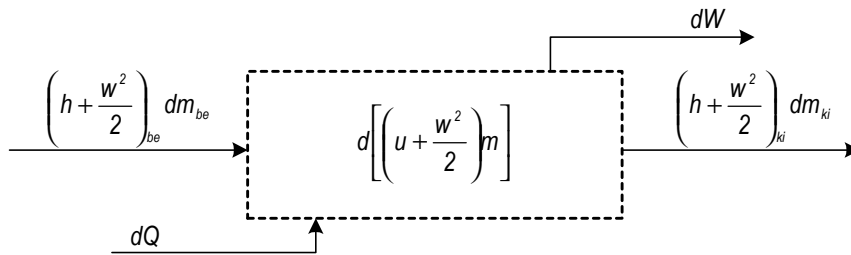
A gyakorlatban azonban nem invertáljuk a Jacobi-mátrixot, helyette a lineáris egyenletrendszert oldjuk meg.

Kilépési feltétel: az egyváltozós esethez hasonlóan

$$\|\underline{f}(\underline{x}^{(i)})\| \leq \varepsilon_i. \quad (4.35)$$

4.3. A NYITOTT RENDSZEREKBEN VÉGBEMENŐ FOLYAMATOK VIZSGÁLATA

A bevezetésben megfogalmazottak értelmében két nyitott rendszert vizsgálunk, amelyek a fojtóelemen keresztül kapcsolódnak össze. Az első főtétel következőkben történő tárgyalását teljes egészében az általánosított nyitott rendszer fogalmára alapítom [15, 38]. Az első főtétel értelmében a befektetett és az elvont energia különbsége megegyezik a nyitott rendszerben végbemenő energia-felhalmozódással. Levegő mérőközeg lévén a potenciális energia elhanyagolásával az általánosított nyitott rendszer vázlata a 4.2. ábrán látható.



4.2. ábra Az általánosított nyitott rendszer

Az előzőek szerint adiabatikus, munkavégzés és közlés nélküli nyitott rendszer belső energiájának megváltozása a nyitott rendszerbe beáramló és onnan kiáramló közeg állapotától függ. A nyitott rendszer energiájának elemi megváltozását az I. főtétel differenciális alakja mutatja:

$$\left(h + \frac{w^2}{2}\right)_{ki} dm_{ki} - \left(h + \frac{w^2}{2}\right)_{be} dm_{be} + d\left[\left(u + \frac{w^2}{2}\right)m\right] = 0. \quad (4.36)$$

4.3.1. A TÁPTARTÁLY ÁLLAPOTÁNAK MEGVÁLTOZÁSA

A 4.1. ábrán látható I. nyitott rendszerbe energia beáramlás nincs, az energiakiáramlást pedig a stacionárius esetben a csővezetéken átáramló tömeggel kapcsolatos energiák határozzák meg, így

$$dm_{ki} = dm_{AB}; \quad dm_{be} = 0. \quad (4.37)$$

Mindezt alkalmazva, a (4.36) energiamérleg

$$\left(h_{AB} + \frac{w_{AB}^2}{2}\right) dm_{AB} + d(u_A m_A) = 0 \quad (4.38)$$

szerint alakul. Vegyük figyelembe, hogy adiabatikus rendszerben áramló közeg nyugalmi entalpiája állandó

$$h_{AB} + \frac{w_{AB}^2}{2} = h_{A0} = c_p T_A = \text{const.}, \quad (4.39)$$

és differenciáljuk az egyenlet második tagját a belső energia összefüggésének felhasználásával

$$d(u_A m_A) = m_A du_A + u_A dm_A = m_A c_v dT_A + c_v T_A dm_A. \quad (4.40)$$

Használjuk ki, hogy a tömegmegmaradás értelmében

$$dm_A = -dm_{AB}. \quad (4.41)$$

A fenti összefüggések behelyettesítése és az egyszerűsítések elvégzése után az elemi hőmérsékletváltozásra a

$$dT_A = \frac{T_A}{m_A} (1 - \kappa) dm_{AB} \quad (4.42)$$

összefüggést kapjuk. Az általános gáztörvény

$$p_A = \frac{R}{V_A} m_A T_A \quad (4.43)$$

alakjának differenciálása után a

$$dp_A = \frac{R}{V_A} (T_A dm_A + m_A dT_A) = \frac{R}{V_A} (-T_A dm_{AB} + m_A dT_A) \quad (4.44)$$

összefüggés adódik, ahol figyelembe véve a (4.42) egyenletet, az elemi nyomásváltozásra a számításokra alkalmas

$$dp_A = -\frac{\kappa R T_A}{V_A} dm_{AB} \quad (4.45)$$

kifejezést kapjuk.

4.3.2. A MÉRŐTARTÁLY ÁLLAPOTÁNAK MEGVÁLTOZÁSA

A II. nyitott rendszer esetén a beáramló energia megegyezik az I. rendszerből kilépővel. Az energiakiáramlást az esetlegesen működő biztonsági szelepen át a környezetbe távozó anyagmennyiséggel kiáramló energia reprezentálja.

$$dm_{ki} = dm_{BK}; \quad dm_{be} = dm_{AB}. \quad (4.46)$$

Eszerint a (4.36) energiamérleg

$$\left(h_{BK} + \frac{w_{BK}^2}{2} \right) dm_{BK} - \left(h_{AB} + \frac{w_{AB}^2}{2} \right) dm_{AB} + d(u_B m_B) = 0 \quad (4.47)$$

szerint alakul. Az I. rendszerhez hasonlóan vegyük figyelembe a nyugalmi entalpia állandóságát, és a belső energia kifejezését:

$$c_p T_B dm_{BK} - c_p T_A dm_{AB} + m_B c_v dT_B + c_v T_B dm_B = 0. \quad (4.48)$$

A tömegmaradás értelmében

$$dm_B = dm_{AB} - dm_{BK}. \quad (4.49)$$

A fenti összefüggések alkalmazása és az egyszerűsítések elvégzése után az elemi hőmérsékletváltozásra a

$$dT_B = \frac{T_B}{m_B} (1 - \kappa) dm_{BK} + \frac{1}{m_B} (\kappa T_A - T_B) dm_{AB} \quad (4.50)$$

kifejezést nyerjük. Az általános gáztörvény differenciálásából az elemi nyomásváltozást a

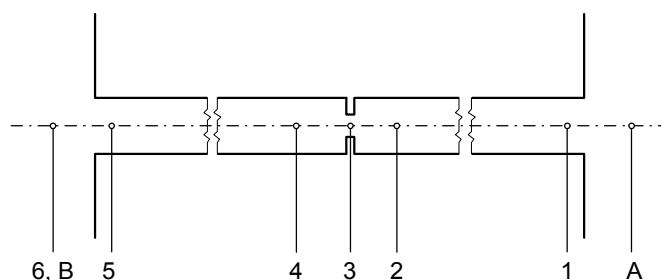
$$dp_B = \frac{\kappa R}{V_B} (-T_B dm_{BK} + T_A dm_{AB}) \quad (4.51)$$

egyenlet adja.

A kapott összefüggések – 4.41, 4.42, 4.45, illetve 4.49, 4.50, 4.51 – alapján megállapítható, hogy a tartályokban végbemenő változások az adott tartály állapotának ismeretében, és az esetlegesen érkező-távozó tömegáramok meghatározásával leírhatók.

4.4. FOJTÓELEMET TARTALMAZÓ ADIABATIKUS CSŐBEN TÖRTÉNŐ GÁZÁRAMLÁS SZÁMÍTÁSA

A 4.3. ábrán a tartályok közötti csővezeték vázlata látható. A csővezeték három fő részből áll: a táptartályból kiinduló csővezetékből, amely tartalmaz egy elzárószerelvényt ($A-2$ szakasz), a fojtóelemből ($2-4$ szakasz), valamint a mérőtartályhoz érkező csővezetékből, amely csőíveket és egy elzárószerelvényt tartalmaz ($4-B$ szakasz). A közeg állapotát a számítás során a csővezetékben a jelölt helyeken vizsgálom.



4.3. ábra A vizsgált csővezeték vázlata

A csőszakaszba épített elzárószerelvények, csőívek és csőkötések úgy kerültek kiválasztásra, hogy számottevő keresztmetszet-csökkenést ne okozzanak, kritikus áramlás rajtuk ne alakulhasson ki [91].

A csőszakaszon a különböző kvázistacionárius állapotokban (adott tartálynyomásoknál és tartályhőmérsékleteknél) kialakuló tömegáram iterációs módszerrel számítható [14, 101, 102]. A következőkben közölt összefüggések szerint p_1 értékének – ezáltal a csővezetéken kialakuló tömegáramnak – felvételével a 6 pont p_6 nyomása meghatározható. A cél olyan p_1 érték keresése, amelynél p_6 a mérőtartály p_B nyomásának kellően kicsiny ϵ környezetébe kerül. Az ily módon kapott p_1 nyomást jellemző $\dot{m}_{AB}$ tömegáram lesz az adott tartályállapotok esetén kialakuló csővezetéken átáramló tömegáram. Mivel a modellegyenletek számítása numerikus úton történik, az I., II. nyitott rendszerek állapotváltozását leíró átáramló elemi tömeg a számított tömegáramból

$$dm_{AB} = \dot{m}_{AB} h \quad (4.52)$$

összefüggés szerint határozható meg, ahol h [s] a numerikus számítás időléptéke. A számítás folyamatát az V. függelékben közölt folyamatábra mutatja.

A következőkben az áramlástani modell leírásához szükséges összefüggéseket ismertetem, az állapotváltozásokat entrópia-entalpia diagramokon szemléltetem (4.4.1. fejezet). A kapott eredményeket kísérleti mérésekkel vetem össze, és vizsgálom a modell alkalmazhatóságát (4.4.2. fejezet).

4.4.1. AZ ÁRAMLÁSTANI MODELL EGYENLETEI

Az értekezés ezen részében a tartályok közötti átáramlást – a csővezeték szakaszait külön-külön vizsgálva – sűrűdásos modell felhasználásával tanulmányozom. A gázok nem izentrópus áramlásáról akkor beszélünk, ha adiabatikus rendszerben áramló gázban sűrűdó erők ébrednek [22]. Az áramlás teljes ismeretéhez négy állapotjelző, a nyomás, a hőmérséklet, a sűrűség és a

sebesség meghatározása szükséges. Az említett értékek meghatározásához négy egyenletet használok fel: az energiaegyenletet, a kontinuitási egyenletet, a termodinamika II. főtétele és az ideális gáz állapotegyenletét.

A további számítások megkönnyítése érdekében írjuk fel az I. és II. főtétel kapcsolatát. Az adiabatikus rendszer

$$Tds = dj \quad (4.53)$$

entrópia-egyenletét összevetve a termodinamika II. főtételevel (4.22), a

$$dh = Tds + \frac{dp}{\rho} = dj + \frac{dp}{\rho} \quad (4.54)$$

elemi entalpiaváltozást kapjuk, amellyel a (4.10) energiaegyenletből munkavégzés nélküli esetben

$$dh + wdw = dj + \frac{dp}{\rho} + wdw = 0 \quad (4.55)$$

összefüggés adódik, amelyet mechanikai-energia egyenletnek is neveznek.

4.4.1.1. A táptartályból a csővezetékbe áramlás szakasza (A-1 szakasz)

A beömlési folyamat izentrópiakustól való eltérését a szakirodalom egy ζ_{AI} veszteségtényezővel veszi figyelembe, amelyet a beömlési keresztmetszet állapotára vonatkoztat [39, 91]:

$$\Delta h'_{AI} = \Delta h_{AIsm} - \Delta h_{AI} = c_p(T_I - T_{Ism}) = \frac{w_{lie}^2}{2} - \frac{w_I^2}{2} = \zeta_{AI} \frac{w_I^2}{2}. \quad (4.56)$$

Alkalmazzuk az izentrópius részre a

$$c_p T_A = c_p T_{lie} + \frac{w_{lie}^2}{2}. \quad (4.57)$$

energiaegyenletet. Helyettesítsük a (4.56) összefüggésből az izentrópius sebességi tagot, és az izentrópius összefüggést az energiaegyenletbe

$$c_p(T_A - T_{lie}) = c_p T_A \left(1 - \left(\frac{p_{lie}}{p_A} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) = \frac{w_I^2}{2} (1 + \zeta_{AI}), \quad (4.58)$$

amelyből a sebesség

$$w_I = \sqrt{\frac{2}{1 + \zeta_{AI}} c_p T_A \left[1 - \left(\frac{p_{lie}}{p_A} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (4.59)$$

szerint számítható. A hőmérséklet meghatározásához térjünk vissza az energiaegyenlethez, amelyből

$$T_I = T_A - \frac{w_I^2}{2c_p}, \quad (4.60)$$

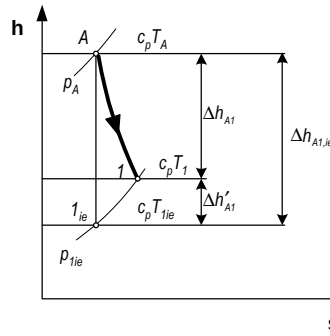
az általános gáztörvényből pedig

$$\rho_I = \frac{p_I}{RT_I} \quad (4.61)$$

következik. Ezen paraméterek ismeretében a tömegáram az

$$\dot{m}_I = A_I \rho_I w_I \quad (4.62)$$

képlettel számítható. Az állapotváltozást a 4.5. ábra mutatja be.



4.5. ábra Sűrűdésos állapotváltozás az A-1 szakaszon

Az állapotváltozás egy n_{A1} – tömegáramtól függő – politrópikus kitevővel is jellemezhető, amely az

$$\ln\left(\frac{T_1}{T_A}\right) = \frac{n_{A1} - 1}{n_{A1}} \ln\left(\frac{p_1}{p_A}\right) \quad (4.63)$$

politrópikus összefüggésből [77] az

$$n_{A1} = \frac{1}{1 - \frac{\ln(T_1/T_A)}{\ln(p_1/p_A)}} \quad (4.64)$$

képlet szerint számítható.

4.4.1.2. Az egyenes csőszakaszon kialakuló áramlás számítása (1-2 szakasz)

Állandó keresztmetszetű csővezetékben a sűrűdési veszteség következtében a nyomás az áramlás irányában egyre csökken. A nyomás csökkenésével a sűrűség is csökken, míg a kontinuitási egyenlet értelmében a sebesség nő. Határozzuk meg a csőszakasz végpontjának állapotjelzőit, ha a kezdőpont paramétereit ismertnek tekintjük.

A dl elemi hosszúságú csőelemben a sűrűdésből származó disszipálódó energia

$$dj = \frac{\lambda_{l2}}{D_l} dl \frac{w^2}{2} \quad (4.65)$$

módon számítható [70]. A mechanikai-energia egyenlet így a következő alakot nyeri:

$$w dw + \frac{dp}{\rho} + \frac{\lambda_{l2}}{D_l} dl \frac{w^2}{2} = 0. \quad (4.66)$$

Használjuk ki, hogy tetszőleges helyen a sebesség a kezdeti paraméterek ismeretében a kontinuitási egyenletből

$$w^2 = \frac{w_1^2 \rho_1^2}{\rho^2} \quad (4.67)$$

szerint számítható. Ezt felhasználva, majd a (4.66) egyenletet w^2 -tel elosztva, kapjuk a

$$\frac{dw}{w} + \frac{1}{w_1^2 \rho_1^2} \rho dp + \frac{\lambda_{l2}}{2D_l} dl = 0 \quad (4.68)$$

összefüggést. Integráljuk az egyenletet az 1-2 pontok között. Az első tag integrálásához használjuk ki a kontinuitási egyenlet és a sűrűdésos állapotváltozás összefüggését:

$$\int_1^2 \frac{dw}{w} = \ln \frac{w_2}{w_1} = \ln \frac{\rho_1}{\rho_2} = \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n_{12}}} = \frac{1}{n_{12}} \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right). \quad (4.69)$$

A második tag integrálásához alkalmazzuk a sűrűdési állapotváltozás képletét:

$$\begin{aligned} \frac{1}{w_1^2 \rho_1^2} \int_1^2 \rho dp &= \frac{1}{w_1^2 \rho_1^2} \frac{\rho_1}{p_1^{1/n_{12}}} \int_1^2 p^{1/n_{12}} dp = \frac{1}{w_1^2 \rho_1 p_1^{1/n_{12}}} \frac{n_{12}}{n_{12}+1} \left[p_2^{\frac{n_{12}+1}{n_{12}}} - p_1^{\frac{n_{12}+1}{n_{12}}} \right] = \\ &= \frac{n_{12}}{n_{12}+1} \frac{p_1}{w_1^2 \rho_1} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-n_{12}}{n_{12}}} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (4.70)$$

A harmadik tag integrálásánál tekintsünk el a csőszűrlődési tényező sebességtől és helykoordinátától való függésétől [10, 14], és az értékét számítsuk ki a (4.24-27) egyenletekből Newton-módszerrel az 1 pont paramétereinek ismeretében (IV. függelék). E szerint

$$\frac{\lambda_{12}}{2D_1} \int_1^2 dl = \frac{\lambda_{12} L_{12}}{2D_1} \quad (4.71)$$

összefüggés adódik. Mindezek ismeretében a mechanikai-energia egyenlet

$$\frac{1}{n_{12}} \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right) + \frac{n_{12}}{n_{12}+1} \frac{p_1}{w_1^2 \rho_1} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-n_{12}}{n_{12}}} - 1 \right] + \frac{\lambda_{12} L_{12}}{2D_1} = 0 \quad (4.72)$$

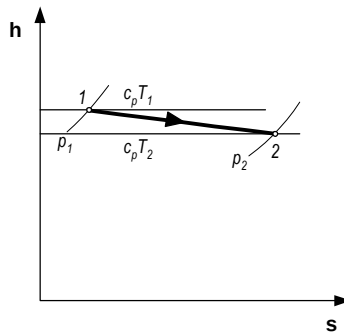
módon írható fel. Vegyük figyelembe a csőszakaszban található szerelvények okozta veszteséget [49, 91] (csőidomok, elzárószerelvények, stb.) – hangsúlyozva, hogy egyik szerelvényben sem alakulhat ki kritikus áramlás:

$$\frac{1}{n_{12}} \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right) + \frac{n_{12}}{n_{12}+1} \frac{p_1}{w_1^2 \rho_1} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-n_{12}}{n_{12}}} - 1 \right] + \frac{1}{2} \left(\frac{\lambda_{12} L_{12}}{D_1} + \sum \zeta_{12,i} \right) = 0, \quad (4.73)$$

amely egyenletben a 2 pont nyomása és a politrópikus kitevő ismeretlen. Alkalmazzuk a (4.20)

$$c_p T_1 \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-n_{12}}{n_{12}}} \right) + \frac{w_1^2}{2} \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{2}{n_{12}}} \right) = 0 \quad (4.74)$$

módosított energia egyenletet az 1-2 pontok között. Ezzel két összefüggést nyertünk a két ismeretlen meghatározásához. Nemlineáris egyenletek lévén az eredményeket Newton-módszerrel (IV. függelék) számíthatjuk.



4.6. ábra Politrópus állapotváltozás egyenes csőszakaszon

A további állapotjelzők a nyomás ismeretében a

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}}, \quad T_2 = \frac{p_2}{\rho_2 R}, \quad w_2 = w_1 \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (4.75)$$

képletek szerint alakulnak. Az állapotváltozás entrópia-entalpia diagramját a 4.6. ábra mutatja.

4.4.1.3. Áramlás a fojtáson keresztül (2-4 szakasz)

Az átáramlás során az A_1 keresztmetszetű csőben a 2 pontot jellemző w_2 sebességgel áramló közeg kinetikai energiája és sebessége az A_3 keresztmetszetben nő, nyomása és hőmérséklete ugyanakkor csökken. A fojtóelem legszűkebb keresztmetszetét elhagyva, a hirtelen keresztmetszet növekedés következtében az átáramló közeg örvényleni kezd. Kinetikai energiájának egy része örvényképzésre fordítódik és hővé alakul. Ezt a hőmennyiséget adiabatikus rendszer lévén az áramló közeg veszi fel, így hőmérséklete megnő. A szakirodalom szerint nem követünk el nagy hibát, ha a mozgási energia hővé történő visszaalakulásának folyamatát izobár állapotváltozás szerint számítjuk [15, 44].

A 2 és 4 keresztmetszetek közötti állapotváltozás meghatározására a szakirodalom – a sebességi energia megváltozásának elhanyagolásával – izentalpikus leírási módot ajánl [22, 91]. Ebben az esetben a hőmérséklet és a sebesség az energiaegyenlet szerint nem változik

$$h_2 - h_4 = c_p (T_2 - T_4) = 0 = \frac{w_4^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} \Rightarrow T_2 = T_4 ; w_2 = w_4 . \quad (4.76)$$

A kontinuitási egyenlet értelmében

$$\rho_2 w_2 = \rho_4 w_4 , \quad (4.77)$$

így a sűrűség is állandó. Az általános gáztörvény szerint

$$\frac{p_2}{\rho_2 T_2} = \frac{p_4}{\rho_4 T_4} , \quad (4.78)$$

azaz a nyomás sem változhat. A fentiek értelmében izentalpikus állapotváltozás során egyetlen állapotjelző sem változhat, tehát ekkor állapotváltozásról nem is beszélhetünk. Ezt az ellentmondást a sebességi energia figyelembevételével feloldhatjuk. Ekkor a 4 pont sebessége és hőmérséklete a 2 pont értékeihez képest ugyan nem nagymértékben, de csökken, így az állapotváltozás nem lesz izentalpikus.

A fojtáson való átáramlás veszteségét vegyük figyelembe egy α_3 látszólagos keresztmetszet-csökkenést okozó átfolyási számmal, amelynek kísérleti meghatározását a 4.4.2. fejezetben mutatom be. Írjuk fel a 2-3 szakaszra a (4.20) módosított energia egyenletet

$$c_p T_2 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \right] + \frac{w_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{A_1}{\alpha_3 A_3} \right)^2 \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{2}{\kappa}} \right] = 0 , \quad (4.79)$$

amelyből Newton-módszerrel (IV. függelék) határozhatjuk meg a 3 pont nyomását. Ennek ismeretében a további állapotjelzők

$$\rho_3 = \rho_2 \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}}, \quad T_3 = T_2 \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad w_3 = w_2 \frac{A_1}{\alpha_3 A_3} \frac{\rho_2}{\rho_3} \quad (4.80)$$

szerint számíthatóak.

A tömegáram – ezáltal a sűrűség és a sebesség – növelésével a 3 pontban egyre kisebb nyomást kapunk. Saint-Venant 1839-ben megalkotta azt a hipotézist, amely szerint a gáz szűkülő fűvókában történő áramlása során a fűvóka kilépő keresztmetszetében a nyomás nem lehet kisebb egy bizonyos kritikus ($p_{3,krit}$) értéknél, amely a maximális kiáramló tömeg esetén áll elő. Így bármennyire is növeljük a fűvókához érkező tömegáramot, a legszűkebb keresztmetszetben a gáz sugar nyomása $p_{3,krit}$ értékű állandó marad [44, 70]. Eszerint a kritikus áramlás határeset

$$p_3 \begin{cases} > p_{3,krit} \Rightarrow p_3 = p_3 \\ \leq p_{3,krit} \Rightarrow p_3 = p_{3,krit} \end{cases}, \quad (4.81)$$

ahol a kritikus nyomásviszony

$$p_{3,krit} = p_2 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}. \quad (4.82)$$

A nyomás ismeretében, az izentrópikus állapotváltozás és a kontinuitási egyenletek felhasználásával a kritikus sűrűség, hőmérséklet és sebesség meghatározható:

$$\rho_{3,krit} = \rho_2 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}, \quad T_{3,krit} = T_2 \frac{2}{\kappa + 1}, \quad w_{3,krit} = w_2 \frac{A_1}{\alpha_3 A_3} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}. \quad (4.83)$$

Amennyiben a 3 keresztmetszetben kritikus az áramlás, a fojtóelemet követően az áramlásban szakadási felület alakul ki, és a csőszakasz további részeiben kialakuló állapotokat csak a mérőtartály állapotából visszaszámolva jellemezhetjük [14]. Jelen értekezésben ez nem feladat, mivel számításaim célja nem a csőszakasz áramlási jellemzőinek vizsgálata, hanem a kvázistacionárius áramlást jellemző tömegáram meghatározása.

Az előzők értelmében, nem kritikus áramlás esetén, folytassuk a számítást a fojtóelem utáni 4 keresztmetszet jellemzőinek meghatározásával. A bevezetőben megfogalmazottak szerint a legszűkebb keresztmetszetet követően a közeg izobár állapotváltozáson keresztül éri el a fojtóelemet követő, rendezett áramlásra jellemző 4 pontot. Az izobár állapotváltozás értelmében

$$p_4 = p_3. \quad (4.84)$$

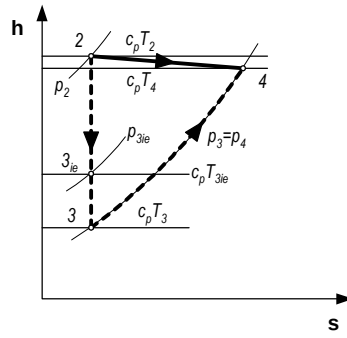
A 4 pont további állapotjelzőinek meghatározásához alkalmazzuk a (4.20) módosított energia egyenletet a fojtóelem 2-4 pontja között, kihasználva, hogy a két pont keresztmetszete azonos és az állapotváltozás politrópikus:

$$c_p T_2 \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_4} \right)^{\frac{1-n_{24}}{n_{24}}} \right) + \frac{w_2^2}{2} \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_4} \right)^{\frac{2}{n_{24}}} \right) = 0. \quad (4.85)$$

A fojtóelemre jellemző n_{24} politrópikus kitevőt Newton-módszerrel (IV. függelék) határozhatjuk meg. Ennek ismeretében a 2 pont paramétereit felhasználva számítható a sűrűség, a hőmérséklet és a sebesség:

$$\rho_4 = \rho_2 \left(\frac{p_4}{p_2} \right)^{\frac{1}{n_{24}}}, \quad T_4 = T_2 \left(\frac{p_2}{p_4} \right)^{\frac{1-n_{24}}{n_{24}}}, \quad w_4 = w_2 \frac{\rho_2}{\rho_4} \quad (4.86)$$

A 4.7. ábrán a fojtóelemen kialakuló súrlódásos állapotváltozás entrópia-entalpia diagramja látható.



4.7. ábra Sűrűdési állapotváltozás a fojtáson keresztül

4.4.1.4. A fojtóelemet követő csőszakaszon kialakuló áramlás számítása (4-5 szakasz)

A számítás menete megegyezik a 4.3.1.2. pontban leírtakkal. Az összefüggéseket nem részletezve, a (4.65-75) alapján

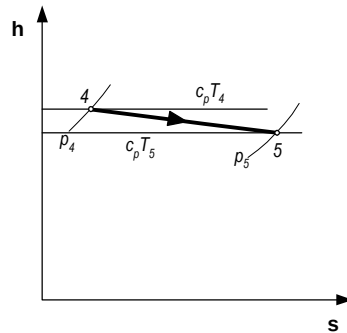
$$\frac{1}{n_{45}} \ln \left(\frac{p_4}{p_5} \right) + \frac{n_{45}}{n_{45} + 1} \frac{p_4}{w_4^2 \rho_4} \left[\left(\frac{p_4}{p_5} \right)^{\frac{1-n_{45}}{n_{45}}} - 1 \right] + \frac{1}{2} \left(\frac{\lambda_{45} L_{45}}{D_1} + \sum \zeta_{45,i} \right) = 0, \quad (4.87)$$

$$c_p T_4 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_5} \right)^{\frac{1-n_{45}}{n_{45}}} \right] + \frac{w_4^2}{2} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_5} \right)^{\frac{2}{n_{45}}} \right] = 0, \quad (4.88)$$

egyenletek adódnak, amelyekből Newton-módszerrel (IV. függelék) számítjuk a nyomás és a politrópikus kitevő értékét. A további állapotjelzők ezek ismeretében

$$\rho_5 = \rho_4 \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{1}{n_{45}}}, \quad T_5 = \frac{p_5}{\rho_5 R}, \quad w_5 = w_4 \frac{\rho_4}{\rho_5} \quad (4.89)$$

szerint alakulnak. Az állapotváltozás entropia-entalpia diagramja a 4.8. ábrán látható.



4.8. ábra Politrópikus állapotváltozás a 4-5 egyenes csőszakaszon

4.4.1.5. Áramlás a csővezetékben a mérőtartályba (5-B szakasz)

Ezen a szakaszon a közeg a hirtelen keresztmetszet-növekedés következtében kiterjed, mozgási energiáját elveszíti. A kilépés okozta sűrűlási veszteséget egy ζ_{56} veszteségi tényezővel vegyük figyelembe, amelyet az 5 pont tulajdonságai alapján számíthatunk [39, 91]. A mechanikai-energia egyenlet így a

$$\frac{w_5^2}{2} - \frac{w_6^2}{2} + \int_5^6 \frac{dp}{\rho} - \zeta_{56} \frac{w_5^2}{2} = 0 \quad (4.90)$$

alakot nyeri. Mivel a 6 pontban a sebesség zérus, és a veszteségi tényező a kilépés geometriai kialakításától függetlenül [27]

$$\zeta_{56} = 1, \quad (4.91)$$

a mechanikai-energia egyenlet

$$\int_5^6 \frac{dp}{\rho} = \frac{n_{56}}{n_{56} + 1} p_5 p_6 \left[\left(\frac{p_5}{p_6} \right)^{\frac{1-n_{56}}{n_{56}}} - 1 \right] = 0 \quad (4.92)$$

szerint egyszerűsödik, amely egyenletnek több megoldása van:

- $n_{56} = 0$ és $p_6 = p_5$, amelyek az izobár állapotváltozásnak,
- $n_{56} = 1$, amely az izotermikus állapotváltozásnak felelne meg.

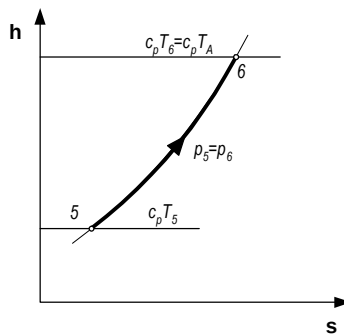
Az utóbbi eredmény azonban ellentmondást rejt, mivel ekkor $p_5 p_6 = 0$ összefüggés adódna, amely fizikailag nem lehetséges. Alkalmazzuk az energiaegyenletet az 5-6 pontok között:

$$c_p T_5 + \frac{w_5^2}{2} = c_p T_6 = c_p T_A. \quad (4.93)$$

Látható, hogy a 6 pont hőmérséklete megegyezik az 5 pont izentrópikus lefékezéséhez tartozó hőmérséklettel. Eszerint

$$T_6 = T_A, \quad \rho_6 = \frac{p_6}{RT_6} \quad (4.94)$$

Az állapotváltozás entrópia-entalpia diagramja a 4.9. ábrán látható.



4.9. ábra Sűrűlási állapotváltozás az 5-6 szakaszon

4.5. AZ ÁRAMLÁSTANI MODELL SZÁMÍTÁSÁNAK EREDMÉNYEI, KÍSÉRLETI IGAZOLÁS

Az alkalmazott áramlástani modell vizsgálatára a kísérleti berendezés működtetése során rögzített, áramlási folyamatot leíró paraméterek és a szimuláció során kapott eredmények összehasonlítása ad lehetőséget. A csővezetéki áramlás modelljének kísérleti ellenőrzésére kézenfekvő megoldásnak tűnik a tartályok között állandósult állapotban átáramló közeg tulajdonságainak mérése. Azonban a tartályok teherbíró képessége (16, ill. 8 bar_i) és kapacitása (1, ill. 0,235 m³) nem teszi lehetővé az ilyen jellegű vizsgálatokat. Ezért a jellemzők összehasonlítására – a későbbi alkalmazásnak megfelelően – azt az utat választottam, hogy a 4.3. fejezetben tárgyalt, kvázistacionárius folyamatot leíró egyenletek felhasználásával az áramlási paraméterek időbeni változását határozom meg, és ugyanezen jellemzőket kísérleti mérések során regisztrálok. Az előzőek értelmében a nyitott rendszerek állapotváltozását leíró egyenletek – a biztonsági szelep kiiktatásával – a II. rendszerből történő kiáramlás hiányát jellemző

$$dm_{BK} = 0 \quad (4.95)$$

kifejezés értelmében a következő módon alakulnak. A rendszerek közötti tömegáram

$$dm_{AB} = -dm_A = dm_B, \quad (4.96)$$

a hőmérséklet- és nyomásváltozás az I. rendszerben

$$dT_A = \frac{T_A}{m_A} (1 - \kappa) dm_{AB}, \quad dp_A = -\frac{\kappa RT_A}{V_A} dm_{AB}, \quad (4.97)$$

a II. rendszerben

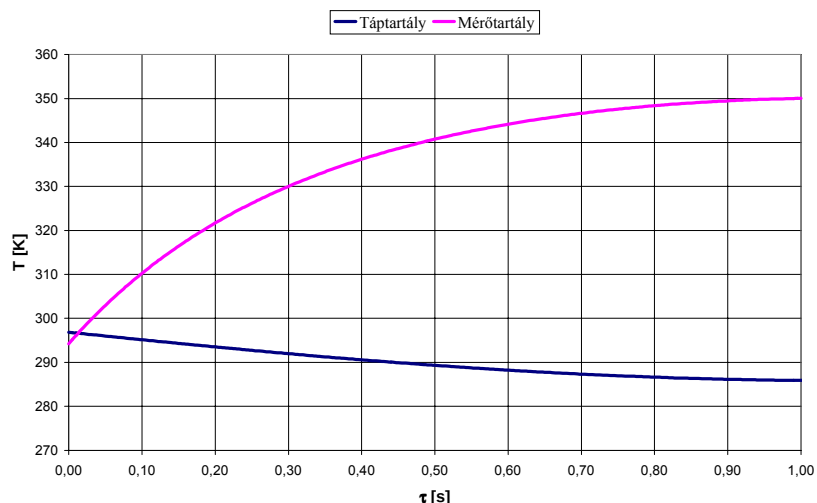
$$dT_B = \frac{1}{m_B} (\kappa T_A - T_B) dm_{AB}, \quad dp_B = \frac{\kappa RT_A}{V_B} dm_{AB} \quad (4.98)$$

összefüggések szerint számítható.

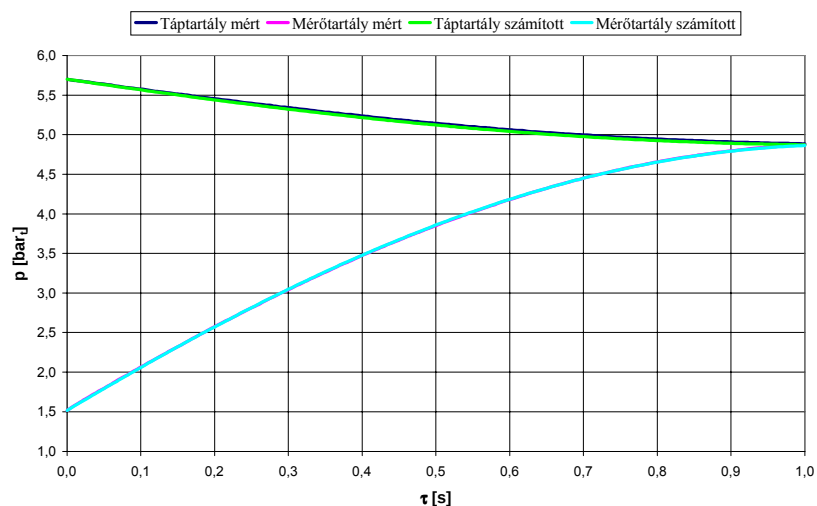
Az áramlástani modell kísérleti vizsgálatokor $D_I=50$ mm átmérőjű csőszakaszba épített, különböző átmérőjű ($D_3=20, 25, 30, 35$ mm) fojtóelemekkel végeztem kísérleteket a későbbi biztonsági szelep vizsgálatoknál alkalmazott nyomástartományban (1,5-7 bar_i).

A számítások elvégzésére az előzőekben tárgyalt összefüggések alapján számítógépes eljárást készítettem, amely szerves részét képezi a biztonsági szelep szimulációs programjának. Az eljárás a bemenő adatok – a tartályok kezdeti állapota (nyomás, hőmérséklet, térfogat), geometriai adatok, valamint a sűrűlódásos modellhez szükséges konstrukciós paraméterek (szabványos elemek veszteségtényezői pl. beömlés, kiömlés, csőívek, elzárószerkezetek [49, 91]) – ismeretében a tartályok nyomás és hőmérsékletváltozási karakterisztikáját számítja, és az eredményeket grafikus felületen jeleníti meg, valamint fájl formátumban is tárolja. Az eljárás folyamatábrája az V. függelékben található.

Különböző nyomástartományokban méréseket végezve, majd a mért adatokat a – megfelelően választott fojtóelem-jellemzőinek figyelembevételével – számítógépes szimuláció eredményeivel összehasonlítva különböző méretű fojtóelemek átfolyási számáról kaphatunk információt. A 4.10. és 4.11. ábrákon a $D_3=35$ mm átmérőjű fojtóelemmel végzett kísérletsorozat egy mérési és egy számítási eredményét láthatjuk.



4.10. ábra A számított hőmérsékletváltozás az idő függvényében



4.11. ábra A számított és mért nyomásváltozás az idő függvényében

Ezzel, valamint más fojtóelemekkel végzett további mérések és számítások diagramjai a IX. függelékben tanulmányozhatók. A közölt számítások eredményeit a 4.1. táblázatban foglaltam össze, ahol

- D35, D30, D25, D20 jelölés a fojtóelem névleges átmérőjét jelenti, a /-jel után az azonos fojtóelemmel végzett kísérlet sorszámát tüntettem fel,
- a kezdeti állapotot a tartályok nyomása (p_A , p_B) és hőmérséklete (T_A , T_B) jellemzi,
- α_3 az adott fojtóelem átfolyási száma,
- n az összehasonlított adatpont-párok száma,
- $E_{\text{átl}}$, E_{max} , σ és r dimenziótlan jelzőszámok a mérőtartályban a mért és a számított adatpont-párok (p_m , p_{sz}) illeszkedését mutatja.

A jelzőszámok meghatározására a következő összefüggéseket alkalmaztam [61, 86]:

$\Rightarrow$ abszolút eltérések átlaga az átlagos mérőtartály-nyomáshoz viszonyítva:

$$\frac{E_{\text{át}}}{P_{B\text{át}}} = \frac{l}{P_{B\text{át}}} \frac{\sum_{i=1}^n |p_{m,i} - p_{sz,i}|}{n} \quad [-] , \quad (4.99)$$

⇒ legnagyobb abszolút eltérés az átlagos mérőtartály nyomáshoz viszonyítva:

$$\frac{E_{\text{max}}}{P_{B\text{át}}} = \max_{i=1 \rightarrow n} \{p_{m,i} - p_{sz,i}\} \frac{l}{P_{B\text{át}}} \quad [-] , \quad (4.100)$$

⇒ korrigált empirikus szórás az átlagos mérőtartály nyomáshoz viszonyítva:

$$\frac{\sigma}{P_{B\text{át}}} = \frac{l}{P_{B\text{át}}} \sqrt{\frac{l}{n-1} \sum_{i=1}^n |p_{m,i} - p_{sz,i}|^2} \quad [-] , \quad (4.101)$$

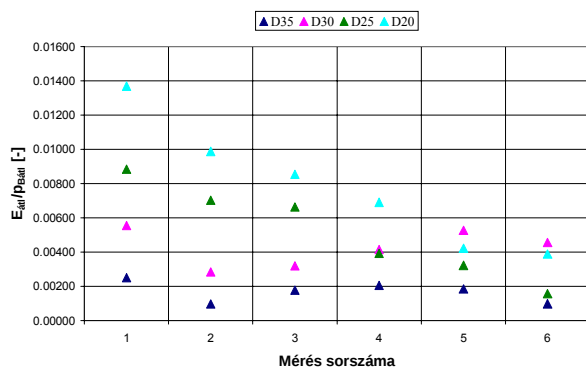
⇒ korrelációs együttható:

$$r = \sqrt{l - \frac{\sum_{i=1}^n (p_{m,i} - p_{sz,i})^2}{\sum_{i=1}^n \left(p_{m,i} - \frac{l}{n} \sum_{i=1}^n p_{m,i} \right)^2}} \quad [-] . \quad (4.102)$$

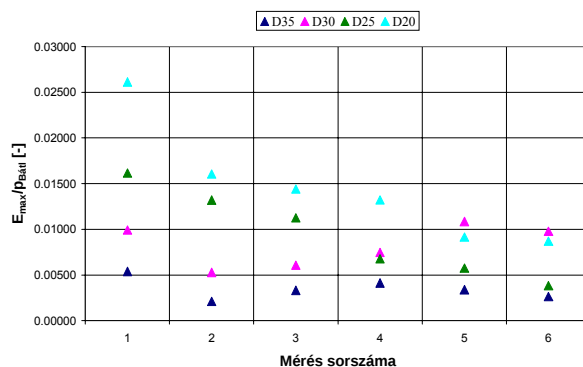
A mért és számított adatsorok összehasonlítására szolgáló jelzőszámok a kísérletek sorszámanak függvényében a 4.12-15. ábrákon láthatók.

Azono- sító	Kezdeti állapot				α_3 [-]	n [-]	$P_{B\text{át}}$ [bar]	$E_{\text{át}}/F_{\text{át}}$ [-]	$E_{\text{max}}/F_{\text{át}}$ [-]	$\sigma/F_{\text{át}}$ [-]	r [-]
	P_A [bar]	P_B [bar]	T_A [°C]	T_B [°C]							
D35/1	7,035	1,490	29,4	25,9	0,78	220	4,495	0,00251	0,00538	0,000040	0,9999960
D35/2	5,702	1,517	23,7	21,1	0,78	202	4,156	0,00098	0,00210	0,000005	0,9999992
D35/3	4,701	1,513	22,2	23,4	0,78	189	3,291	0,00178	0,00331	0,000012	0,9999981
D35/4	3,856	1,515	23,0	21,1	0,78	171	2,817	0,00205	0,00412	0,000016	0,9999971
D35/5	2,741	1,212	22,8	23,5	0,78	153	2,036	0,00185	0,00339	0,000009	0,9999978
D35/6	1,690	1,008	22,0	23,0	0,78	113	1,376	0,00099	0,00262	0,000002	0,9999993
D30/1	6,441	1,517	20,8	17,1	0,78	268	4,299	0,00556	0,00993	0,000173	0,9999782
D30/2	5,243	1,420	20,3	20,4	0,77	252	3,518	0,00284	0,00529	0,000036	0,9999947
D30/3	4,305	1,389	19,4	20,2	0,77	235	2,948	0,00320	0,00607	0,000039	0,9999933
D30/4	3,027	0,807	18,9	19,9	0,77	233	2,019	0,00416	0,00748	0,000044	0,9999888
D30/5	1,944	0,490	17,8	21,1	0,77	214	1,309	0,00527	0,01085	0,000050	0,9999796
D30/6	1,609	0,481	17,7	20,7	0,77	195	1,113	0,00456	0,00979	0,000032	0,9999842
D25/1	6,918	1,550	26,0	24,5	0,70	399	4,431	0,00885	0,01616	0,000436	0,9999482
D25/2	5,640	1,513	22,0	22,6	0,70	372	3,673	0,00702	0,01320	0,000231	0,9999678
D25/3	4,653	1,509	20,8	22,3	0,69	346	3,150	0,00663	0,01127	0,000171	0,9999724
D25/4	3,810	1,508	20,3	23,0	0,69	305	2,723	0,00393	0,00676	0,000051	0,9999903
D25/5	3,163	1,360	21,2	23,6	0,69	284	2,376	0,00323	0,00577	0,000030	0,9999929
D25/6	1,471	0,802	21,0	23,7	0,69	196	1,164	0,00157	0,00382	0,000004	0,9999981
D20/1	6,904	1,566	22,0	23,9	0,65	614	4,477	0,01369	0,02613	0,001128	0,9998557
D20/2	5,677	1,603	22,7	21,4	0,65	560	3,764	0,00988	0,01605	0,000450	0,9999344
D20/3	4,699	1,500	20,6	22,1	0,65	526	3,194	0,00855	0,01440	0,000289	0,9999502
D20/4	3,893	1,401	20,0	22,0	0,65	479	2,752	0,00690	0,01323	0,000166	0,9999659
D20/5	2,924	1,403	20,5	22,3	0,64	389	2,218	0,00423	0,00915	0,000050	0,9999873
D20/6	2,110	1,121	19,0	23,6	0,64	326	1,585	0,00389	0,00871	0,000030	0,9999899

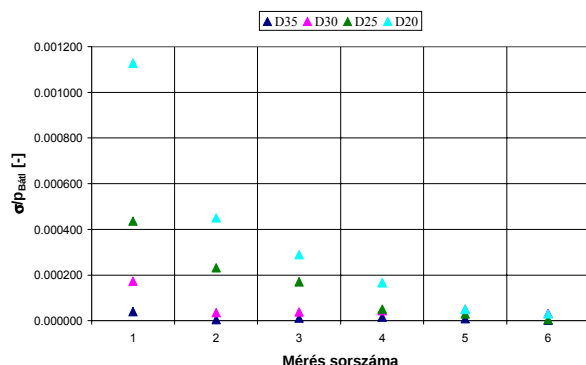
1. táblázat A mért és számított eredmények összesítő táblázata



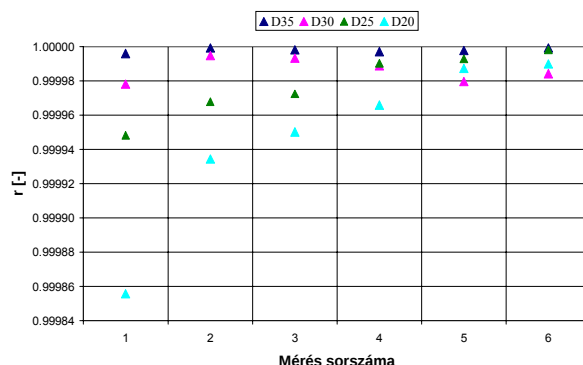
4.12. ábra Az abszolút eltérések átlaga



4.13. ábra A legnagyobb abszolút eltérés



4.14. ábra A korrigált empirikus szórás



4.15. ábra A korrelációs együttható

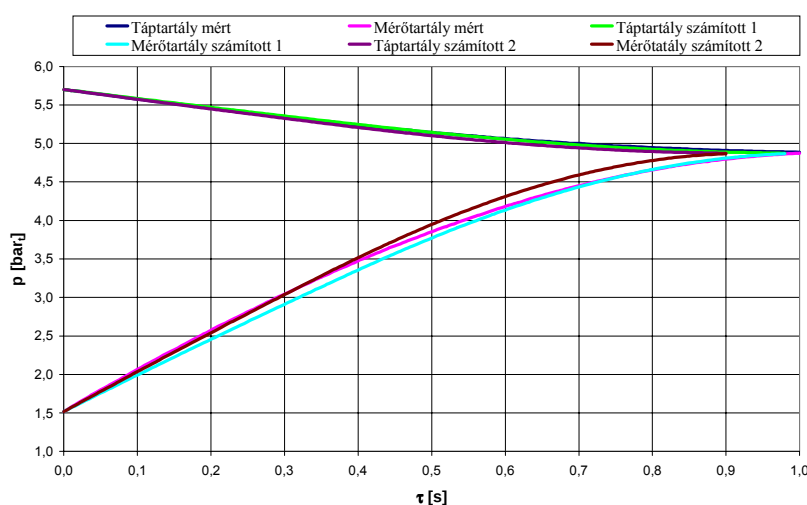
A kísérletek alapján megállapítható, hogy azonos fojtóelemen végzett kísérleteknél a tartályok közötti nyomáskülönbség csökkenésével csökken az átlagos eltérés, a maximális eltérés és a korrigált empirikus szórás nagysága, illetve javul a korreláció szorossága. Ez a tendencia igaz a fojtóelemek névleges méretének növekedése esetén is. Mindkét megfigyelés magyarázata a vizsgált folyamat időtartamára vezethető vissza. Minél hosszabb folyamatot kívánunk modellezni, annál nagyobb a számítás bizonytalansága, és minél hosszabb idő alatt játszódik le a folyamat, annál kisebb biztonsággal alkalmazható az adiabatikus rendszermodell, mivel a közeg valamint a tartályok és a csővezeték fala közötti hőátadás számottevő lehet (szobahőmérsékletről indulva a folyamat végén a táptartályban lévő közeg 10°C alá is lehülhet, míg a mérőtartályban lévő közeg hőmérséklete akár 60°C fölé is emelkedhet).

Nagyobb keresztmetszetű fojtóelemeknél a teljes nyomástartományt egyetlen átfolyási számmal biztonsággal jellemezhetjük, azonban nagyobb szűkítési aránynál sem haladja meg az eltérés a $0,12 \text{ bar-t}$.

Az áramlástanai modell mind kritikus, mind nem kritikus tartományban azonos pontossággal írja le a folyamatot (minden kísérletben a tartályok nyomáskiegyenlítődése miatt a folyamat a kritikus alatti tartományban végződik, azonban a kezdő állapotok legtöbb esetben csak az utolsó mérési esetben kerültek nem kritikus tartományba).

Mindent összevetve megállapítható, hogy az áramlástanai modell a műszaki gyakorlatnak megfelelő pontossággal írja le az áramlási folyamatot, így biztonsággal alkalmazható a biztonsági szelep működésvizsgálatánál a nyomástartó rendszerben végbemenő változások leírására, a folyamat szimulációjára.

A szorosan illeszkedő szimulációs görbéket vizsgálva felvetődik a kérdés: az áramlástani folyamat műszaki gyakorlatnak megfelelő pontosságú leírásához elegendő lenne-e egy egyszerűsített, kisebb számítási apparátust igénylő modellt alkotni? Ennek megválaszolására módosítottam a sűrűdésos modellt, és az időigényes számítást igénylő egyenes csőszakasz veszteségeit elhanyagoltam. A számítások során nem sikerült olyan átfolyási számot találni, amely a mért eredményeket kellő pontossággal reprodukálni tudta volna. A nyomásértékek legnagyobb eltérése két nagyságrenddel haladta meg a sűrűdésos modellnél tapasztaltat. A vizsgálat sorozat eredménye – két fojtóelem átfolyási számmal bemutatva a számítást – a 4.16. ábrán és a 4.2. táblázatban látható (a táblázatban feltüntetve az azonos körülmények között számított sűrűdésos modell eredményét is).



4.16. ábra Számított és mért nyomásváltozás egyszerűsített modell esetén

Azonosító	Kezdeti állapot				α_3 [-]	n [-]	$E_{\text{át}}/F_{\text{át}}$ [-]	$E_{\text{max}}/F_{\text{át}}$ [-]	$\sigma/F_{\text{át}}$ [-]	r [-]
	p_A [bar]	p_B [bar]	T_A [°C]	T_B [°C]						
D35/2	5,702	1,517	23,7	21,1	0,78	202	0,00098	0,00210	0,000005	0,9999992
D35/2mód1	5,702	1,517	23,7	21,1	0,68	197	0,00148	0,03241	0,001458	0,9997721
D35/2mód2	5,702	1,517	23,7	21,1	0,74	181	0,00171	0,03398	0,001797	0,9997183

4.2. táblázat A mért és számított eredmények összesítése a módosított modell esetében

Az eredményeket szemlélve megállapíthatjuk, hogy a módosított sűrűdésos modell az áramlási folyamat egészét nem képes kellő pontossággal leírni. Eszerint elkerülhetetlen a teljes sűrűdésos modell alkalmazása, ezzel a leginkább időigényes számítású, egyenes csőszakasz veszteségének figyelembe vétele.

Ugyanakkor meg kell jegyezni, hogy a sűrűdésos modellnél tapasztalt eredménynél pontosabb összehasonlításra csak kellően nagy kapacitású tartályokkal történő kísérletek adhatnak lehetőséget, ahol tetszőleges nyomástartományban rögzített állapotokban regisztráljuk a folyamatot leíró paramétereket (tömegáram, nyomások, hőmérsékletek). Ezen feltételek biztosítása jelen értekezés keretében technológiai szempontból nem volt megoldható.

Az értekezés ezen részében célul tűzttem ki a biztonsági szelep működésének vizsgálatára kialakított kísérleti berendezés, mint nyomástartó rendszer áramlástani modelljének megalkotását, a modell alkalmazhatóságának kísérletekkel történő igazolását. A cél érdekében folytatott munka során

- megalkottam a nyomástartó rendszer áramlástani modelljét, kidolgoztam a fojtóelemet tartalmazó adiabatikus csőben történő gázáramlás iterációs számítási módszerét. A csőszakaszokban végbemenő állapotváltozásokat entrópia-entalpia diagramok segítségével külön-külön vizsgáltam;
- számítógépes eljárást dolgoztam ki a modellegyenletek számítására;
- a biztonsági szelep működési vizsgálatának teljes nyomástartományán kísérleti mérésekkel igazoltam az áramlástani modell alkalmazhatóságát;
- kimutattam, hogy a műszaki gyakorlatnak megfelelő pontosságú egyenes csőszakaszban történő gázáramlás leírásánál súrlódásos modellt kell figyelembe venni.

4.6. A BIZTONSÁGI SZELEPEN ÁTÁRAMLÓ TÖMEGÁRAM MEGHATÁROZÁSA

A biztonsági szelepen átáramló tömegáram meghatározásához kövessük a szakirodalomból jól ismert, a biztonsági szelep-gyártók által is elfogadott eljárást, miszerint a valóságos és az izentrópikus áramlás esetén meghatározható tömegáramok hányadosát egy

$$\alpha_{BK} = \frac{\dot{m}_{BK}}{\dot{m}_{BK,ie}} \quad (4.103)$$

teljesítménytényezővel veszik figyelembe, amelyet a szeleptányér elmozdulása (y) függvényében adnak meg [17, 26, 30]. Az összefüggést szemlélve felvetődik a kérdés: ha a tömegáram nagysága – a 4.4.1.3. fejezetben bemutatott fojtóelemen történő átáramlás alapján – nem csak a legszűkebb keresztmetszetnek, hanem a folyamat során változó állapotjelzőknek is függvénye, akkor miért alkalmazzák a gyakorlatban a teljesítménytényezőt csak a keresztmetszet-változás hatásának figyelembevételével? Ennek magyarázata a kritikus – nem kritikus áramlás kialakulásában keresendő.

A biztonsági szelep a nyitó- és zárónyomás tartományában működik, és valamely ún. ellennyomású térbe – jelen esetben a környezetbe – vezeti el a közeget. A biztonsági szelepekre vonatkozó hazai és nemzetközi előírások meghatározzák az ellennyomás-nyitónyomás százalékos arányának azt a tartományát, amelyben a szelep alkalmazható. Ez az érték maximum 15%, ellennyomásra nem érzékeny szelepeknél max. 35-50% (ezek a szelepek többnyire nyomáskiegyelítő membránnal rendelkeznek) [26, 95, 99]. Ezekből az értékekből látható, hogy a biztonsági szelep teljes bizonyossággal a kritikus tartományban működik – a kritikus áramlás határa ($\kappa=1,4$) levegő közeg esetén kb. 53% –, ahol a tömegáram csak csekély mértékben függ a szelep előtti állapotjelzők változásától.

A biztonsági szelepen *izentrópiusan átáramló tömegáram meghatározásához* írjuk fel a mérőtartály (B) és a biztonsági szelep legszűkebb keresztmetszete (S) között a

$$c_p T_B = c_p T_S + \frac{w_S^2}{2} \quad (4.104)$$

energiaegyenletet, feltételezve, hogy a mérőtartályban a sebesség zérus. A legszűkebb keresztmetszetben kialakuló kritikus izentrópikus állapotjelzők a szokásos (4.82-83) összefüggések szerint számíthatók. A szelepen kialakuló tömegáram az

$$\dot{m}_{BK,ie} = A_S \rho_S w_S \quad (4.105)$$

kontinuitási egyenlettel határozható meg, ahol a legszűkebb keresztmetszetnek – összhangban a szakirodalommal – a biztonsági szelep névleges fűvóka keresztmetszetét választjuk. A

$$T_S = T_B \frac{2}{\kappa + 1} \quad (4.106)$$

kritikus hőmérséklet behelyettesítése után az energiaegyenletből a kritikus sebesség

$$w_S = \sqrt{2c_p(T_B - T_S)} = \sqrt{2c_p T_B \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1}} = \sqrt{2RT_B \frac{\kappa}{\kappa + 1}}, \quad (4.107)$$

vagy másik alakban

$$w_S = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} \frac{p_B}{\rho_B}}, \quad (4.108)$$

szerint alakul. A

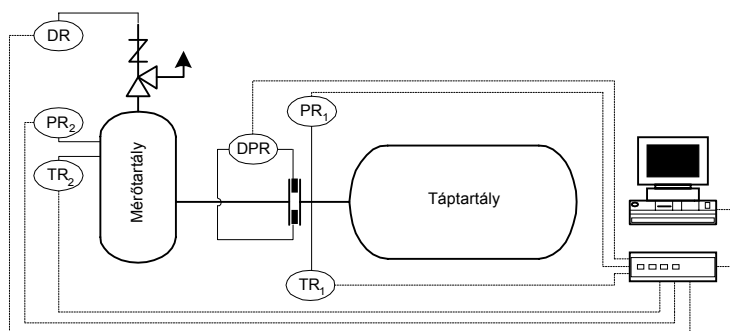
$$\rho_S = \rho_B \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \quad (4.109)$$

kritikus sűrűséget és a sebességet a (4.105) képletbe helyettesítve és rendezve kapjuk a tömegáram

$$\dot{m}_{BK,ie} = A_S \sqrt{p_B \rho_B \frac{2\kappa}{\kappa + 1} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{2}{\kappa - 1}}} \quad (4.110)$$

összefüggését.

A teljesítménytényező meghatározásához a **tömegáram méréseket** a Miskolci Egyetem Vegyipari Gépek Tanszéke és a TVK Rt. által közösen üzemeltetett Biztonsági Szerelvény Laboratóriumban végeztük el [17]. A laboratóriumi mérőberendezés a 4.17. ábrán látható, amelynek fő részei az 50m³ térfogatú táptartály, a hitelesített mérőperemmel ellátott mérővezeték és a mérőtartály. A mérőközeg levegő.



4.17. ábra A tömegárammérés technológiai kapcsolási vázlata

A mérés során a következő paramétereket mértük, illetve regisztráltuk:

- PR₁ nyomástávadóval a mérőperem előtti nyomást,
- TR₁ hőmérővel a mérőperem előtti hőmérsékletet,
- DPR nyomáskülönbség-távadóval a mérőperem nyomáskülönbségét,

- PR₂ nyomástávadóval a mérőtartály nyomását,
- TR₂ hőmérővel a mérőtartály hőmérsékletét,
- DR elmozdulástávadóval a szeleptányér elmozdulását.

A mérés során a biztonsági szelep tányérját egy befogószerkezettel rögzítjük, a mérővezetéken található elzárószerkezettel a mérőtartály nyomását egy állandósult, kritikus nyomásviszony feletti értékig növeljük (általában 4 bar_r-ig), majd a szabványos mérőperem előtti nyomást és hőmérsékletet, valamint a nyomáskülönbséget regisztráljuk [18]. Az adatok ismeretében, az érvényes előírásnak [99] megfelelően számíthatjuk a tömegáramot. Az értekezésben a számítás menetét nem részletezem, pusztán az eredmények közlésére szorítkozom.

A mérést – a felhajtóerőhöz hasonlóan – több löketbeállításon elvégezve lefedhető a szeleptányér teljes elmozdulási tartománya. A mérések során a maximális elmozdulást korlátozó elem eltávolításával a tartományon kívül is számítottunk pontokat annak érdekében, hogy a teljesítménytényező további viselkedését is tanulmányozhassuk.

A 4.3. táblázatban a mért és számított értékeket foglalom össze, ahol sorrendben a szeleptányér elmozdulását (y), a mérőtartály nyomását (p_B), a mérőperem előtti nyomást (p_I) és hőmérsékletet (T_I), a mérőperemen mért nyomáskülönbséget (Δp_I), majd a mért és az izentrópus módon számított tömegáramot, végül a teljesítménytényezőt tüntetem fel.

y [mm]	p_B [bar]	p_I [bar]	T_I [°C]	Δp_I [bar]	$\dot{m}_{BK}$ [kg/s]	$\dot{m}_{BK,ie}$ [kg/s]	α_{BK} [-]
1,02	4,04	16,0	22,9	0,0022	0,1163	0,7817	0,1488
1,98	3,99	15,9	22,9	0,0046	0,2316	0,7740	0,2993
3,08	3,98	15,7	23,2	0,0087	0,3475	0,7720	0,4501
4,00	3,99	15,5	23,6	0,0138	0,4500	0,7731	0,5821
5,04	3,98	15,4	23,0	0,0187	0,5302	0,7723	0,6866
6,04	4,12	15,2	24,0	0,0235	0,5947	0,7927	0,7502
7,05	4,02	15,1	24,1	0,0263	0,6291	0,7771	0,8096
8,05	4,01	14,9	24,3	0,0301	0,6708	0,7752	0,8653
9,01	3,99	14,8	24,6	0,0313	0,6822	0,7718	0,8839
10,03	4,01	14,8	24,1	0,0314	0,6838	0,7755	0,8818

4.3. táblázat DN32 biztonsági szelep teljesítménytényezőjének számítása

A kísérletek alapján számított teljesítménytényező-szeleptányér elmozdulás függvényt, a biztonsági szelep működésének szimulációjának számítógépes megoldása érdekében a 3.2.3.2. fejezetben közölt eljárással közelítettem. A Legendre-polinomokból felépített bázisfüggvényekkel végzett közelítő eljárás eredményeként a teljesítménytényező

$$\alpha_{BK}(y) = \sum_{i=1}^{p+1} b_i y^{i-1} \quad (4.111)$$

összefüggés szerint számítható, amelynek ismeretében a biztonsági szelepen átáramló valódi tömegáram

$$\dot{m}_{BK} = \alpha_{BK} \dot{m}_{BK,ie} \quad (4.112)$$

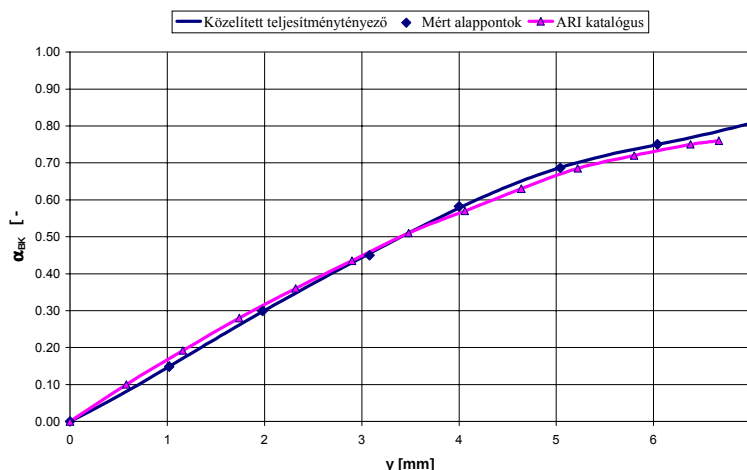
módon határozható meg. A (4.111) összefüggés együtthatóit – a felhajtóerő-függvényhez hasonlóan – egy tipizált fájlban tárolva a számítási idő csökkenthető.

Mivel a modellegyenletek számítása numerikus úton történik, a II. nyitott rendszer állapotváltozását leíró egyenletekben szereplő elemi átáramló tömeg (4.46) a tömegáramból

$$dm_{BK} = \dot{m}_{BK} h \quad (4.113)$$

összefüggés szerint számítható, ahol h [s] a numerikus számítás időléptéke.

A 4.18. ábrán a biztonsági szelep számított, valamint az ARI katalógusban [95] közölt teljesítménytényezője látható a szeleptányér-elmozdulás függvényében ábrázolva.



4.18. ábra DN32 biztonsági szelep közölt és számított teljesítménytényezője

A diagramból látható, hogy a meghatározott teljesítménytényező jó egyezést mutat az ARI katalógusban közölt értékekkel. Elvégzett, de az értekezésben nem közölt kísérletek igazolták, hogy más méretsorozatú ARI típusú biztonsági szelepek esetén is hasonló egyezés mutatható ki.

Az értekezés ezen fejezetében céлом volt a biztonsági szelep teljesítménytényezőjének kísérleti úton történő meghatározása. A cél elérése érdekében

- a műszaki gyakorlatban alkalmazott kísérleti eljárással [17] a biztonsági szelep szeleptányérjának elmozdulási tartományán mérési eredményeket állítottam elő;
- megállapítottam, hogy a mért és a katalógusban közölt eredmények jó egyezést mutatnak, így további biztonsági szelepek vizsgálatánál elegendő a katalógus eredményeinek alkalmazása;
- a mért pontokra a számítógépes felhasználás megkönnyítése érdekében a 3.2.3.2. pontban közölt eljárással közelítő függvényt ültettem, amelynek együttthatói adatfájlban tárolva a szimulációs számítás bemenő adatait képezik.

5. SZIMULÁCIÓS ÉS KÍSÉRLETI VIZSGÁLATOK

5.1. A MODELLEGYENLETEK MEGOLDÁSA, SZIMULÁCIÓS SZÁMÍTÁS

A 3. és 4. fejezetben a biztonsági szelep mechanikai modelljének és a nyomástartó rendszer áramlástani modelljének vizsgálatával foglalkoztam. Kísérleti és elméleti módszerekkel meghatároztam a modellek összetevőit, majd kísérleti mérésekkel igazoltam az áramlástani modell alkalmazhatóságát. A biztonsági szelep működésének szimulációs vizsgálatához tekintsük át az említett modellegyenleteket, amelyek a következők:

- a biztonsági szelep mozgásegyenlete (3. fejezet):

$$\ddot{y} = \frac{l}{m} \left(-\frac{l}{c}(y + y_0) - r\dot{y} - m_0 g + F_f(p_B, y) + F_s \right) \begin{cases} \dot{y} > 0 \text{ esetén } F_s = -S \\ \dot{y} < 0 \text{ esetén } F_s = +S \end{cases} \quad (5.1)$$

- a táptartály állapotváltozását leíró egyenletek (4.3. fejezet):

$$dT_A = \frac{T_A}{m_A} (1 - \kappa) dm_{AB}, \quad dp_A = -\frac{\kappa R T_A}{V_A} dm_{AB}, \quad (5.2)$$

ahol dm_{AB} az eltérő tartályállapotokból adódó, a tartályok közötti csővezetéken átváramló elemi tömeg, amely iterációs módszerrel számítható (4.4. fejezet).

- a mérőtartály állapotváltozását leíró egyenletek (4.3. fejezet):

$$dT_B = \frac{T_B}{m_B} (1 - \kappa) dm_{BK} + \frac{l}{m_B} (\kappa T_A - T_B) dm_{AB}, \quad dp_B = \frac{\kappa R}{V_B} (-T_B dm_{BK} + T_A dm_{AB}), \quad (5.3)$$

ahol dm_{BK} a biztonsági szelepen átváramló elemi tömeg, amely a szeleptányér elmozdulásának ismeretében számítható (4.6. fejezet).

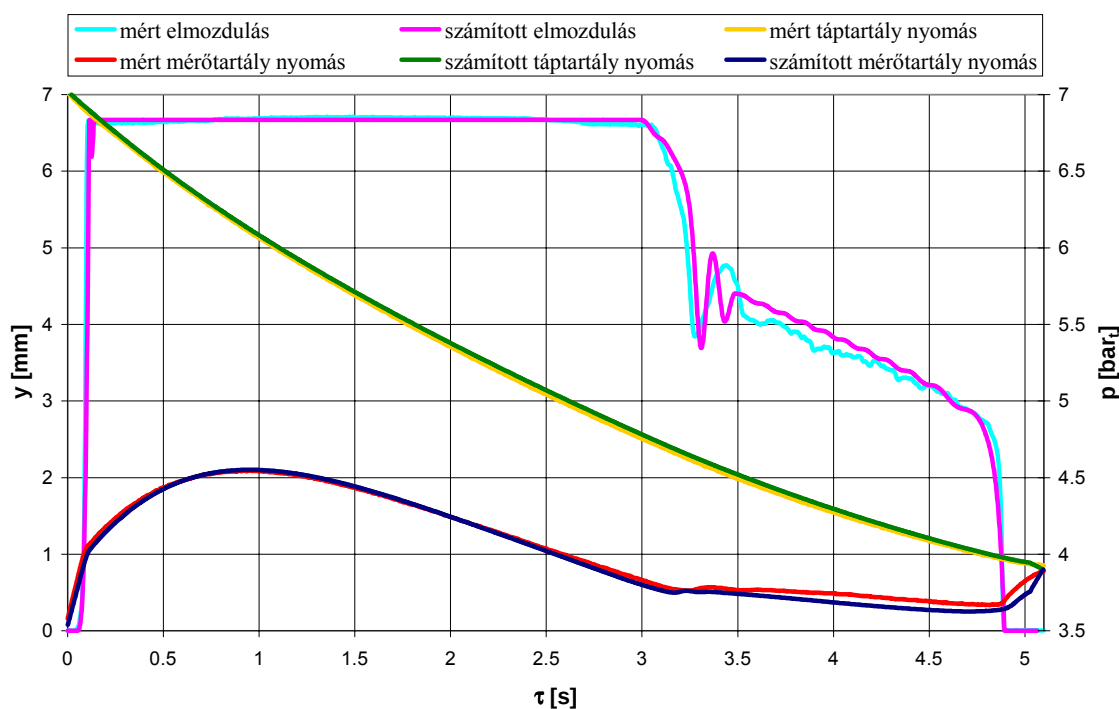
A fenti egyenletek a felhajtóerő magasabbfokú polinomként való közelítése következtében numerikusan, míg az összefüggésekben szereplő közös változók (p_B, y) következtében szimultán

oldhatók meg. A számítások elvégzésére számítógépes program készült, amelynek főbb elemei az adatbeolvasási, a már korábban tárgyalt felhajtóerőt, mozgásegyenletet és áramlástan egyenleteket számító, valamint adatmegjelenítő-adattároló eljárás. Az eredmények képernyőn megjeleníthetők, és tipizált vagy szövegfájlokban tárolhatók. A szimulációs program szerkezetét, a számítások menetét az V. függelékben található folyamatábra mutatja.

A következőkben egy működési kísérlet, és egy vele azonos kezdeti feltételekkel elvégzett szimuláció eredményét mutatom be. A szimuláció konstrukciós paraméterei az I. és II. függelékben találhatók, további paraméterek a következők:

biztonsági szelep típusa	ARI DN32
maximális szeleptányér elmozdulás	$y_{max} = 6,67 \text{ mm}$
rugómerevség	$k = 24000 \text{ N/m}$
nyitónyomás	$p_n = 3,8 \text{ bar}_t$
táptartály kezdeti nyomása	$p_A^0 = 7,02 \text{ bar}_t$
mérőtartály kezdeti nyomása	$p_B^0 = 3,54 \text{ bar}_t$
táptartály kezdeti hőmérséklete	$T_A^0 = 299 \text{ K}$
mérőtartály kezdeti hőmérséklete	$T_B^0 = 295 \text{ K}$
áramláskorlátozó perem átfolyási száma (D30)	$\alpha_{AB} = 0,77$
ütközési tényező a szeleptányéran	$k_{ti} = 0,289$
ütközési tényező a vezetőtárcsán	$k_v = 0,173$
lineáris csillapítási tényező	$r = 12 \text{ kg/s}$
Coulomb-féle súrlódás	$S = 2,5 \text{ N}$

A szimulációs számításoknál a felhajtóerő kezdőpontja meghatározásának 5.2.1. fejezetben tárgyalásra kerülő új módszerét alkalmaztam. A kísérlet és a szimuláció eredményei – táptartály és mérőtartály nyomás, szeleptányér elmozdulás – az 5.1. ábrán láthatók.



5.1. ábra Biztonsági szelep működésének egy kísérleti és szimulációs vizsgálata

Az 5.1. ábrából kitűnik, hogy a modellek a szeleptányér elmozdulását és a táptartály nyomásváltozását a teljes vizsgálati tartományon igen jó egyezéssel írják le. Ugyanez mondható el a mérőtartály nyomásváltozásának első – a biztonsági szelep működésének nagyobb jelentőséggel bíró – szakaszára is, azonban az ezt követő szakaszon növekvő eltérés tapasztalható a mért és számított értékek között. Ez a jelenség a nyomástartó rendszer modellegyenleteinek kísérleti igazolásánál is előtérbe került, ahol az időben hosszabb – kisebb keresztmetszetű fojtóelemekkel végzett – vizsgálatok mért és számított eredményei közötti eltérést a valóságban nem adiabatikus rendszerként viselkedő tartályok és csővezetékek okozták. A szimulációs számításoknál ez a jelenség fokozottan jelentkezik, mivel a kísérletek időtartama a biztonsági szelep működésének következtében megnő. Megfigyelhető, hogy a működés szempontjából legjelentősebb nyitási és zárási folyamat közötti szakaszon a számítás eredményei mind a nyomások (nyitónyomás, zárási nyomás, a mérőtartályban kialakuló maximális nyomás), mind a szeleptányér elmozdulás tekintetében jó egyezést mutatnak a mért értékekkel.

További kísérletek, és velük azonos kezdeti feltételekkel elvégzett szimulációs számítások eredményei a X. függelékben tanulmányozhatók.

A *Bevezetés, célkitűzések* c. fejezetben említettem, hogy a biztonsági szelepek kiválasztását egy rendszerbiztonsági elemzés előzi meg, amely megállapítja maximális zavar esetén a rendszerből elvezetni szükséges anyagmennyiséget. A megvalósított szimulációs program alkalmas arra, hogy amennyiben a védendő edénybe érkező anyagmennyiséget egy előre definiált – akár konstans – függvény írja le, a biztonsági szelep működését a védendő edény–biztonsági szelep–környezet rendszert figyelembe véve határozza meg. Ez az eljárás a jelenleg alkalmazott kiválasztási módszerhez képest a biztonsági szelep működéséről is információt nyújt, ezzel a különböző technológiai paraméterek működésre gyakorolt hatásait nagy pontossággal képes vizsgálni, csökkentve a rendkívül költséges kísérleti mérések számát.

Összegzésként megállapítható, hogy a biztonsági szelep működését, és a védendő nyomástartó edényben lejátszódó nyomásváltozási folyamatokat az alkalmazott mechanikai és áramlástani modell jó egyezéssel képes leírni. A kapott eredményeket összevetve a szakirodalomban fellelhető – *Tudományos előzmények* c. fejezetben bemutatott – modellek eredményeivel kijelenthetjük, hogy, az értekezésben bemutatott módszer minőségi javulást mutat az eddigi módszerekhez képest.

5.2. A MODELLEK SZIMULÁCIÓS ÉS KÍSÉRLETI VIZSGÁLATA

A modellegyenletek megoldására készített szimulációs program segítségével további vizsgálatok végezhetők el, amelyekkel a biztonsági szelep és a nyomástartó rendszer együttes működése tanulmányozható. A következőkben elsőként a felhajtóerő kezdőpontjának számításánál tapasztalt problémákat tárgyalom, majd a modellegyenletek néhány elemének a biztonsági szelep működésére gyakorolt hatásával foglalkozom. A vizsgálatok nem változó adatait minden esetben az 5.1. fejezetben bemutatott kísérlet és szimulációs számítás paraméterei fogják szolgáltatni.

5.2.1. A FELHAJTÓERŐ-FÜGGVÉNY KEZDŐPONTJÁNAK VIZSGÁLATA

5.2.1.1. Számítási módszerek, előzmények

A felhajtóerő-függvény kezdőpontja meghatározásának problémáját a felhajtóerő számítására kidolgozott eljárás kapcsán, a 3.2.3.2. fejezetben ismertettem. Az eljárás során, a mérési eredményekből számított felhajtóerő pontokon kívül, meg kell határozni a zárt állapotú szeleptányért jellemző felhajtóerő kezdőpontot is, amelyet a szeleptányér környezetében kialakuló nyomások ismeretében statikai egyenletből nyerünk.

A műszaki gyakorlatban a nyitás pillanatát jellemző nyitónyomás beállítása oly módon történik, hogy a mérőtartály nyomását mindaddig növelik, amíg a szelep jellegzetes – a vizsgáló szakember által jól ismert – szivárgási hangot nem ad. A nyomásérzékelőről ekkor leolvasott nyomást tekintik nyitónyomásnak. A beállított nyitónyomás értékét legalább kétszer kell ellenőrizni. [18]

Mint a *Tudományos előzmények* c. fejezetből is kiderült, a szakirodalomban két számítási módszer honosodott meg. Az I. módszer a szeleptányérra ható nyomásokból származó (p_{ell} , p_B^*) erők egyensúlyából számítja azt az értéket, amely – figyelembe véve a 3.22. ábra jelöléseit – az

$$F_f \Big|_{y=0, p=p_B^*}^{(I)} = (p_B^* - p_{ell}) A^{(I)}, \text{ ahol } A^{(I)} = \frac{D_{\bar{u}b}^2 \pi}{4} \quad (5.4)$$

összefüggéssel határozható meg. A II. módszer is hasonló összefüggést fogalmaz meg, azonban a jellemző felületet nem a szeleptányér és a szelepülék illeszkedőfelületének belső átmérőjéből, hanem annak közepes átmérőjéből határozza meg:

$$F_f \Big|_{y=0, p=p_B^*}^{(II)} = (p_B^* - p_{ell}) A^{(II)}, \text{ ahol } A^{(II)} = \frac{D_{\bar{u}köz}^2 \pi}{4}. \quad (5.5)$$

A két módszerrel számított erő között eltérés mutatkozik. Az 5.1. pontban bemutatott szimulációs számítás nyitónyomásánál ($p_n=3.8 \text{ bar}_i$) a felhajtóerő kezdőpontja a két módszer szerint

$$F_f \Big|_{y=0, p=p_n}^{(I)} = 376.123 \text{ N}, \text{ illetve } F_f \Big|_{y=0, p=p_n}^{(II)} = 401.981 \text{ N} \quad (5.6)$$

értékre adódik. A kifejezések egyszerűbb írásmódja érdekében, a továbbiakban vezessük be a

$$F_{f0} = F_f \Big|_{y=0, p=p_n}, \text{ és } F_{fmax} = F_f \Big|_{y=y_{max}, p=p_z} \quad (5.7)$$

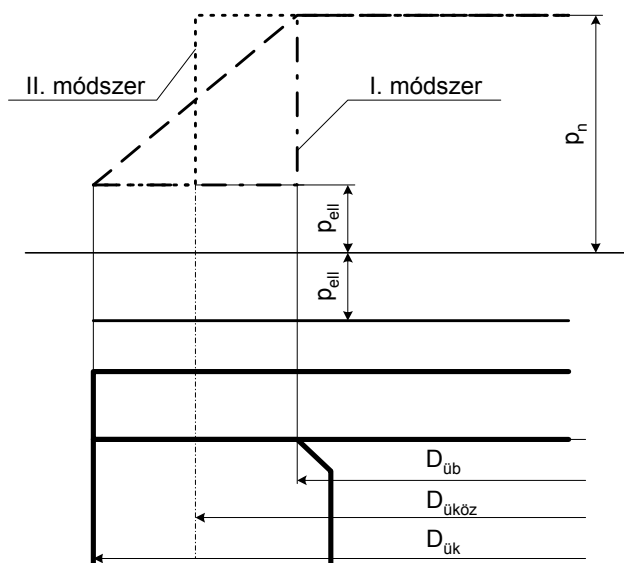
jelöléseket.

Az 5.2. ábra segítségével vizsgáljuk meg a módszerek közötti különbséget.

Az I. módszer feltételezése szerint a szelepülék és a szeleptányér közös illeszkedőfelületén ($D_{\bar{u}k}-D_{\bar{u}b}$) tökéletes illeszkedés valósul meg, és a nyitás pillanatában a tömítetlenség a felület teljes keresztmetszetében egyidőben szűnik meg. Ekkor a mérőtartály-nyomás és az ellennyomás közötti szakadási felület a szelepülék belső határfelületén helyezkedik el (az 5.2. ábrán pontvonallal jelölve). Amennyiben a szelepülék és a szeleptányér illeszkedése nem tökéletes – például felületi hiba vagy a felületek nem tökéletesen sík becsiszolása, esetleg lefűvás közben bekerült idegen anyag következtében – a nyomások szakadási felülete a külső átmérő irányába mozdul el.

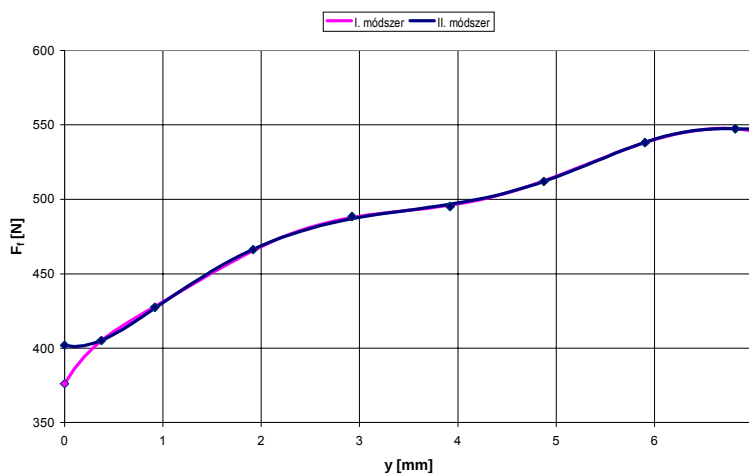
A II. módszer elméleti háttére az irodalmi forrásokban nem lelhető fel. Az összefüggés valószínűsíthetően a szakadási felület előbb említett nem tökéletes illeszkedésből adódó elmozdulását (pontosorral jelölve), esetleg az illeszkedőfelület belső és külső átmérője között

sugárirányban lineárisan változó nyomásprofil feltételezését veszi figyelembe (szaggatott vonallal jelölve).



5.2. ábra Nyomásviszonyok a szeleptülék illeszkedőfelületének környezetében

Az 5.3. ábrán a 3.2.3.2. fejezetben közölt eljárással meghatározott felhajtóerő-görbék láthatók, amelyek kezdőpontjának számítása az ismertetett két módszerrel történt.



5.3. ábra A két módszerrel számított felhajtóerő görbék.

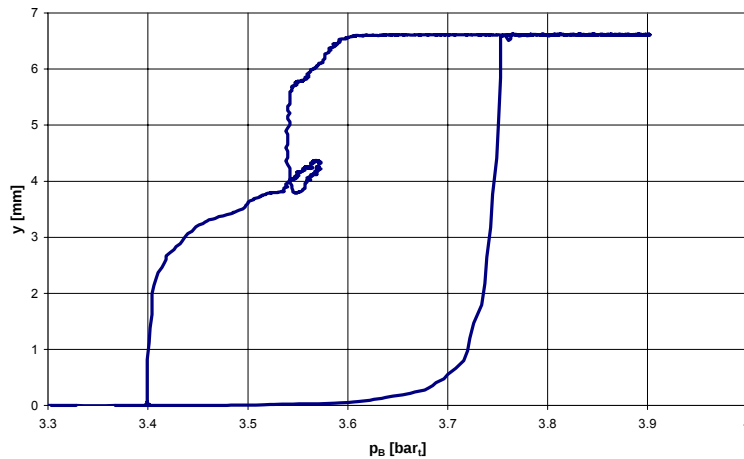
Összegezve megállapíthatjuk, hogy a két módszer eredménye közötti különbség jelentősnek mondható (a vizsgált nyitónyomáson 25,86 N), amely érték a nyomás növekedésével lineárisan nő. A két módszer az 5.3. ábrán látható módon eltérő jellegű kezdeti szakasszal rendelkező felhajtóerő görbéket eredményez, ezzel a nyitási folyamat jellegét befolyásolja.

A következőkben javaslatot teszek a felhajtóerő kezdőpontjának egy új módszerrel történő meghatározására (III. módszer), amelyet kísérletekkel is igazolok.

5.2.1.2. Módszer felhajtóerő kezdőpontjának meghatározására

A szeleptányér nyitási folyamatának összetettségét a felhajtóerő kezdőpontjának szakirodalomban meghonosodott két számítási módszere közötti eltérés, és a műszaki gyakorlatban alkalmazott nyitónyomás beállításának bizonytalansága is jellemzi. A következőben bemutatásra kerülő módszer (III. módszer) a szeleptányér nyitási és zárási folyamata közötti kapcsolat figyelembevételével határozza meg a felhajtóerő kezdőpontjának nagyságát és fogalmaz meg általánosítható törvényszerűségeket.

A biztonsági szelep nyitási és zárási folyamata jól megfigyelhető egy kísérleti vizsgálat során regisztrált szeleptányér elmozdulás – mérőtartály nyomás diagramon (5.4. ábra).



5.4. ábra Biztonsági szelep nyitási és zárási folyamata.

A diagramból látható, hogy a mérési adatokból a zárási nyomás nagyobb biztonsággal leolvasható, mint a nyitónyomás.

Tekintsük a szeleptányér zárt állapotát követő nyitási, és a teljes nyitottsági állapotot követő zárási folyamat kezdetét jellemző (3.94) és (3.104) egyenleteket:

$$\frac{I}{c} y_0 + S + m_{\sigma} g - F_{f0} = 0, \quad (5.8)$$

$$\frac{I}{c} (y_{\max} + y_0) - S + m_{\sigma} g - F_{f\max} = 0. \quad (5.9)$$

Az egyenletek különbségét képezve, rendezés után az

$$F_{f0}^{(III)} = F_{f\max} - \frac{I}{c} y_{\max} + 2S \quad (5.10)$$

összefüggést kapjuk, amelyben c , $y_{\max}$, S ismert paraméterek, $F_{f\max}$ a nyitott állapotú szeleptányérra ható felhajtóerő a 3.2.3.2. fejezetben közölt eljárással számítható. Ezzel a módszerrel az 5.1. fejezetben bemutatott kísérlet és szimuláció nyitónyomásánál számított felhajtóerő kezdőpontjának értéke

$$F_{f0}^{(III)} = 388.64 \text{ N} \quad (5.11)$$

nagyságúra adódott, amely az I. módszer eredményénél nagyobb, míg a II. módszerénél kisebb értéket mutat. Általánosítható törvényszerűségek felállítása érdekében az alkalmazott nyomástartományon további kísérleteket végeztem. Az 5.1. táblázatban a kísérletek során kapott eredmények közül a kísérlet sorszámát, a nyitó- és zárónyomás értékét (p_n , p_z), valamint a három módszerrel számított felhajtóerő értékét tüntettem fel.

Ssz	$p_n - p_{ell}$ [bar]	$p_z - p_{ell}$ [bar]	$F_{f0}^{(I)}$ [N]	$F_{f0}^{(II)}$ [N]	$F_{f0}^{(III)}$ [N]
1.	3,77	3,79	384,51	398,81	373,15
2.	3,84	3,82	388,64	406,21	380,08
3.	3,75	3,77	382,38	396,69	371,17
4.	3,85	3,83	389,89	407,27	381,07
5.	3,79	3,79	385,13	400,61	374,84
6.	3,85	3,84	390,64	407,27	381,07
7.	3,83	3,85	392,26	405,15	379,09
8.	3,89	3,78	383,01	411,50	385,03
9.	3,80	3,81	386,76	402,19	376,32
10.	3,80	3,82	388,64	401,98	376,12
11.	3,82	3,84	391,14	404,20	378,20
12.	3,84	3,85	392,76	406,21	380,08
13.	3,85	3,86	394,01	406,74	380,58
14.	3,58	3,64	365,61	378,81	354,45
15.	3,59	3,62	363,86	379,24	354,84
16.	3,57	3,64	365,86	377,76	353,46
17.	4,67	4,48	471,49	494,01	462,24
18.	4,50	4,29	447,82	476,03	445,41
19.	4,25	4,18	433,10	449,58	420,66
20.	4,10	4,03	414,88	433,72	405,82

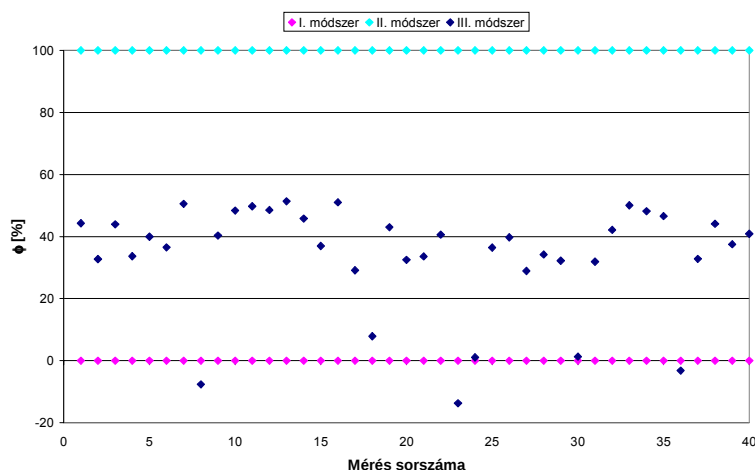
Ssz	$p_n - p_{ell}$ [bar]	$p_z - p_{ell}$ [bar]	$F_{f0}^{(I)}$ [N]	$F_{f0}^{(II)}$ [N]	$F_{f0}^{(III)}$ [N]
21.	3,95	3,91	399,89	417,74	390,87
22.	3,73	3,75	379,50	394,58	369,19
23.	3,71	3,62	363,36	392,04	366,82
24.	3,60	3,56	356,59	380,82	356,33
25.	3,57	3,61	362,10	377,54	353,26
26.	3,60	3,64	365,86	380,61	356,13
27.	3,59	3,61	362,60	379,98	355,54
28.	3,60	3,63	365,11	381,25	356,72
29.	3,59	3,62	363,11	379,66	355,24
30.	4,82	4,53	477,71	510,09	477,28
31.	4,75	4,56	480,57	502,58	470,25
32.	4,76	4,59	484,80	503,53	471,14
33.	3,95	3,95	404,64	418,06	391,17
34.	3,47	3,55	354,84	367,07	343,46
35.	3,86	3,86	393,89	407,91	381,67
36.	3,91	3,80	386,26	413,72	387,11
37.	3,72	3,72	376,50	393,52	368,20
38.	3,45	3,52	351,33	364,43	340,99
39.	4,16	4,09	422,37	440,06	411,76
40.	4,31	4,22	438,59	455,93	426,60

5.1. táblázat Felhajtóerő vizsgálat kísérleti eredményei

Az i -edik kísérletben számított eredmények jellemzésére vezessük be a

$$\phi_i^{(*)} = \frac{F_{f0}^{(*)} - F_{f0}^{(I)}_i}{F_{f0}^{(II)}_i - F_{f0}^{(I)}_i} \quad (5.12)$$

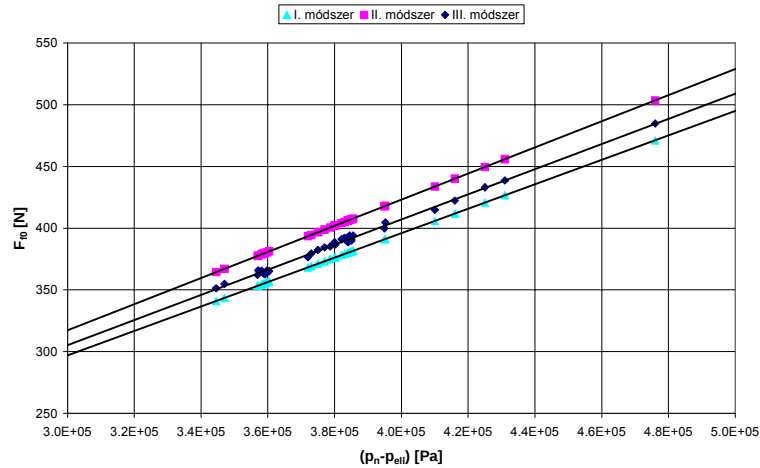
viszonyszámot, amely az I. és a II. módszer eredményeit, mint egy tartomány határpontjait kijelölve ($\phi_i^{(I)}=0$, $\phi_i^{(III)}=1$) mutatja valamely módszerrel számított eredmény ($F_{f0}^{(*)}$) tartományon belüli elhelyezkedését. A kísérletek viszonzszámainak alakulását az 5.5. ábra szemlélteti.

5.5. ábra A ϕ viszonzszám alakulása a különböző kísérleteknél

Az 5.5. ábrából látható, hogy az elvégzett kísérletek jelentős részében (85%-ában) a III. módszert jellemző viszonzszámok a $\phi=0,3-0,5$ tartományban helyezkednek el. A kiugró értékek nagy valószínűséggel nem mérési hiba következményei, mivel azok nem a véletlen hibára utaló – az átlagos értékhez képest mindkét irányban jelentkező – eltéréseket mutatnak, hanem jellemzően

a belső átmérőre számított I. módszer értékei felé tolódnak el. Abból a tényből kiindulva, hogy a kiugró értékek minden esetben egy több napig, esetleg több hétig beállítva magára hagyott biztonsági szelepen végzett kísérletek eredményei voltak, a lényeges eltérés oka a becsiszolt illeszkedőfelületek között jelentkező adhéziós erő jelenlétében (a szeleptányér "letapadásában") kereshető. Az adhéziós erő jelenléte előjelét tekintve a felhajtóerő kezdőpontjának negatív irányú eltolódásának felel meg.

A három módszerrel számított felhajtóerő kezdőpontok eredményei a nyitónyomás függvényében az 5.6. ábrán láthatók.



5.6. ábra A három módszer eredményei a nyitónyomás függvényében ábrázolva

Az (5.4) és (5.5) összefüggések értelmében az I. és II. módszerek eredményei egy origóból kiinduló egyenes mentén helyezkednek el. A III. módszer eredményei közül a kiugró értékeket eltávolítottam, majd a maradék ponthalmazon lineáris regressziót végeztem. A módszereket jellemző lineáris összefüggések a következők:

$$\begin{aligned} F_{f0}^{(I)} &= 0,0009898(p_n - p_{ell}) + 9,82705 \cdot 10^{-8} \quad [N], \\ F_{f0}^{(II)} &= 0,00105784(p_n - p_{ell}) - 2,62908 \cdot 10^{-8} \quad [N], \\ F_{f0}^{(III)} &= 0,00101839(p_n - p_{ell}) - 0,219021 \quad [N]. \end{aligned} \quad (5.13)$$

Az (5.13) összefüggések értelmében a III. módszerrel számított erőértékek nem egy additív konstansban térnek el a másik két módszer eredményeitől. Megállapíthatjuk tehát, hogy az eltérés nem az érintkező felületek között kialakuló adhéziós erőhatás, hanem a regressziós egyenesek meredekségéből egyértelműen meghatározható mérőtartály-nyomás és ellennyomás közötti szakadási felület eltolódásának eredménye. Az I. módszerhez – mint elméleti módszerhez – viszonyított eltolódás az illeszkedőfelületek nem tökéletesen sík becsiszolásának következménye.

A szakadási felület valós helyzetét jelző keresztmetszet meghatározásához ismét alkalmazzuk az (5.12) összefüggést, amelyben figyelembe véve a regressziós egyenletek együtthatóit ($m^{(I)}$, $m^{(II)}$, $m^{(III)}$) a viszonyszámra

$$\phi^{(III)} = \frac{m^{(III)} - m^{(I)}}{m^{(II)} - m^{(I)}} = 0,4201 \quad (5.14)$$

érték adódik. Az előbbi összefüggés a felületekre is felírható, amelyből a III. módszerre jellemző felület a

$$A^{(III)} = A^{(I)} - \phi^{(III)}(A^{(II)} - A^{(I)}) \quad (5.15)$$

kifejezéssel, a jellemző átmérő a

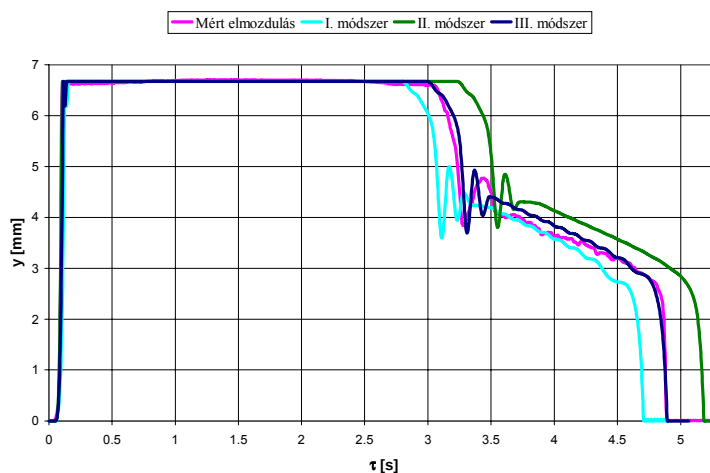
$$D^{(III)} = \sqrt{D_{üb}^2 - s\phi(D_{üb} + D_{üköz})} \quad (5.16)$$

összefüggéssel számítható. Az adott konstrukció esetén a jellemző átmérő

$$D^{(III)} = 36.01 \text{ [mm]} \quad (5.17)$$

értékűre adódik.

A különböző módszerek működésre gyakorolt hatásának vizsgálatára az 5.1. pontban bemutatott feltételekkel szimulációs számításokat végeztem, amelyekben a felhajtóerő kezdőpontját az említett három módszerrel határoztam meg. A számítások, valamint a kísérlet eredménye – szeleptányér elmozdulás - idő diagram formájában – az 5.7. ábrán látható.



5.7. ábra Kísérleti mérés és a különböző felhajtóerő kezdőpontokkal végzett szimulációs számítások eredményei

Az ábrából látható, hogy az új módszerrel meghatározott felhajtóerő kezdőponttal elvégzett szimulációs vizsgálat eredménye egybeesik a kísérleti vizsgálat eredményével, míg a szakirodalomban alkalmazott két módszer eredményei – főleg a zárási szakaszban – számottevően eltérnek ettől.

Tanulmányozva az (5.16) összefüggést megállapítható, hogy minél kisebb az illeszkedőfelület szélessége (s), annál kisebb az eltérés a módszerek között, határesetben ($s=0$) a jellemző átmérő éppen megegyezik a belső átmérővel (I. módszer). Az illeszkedőfelület szélességének csökkentése egybeesik a jelenlegi fejlesztési stratégiával, mivel a tömör zárás biztosítása és a nyitónyomás pontos beállítása alapvető szempont a biztonsági szelep megbízható működése érdekében.

Figyelembevéve a mérési eredményeknél tapasztalt, hosszabb állást követő „letapadási” jelenséget, megállapítható, hogy ekkor a fellépő járulékos adhéziós erő hatására a beállított nyitónyomás megnő, ezzel a védett edényben a biztonságos működést veszélyeztető túlnyomás alakulhat ki. A rendelkezésre állás időtartamának növekedésével tehát számolni kell ezzel a hatással, és mind a felhajtóerő kezdeti pontjának meghatározásánál, mind a nyitónyomás üzembe helyezés kori beállításánál különös körtekintéssel kell eljárni.

A Miskolci Egyetem Vegyipari Gépek Tanszékén több évtizede folyó kutatások is alátámasztják a kapott eredményeket – BENE F. és LÉDERER P. szóbeli közlése alapján –, amelyek a közepes és a belső átmérők közé teszik a jellemző átmérő nagyságát.

Mindezek ellenére szükséges megjegyezni, hogy bár a kidolgozott módszer az adott biztonsági szelepre megbízható eredményt szolgáltat, hosszútávú következtetéseket csak további több éves kutatómunka és – más típusú és méretű biztonsági szelepekre kiterjesztett – kísérletek elvégzéséből lehet levonni.

Az értekezés e fejezetében célom volt a felhajtóerő kezdőpontjával kapcsolatos szakirodalmi ellentmondások vizsgálata, és egy módszer kidolgozása, amellyel a kezdőpont értéke megbízhatóan számítható. A cél elérése érdekében

- számba vettem a szakirodalomban közölt módszereket és megállapítottam, hogy azok olyan eltérést mutatnak, amely számottevően befolyásolja a biztonsági szelep működési folyamatát;
- kidolgoztam egy módszert a felhajtóerő kezdőpontjának számítására, amelyet kísérleti mérésekkel igazoltam;
- kimutattam, hogy a kapott felhajtóerő értékek szakirodalomban közölt módszerektől való eltérése a mérőtartály nyomás és az ellennyomás közötti szakadási felület elmozdulásának következménye;
- megállapítottam, hogy a rendelkezésre állás időtartama alatt megnő annak a valószínűsége, hogy az illeszkedő felületek között járulékos adhéziós erő lépjen fel, amelynek következtében a beállított nyitónyomás megnőhet, ezzel a védett edényben káros nyomásnövekedési folyamat alakulhat ki.

5.2.2. A MODELLEK ELEMEINEK A BIZTONSÁGI SZELEP MŰKÖDÉSÉRE GYAKOROLT HATÁSÁNAK VIZSGÁLATA

Az 5.1. pontban tárgyalt szimulációs program segítségével lehetőség nyílik a mechanikai és áramlástanai modellek elemeinek biztonsági szelep működésére gyakorolt hatásának vizsgálatára.

A következőkben az 5.1. pontban közölt szimulációs számítás eredményét és a különböző paraméterekkel végzett vizsgálatok eredményeit diagramban ábrázolva mutatom be. A vizsgálatok során az említett szimulációs számítás adatait használtam, a megváltoztatott paraméter értékeit az adott helyen közlöm.

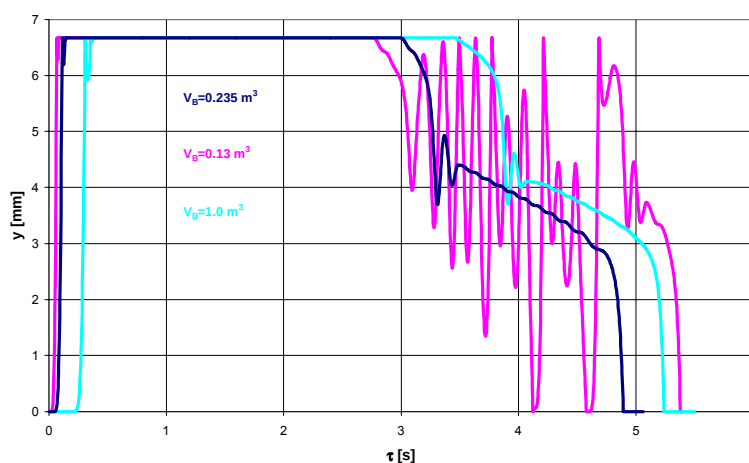
A védendő edény térfogatának hatása

Az érvényben lévő hazai és nemzetközi előírások, szabványok a biztonsági szelep kiválasztásánál nem térnek ki a védendő edény térfogatának biztonsági szelep működésére gyakorolt hatásának figyelembevételére. A kérdés tanulmányozására szimulációs vizsgálatokat végeztem.

A vizsgálatok során a mérőtartály térfogatát a valóságos ($V_B=0,235 \text{ m}^3$) értékhez képest nagyobb ($V_B=1 \text{ m}^3$), és kisebb ($V_B=0,13 \text{ m}^3$) értékűre választottam. A kapott elmozdulás értékek az 5.8. ábrán láthatók.

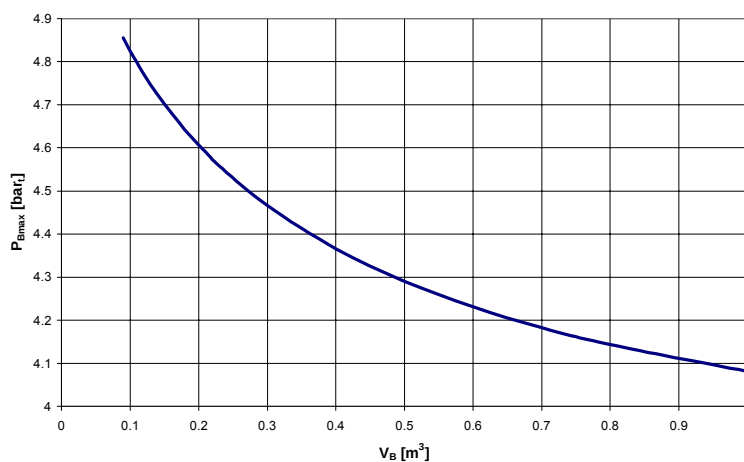
Az ábrán látható, hogy csökkentett edénytérfigatnál a biztonsági szelep működése felgyorsul, és úgynevezett „csattogási jelenség” is kialakulhat, amely a szeleptányér és szeleptülék

illeszkedőfelületének meghibásodását, ezzel a tömörzárás elvesztését, és – az 5.2.1. pontban tárgyaltaknak megfelelően – a beállított nyitónyomás megváltozását okozhatja.



5.8. ábra A védendő edény térfogatának hatása a biztonsági szelep működésére

A számítások során kiderült, hogy a védendő edény térfogata a biztonsági szelep működésén túl a védendő edényben kialakuló maximális nyomás értékére is jelentős hatással van. A hatás vizsgálatára további térfogatokon végeztem kísérleteket, és a kapott maximális nyomás értékeket az edénytérfogat függvényében ábrázoltam (5.9. ábra).



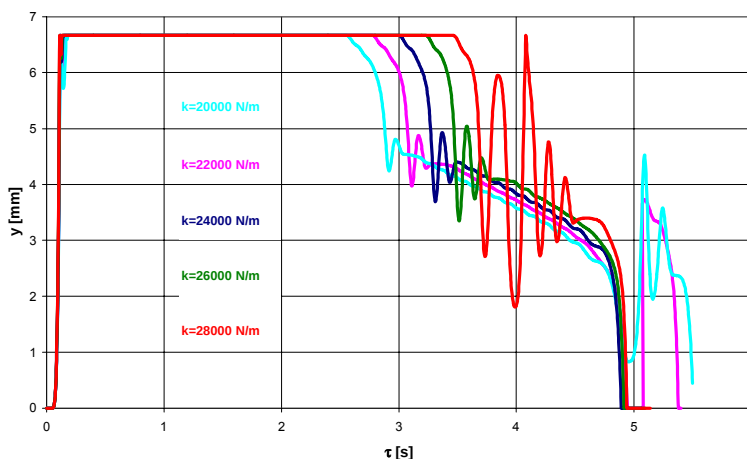
5.9. ábra A védendő edényben kialakuló maximális nyomás az edény térfogatának függvényében

A kísérletekből megállapítható, hogy az 5.8. ábrán bemutatott két esetben az adott védett edényben kialakuló maximális nyomások között közel 20%-os eltérés van, és az edényben kialakuló nyomás az edény térfogatának csökkenésével exponenciálisan nő. A kis térfogatoknál kialakuló nyomás az edény szilárdságát is veszélyeztetheti.

Az 5.1. fejezetben említett, biztonsági szelepek kiválasztásánál alkalmazott rendszerbiztonsági elemzések eredményeit figyelembe vevő szimulációs számítással többek között a védendő edény térfogatának hatását is nagypontossággal vizsgálhatjuk, ezzel a káros nyomásnövekedési folyamatokat kiszűrhetjük.

A rugómerevség hatása

A rugómerevség hatásának vizsgálatát az eredeti értéken ($k=24000 \text{ N/m}$) túl további rugómerevség értékekkel ($k=20000$; 22000 ; 26000 ; 28000 N/m) végeztem el. Az 5.10. ábrán a szimuláció eredményei láthatók.



5.10. ábra A rugómerevség hatása a biztonsági szelep működésére

Az ábrán megfigyelhető, hogy kisebb rugómerevségek esetén gyorsabb nyitási, és korábban elkezdődő, de elhúzódó zárási folyamat valósul meg. Ennek oka a felhajtóerő-függvény kezdőpontjának a függvény kezdeti szakaszának alakjára gyakorolt hatásában keresendő. Adott elmozdulás esetén az elmozdulás tartományon rövid csökkenő, majd növekvő szakasszal rendelkező felhajtóerő-függvény (5.3. ábra), és az adott meredekségű rugókarakterisztika közötti eltérés a gyorsítóerő irányát jellemzi, ezért kisebb meredekségű rugóknál megnő az esélye a zárást követő gyors nyitásnak. Látható, hogy ugyanezen okból a zárási folyamat közben kialakuló lengési jelenség is felerősödik a nagyobb rugómerevségek irányában. A különböző rugómerevségű rugóknak nincs számottevő hatása a védendő edényben kialakuló maximális nyomásra.

A szimulációs program kitűnő lehetőséget biztosít nemlineáris, vagy szakaszonként lineáris rugókarakterisztikák vizsgálatára, azonban az értekezés keretein belül erre nem térek ki.

A lineáris csillapítási tényező hatása

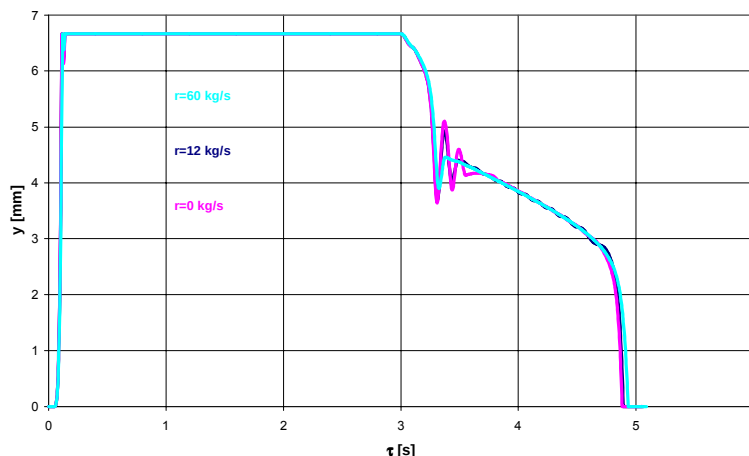
A lineáris csillapítás hatásának vizsgálatát a 3.2.2.1. fejezetben meghatározott ($r=12 \text{ kg/s}$), a csillapításmentes esetet jellemző ($r=0 \text{ kg/s}$), és a szakirodalmi közleményekben alkalmazott ($r=60 \text{ kg/s}$) lineáris csillapítási tényező értékeknél végeztem el. A számítások eredményeit az 5.11. ábrán mutatom be.

Az ábrán látható az értekezésben meghatározott és a szakirodalomban közölt lineáris csillapítási tényező közötti eltérés, amely nagyobb lengéseknél még szembetűnőbb eltérést mutatna. A szakirodalmi közlés szerint számított esetben három – kísérleti méréssel jó egyezést mutató – lengési periódus egy periódusra csökkent, és az ezt követő zárási szakaszon is eltűntek a folyamatot kísérő, a mérési eredményeken is jól látható kis amplitúdójú lengések.

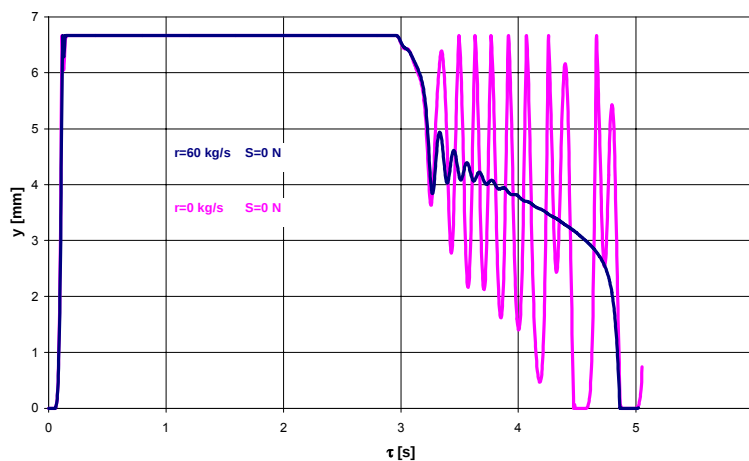
Csillapításmentes esetben nem mutatkozik nagy eltérés az értekezésben alkalmazottól, de nagyobb sebességek esetén könnyen kialakulhat a szeleptányér „csattogási jelensége”.

A lineáris csillapítási tényező változásának hatását az előzőeknél jobban mutatja az 5.12. ábra, ahol a Coulomb-féle súrlódást figyelmen kívül hagyva ($S=0$ N) mutatom be a csillapításmentes és szakirodalom által ajánlott esetet.

A csillapítási tényezőnek nincs számottevő hatása a védendő edényben kialakuló maximális nyomásra.



5.11. ábra A lineáris csillapítási tényező értékének hatása a biztonsági szelep működésére



5.12. ábra A lineáris csillapítási tényező értékének hatása a biztonsági szelep működésére, súrlódásmentes esetben

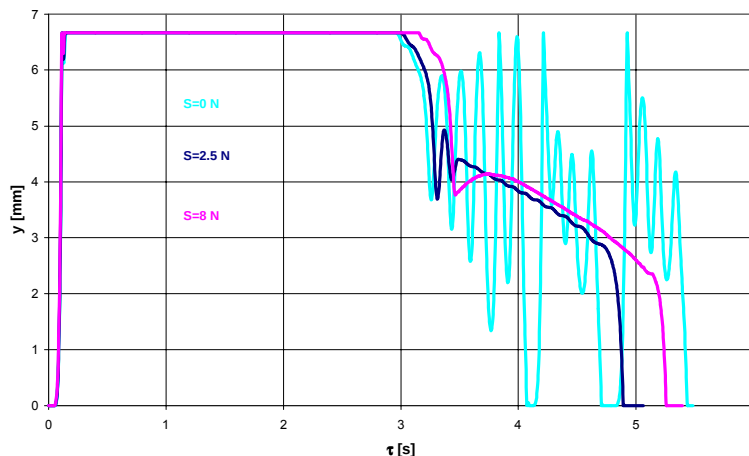
A Coulomb-féle súrlódás hatása

Az előző ábrán bemutatottakon túl, a Coulomb-féle súrlódás hatását az értekezés 3.2.2.2. fejezetében közölt ($S=2,5$ N) értéken, súrlódásmentes esetet jellemző ($S=0$ N), és egy nagyobb értéken ($S=8$ N) vizsgáltam. A szakirodalomban erre vonatkozó forrásokat nem találtam. A számítások eredményei az 5.13. ábrán láthatók.

Az ábrán megfigyelhető, hogy a – szakirodalom által nem tárgyalt – Coulomb-féle súrlódást figyelmen kívül hagyva a zárási folyamat elhúzódik, és káros „csattogási” lengések

alakulnak ki. Nagyobb értéket választva a zárási folyamat elhúzódik, és eltűnnek a kis amplitúdójú lengések.

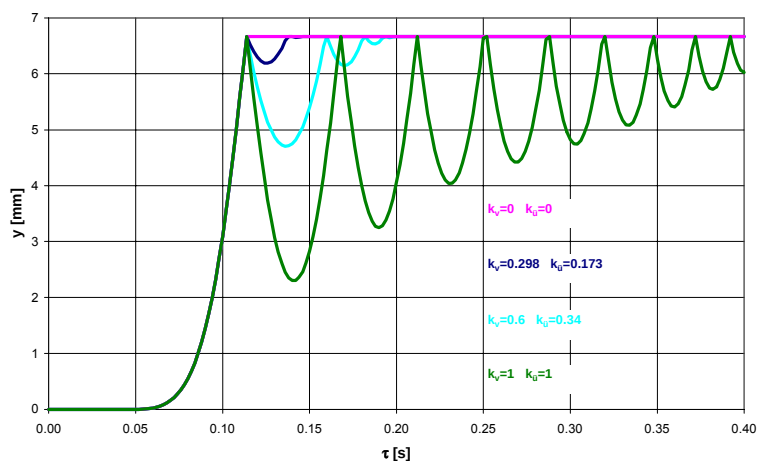
A Coulomb-féle súrlódás védendő edényben kialakuló maximális nyomásra kifejtett hatása nem mutatható ki.



5.13. ábra A Coulomb-féle súrlódás hatása a biztonsági szelep működésére

Az ütközési tényező hatása

Az ütközési tényező hatását az értekezésben tárgyalt ($k_v=0,298$, $k_{ii}=0,173$), a tökéletesen rugalmatlan ($k_v=0$, $k_{ii}=0$), egy rugalmasabb ($k_v=0,6$, $k_{ii}=0,34$), és a tökéletesen rugalmas ($k_v=1$, $k_{ii}=1$) esetekben vizsgáltam. A számítás eredményei az 5.14. ábrán láthatók.



5.14. ábra Az ütközési tényező értékének hatása a biztonsági szelep működésére

Az ütközési tényező szakirodalmi forrásokban közölt ($k_v=0,01$), tökéletesen rugalmatlan ütközéshez közel álló értéke, és az értekezésben tárgyalt eset biztonsági szelep működésére és a védendő tartályban kialakuló maximális nyomásra gyakorolt hatása között számottevő eltérés nem mutatható ki. A tökéletesen rugalmas ütközésnél esetlegesen „csattogási jelenség” alakulhat ki, amely károsíthatja az illeszkedő felületeket.

6. ÖSSZEFOGLALÁS, A TOVÁBBFEJLESZTÉS LEHETŐSÉGEI

Értekezésemben a rugóterhelésű biztonsági szelep működésének elméleti és kísérleti vizsgálatával foglalkoztam. Összefoglalva, a Bevezetőben megfogalmazott célok elérése érdekében a következő feladatokat hajtottam végre.

A biztonsági szelep működésének vizsgálatára létrehoztam egy egyszabadságfokú, lineáris, csillapított, gerjesztett rezgőrendszert leíró *mechanikai modellt*, amelyet elméleti és kísérleti módszerekkel vizsgáltam.

A mechanikai modell *rugalmas elemének vizsgálatánál* kísérleti mérésekkel határoztam meg a rugó jellemzőit (geometriai méretek, rugómerevség). Pontosítottam a rugó mozgó tömegének figyelembevételére a szakirodalomban közölt eljárást, amely során megállapítottam, hogy a vizsgált mechanikai modellben a rugó tömegének egy részét figyelembe kell venni a mozgó tömegek meghatározásánál.

A vizsgált biztonsági szelep felépítése és a szakirodalomban általában tárgyalt esetek alapján sebességgel arányos (*lineáris csillapítás*), és az állandó erővel leírható (*Coulomb-féle súrlódás*) csillapító hatásokat elméleti és kísérleti módszerekkel vizsgáltam. A *lineáris csillapítás* meghatározására kidolgoztam egy vizsgálati módszert, amely egy kísérleti eljárásból és a kísérlet eredményeire támaszkodó elméleti számításból áll. A *Coulomb-féle súrlódás* meghatározásához szükséges kísérleti vizsgálatokat a lineáris csillapításnál alkalmazott kísérleti berendezésen, a szeleptányér teljes elmozdulástartományán végeztem el. Kimutattam, hogy a tárgyalt csillapító hatások a jellemző elmozdulás amplitúdók tartományában állandónak tekinthetők.

A szeleptányér mozgása során bekövetkező – szelepléssel és vezetőtárcsával történő – *ütközési jelenségek* leírására kísérleti módszert dolgoztam ki, amelynek eredményeiből az ütközéseket jellemző ütközési tényező meghatározható. Kimutattam, hogy az ütközési tényezők értéke független a becsapódás sebességétől.

A *felhajtóerő számítására* kidolgoztam egy módszert, amely a műszaki gyakorlatban alkalmazott felhajtóerőmérési eljárás eredményeit felhasználva tetszőleges – az üzemi

nyomástartományon belüli – nyomáson meghatározza a felhajtóerő-függvényt, amely felhasználható a biztonsági szelep működésének számítógépes szimulációja során. Eljárást dolgoztam ki a felhajtóerő-függvény kezdőpontjának számítására, amelyet kísérletekkel igazoltam. Kimutattam, hogy a kapott felhajtóerő értékek szakirodalomban közölt módszerektől való eltérése a mérőtartály nyomás és az ellennyomás közötti jellemző szakadási felület elmozdulásának következménye. Megállapítottam, hogy a rendelkezésre állás időtartama alatt megnő annak a valószínűsége, hogy az illeszkedő felületek között járulékos adhéziós erő lépjen fel, amelynek következtében a beállított nyitónyomás megnőhet, ezzel a védett edényben káros nyomásnövekedési folyamat alakulhat ki. Kidolgoztam a mért-számított felhajtóerő-alappontok 8-ad fokú ortogonális Legendre-polinomokból felépített bázisfüggvényekkel végzett közelítő eljárását.

Felírtam a biztonsági szelep működését leíró *mechanikai modell mozgásegyenletét*, áttekintettem a működés során előforduló folyamatokat és állapotokat, tárgyaltam a szeleptányér mozgása során bekövetkező határhelyzetek – elindulás, megállás, ütközés – felismerésének feltételeit. A biztonsági szelep működését leíró szimulációs program részeként egy *számítógépes eljárást* dolgoztam ki a mozgásegyenlet numerikus számítására, amelyben a mozgásegyenletet Runge-Kutta módszerrel oldottam meg.

A biztonsági szelep működésének vizsgálatára a Miskolci Egyetem Vegyipari Gépek tanszék laboratóriumában egy *kísérleti berendezés* került kialakításra. felállítottam a kísérleti berendezés, mint nyomástartó rendszer – adiabatikus rendszerben végbemenő súrlódásos áramlást leíró – *áramlástan modelljét*, amelynek elemeit elméleti és kísérleti módszerek felhasználásával határoztam meg. Kidolgoztam a fojtóelemet tartalmazó adiabatikus csőben történő gázáramlás jellemzőinek iterációs számítási módszerét, szakaszonként tárgyaltam az állapotváltozásokat leíró egyenleteket és *számítógépes eljárást* dolgoztam ki a modellegyenletek megoldására. A számítógépes eljárás eredményeit a biztonsági szelep üzemi nyomástartományán kísérleti mérésekkel hasonlítottam össze, és igazoltam az áramlástan modell alkalmazhatóságát.

A műszaki gyakorlatban alkalmazott kísérleti eljárással különböző szeleptányér elmozdulásokon meghatároztam a biztonsági szelep *teljesítménytényezőjét*, majd a diszkrét pontokat a felhajtóerő-függvény számítására kidolgozott eljárással közelítettem.

A felhajtóerő-függvény közelítő, mechanikai modellt és áramlástan modellt számító eljárások alapján létrehoztam egy számítógépes programot, amely alkalmas a biztonsági szelep működésének leírására, és általánosan felhasználható a biztonságtechnikai feladatok megoldására. A kísérleti berendezés felhasználásával olyan valós nyomásnövekedési folyamatokat állítottam elő, amelyek a biztonsági szelep működését váltották ki, majd azonos kezdeti feltételekkel szimulációs számításokat végeztem, és kimutattam a modellek alkalmazhatóságát. További szimulációs számításokkal a mechanikai és az áramlástan modell elemeinek működésre gyakorolt hatását vizsgáltam. Kimutattam, hogy a biztonsági szelepek kiválasztásánál figyelembe kell venni a védendő nyomástartó edény térfogatát.

A megvalósított szimulációs program alkalmas arra, hogy amennyiben a védendő edénybe érkező anyagmennyiséget egy tetszőleges függvénnyel meghatározottnak tekintjük, a biztonsági szelep működését leírja. Ezzel a különböző technológiai paraméterek működésre gyakorolt hatásait – csökkentve a rendkívül költséges kísérleti mérések számát – nagy pontossággal képes vizsgálni.

A hasznosítás lehetőségei

Az értekezés eredményei a műszaki gyakorlatban is hasznosíthatók. A szimulációs és kísérleti vizsgálatoknál megfogalmazott törvényszerűségek – ilyen a felhajtóerő-függvény kezdőpontjával és a védendő tartály térfogatával kapcsolatos észrevétel – a biztonsági szelepek kiválasztásánál és működtetésénél alkalmazhatóak. A kifejlesztett szimulációs program a biztonsági szelepek fejlesztési szakaszában és a kiválasztást megelőző rendszerbiztonsági elemzéseknél hasznosítható.

Élő kapcsolattal rendelkezem az *AAA Technology and Specialties Co., Inc. (Houston, Texas, USA)* céggel, akik a CHEMCAD vegyipari rendszerszimulációs programrendszerbe kívánják beépíteni a biztonsági szelep modelljét. Tárgyalásokat folytatok a *Paksi Atomerőmű Rt.*-vel, ahol a beépített biztonsági szelepek folyamatos üzem közbeni működési paramétereinek (nyomás, szeleptányér elmozdulás) regisztrált és tárolt adatbázisának feldolgozásával az értekezésben kimutatott törvényszerűségek általánosíthatók.

Az értekezés eredményei az oktatásban is jól hasznosíthatók. A *graduális és posztgraduális képzés* keretein belül a kísérleti berendezés és a szimulációs program kitűnő lehetőséget biztosít a biztonsági szelep működésének, és a rendszerközpontú tervezés szükségességének bemutatására.

A továbbfejlesztés lehetőségei

Az értekezésben bemutatott *tudományos eredmények továbbfejlesztésének* egyik lehetséges irányvonala a többfázisú közegekkel történő lefűtés, és a tápvezetékben fellépő nyomáslengések biztonsági szelep működésére gyakorolt hatásának vizsgálata.

Egy másik – jelenleg is vizsgált – irányvonal a mechanikai modell pontosítása, azon belül a felhajtóerő kezdőpontjának számításánál meghatározott összefüggés más méretű és típusú biztonsági szelepekre történő általánosítása.

További lehetőség a kidolgozott szimulációs program továbbfejlesztése oly módon, hogy az általánosan felhasználható legyen a biztonsági szelepek fejlesztésénél és kiválasztásánál.

7. ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK

- I. Kidolgoztam egy módszert, amely a biztonsági szelep működésének számítógépes szimulációja során szükséges felhajtóerő-függvényt mérési és számítási eredmények felhasználásával határozza meg [P2, P5, P6]. Ennek keretében:
 - I.1. Eljárást dolgoztam ki a felhajtóerő-függvény kezdőpontjának számítására, amelyet kísérletekkel igazoltam. Kimutattam, hogy a kapott felhajtóerő értékek szakirodalomban közölt módszerektől való eltérése a mérőtartály nyomás és az ellennyomás közötti jellemző szakadási felület elmozdulásának következménye.
 - I.2. Kidolgoztam a mért-számított felhajtóerő-alappontok 8-ad fokú ortogonális Legendre-polinomokból felépített bázisfüggvényekkel végzett közelítő eljárását.
- II. Felállítottam a rugóterhelésű biztonsági szelep mechanikai modelljét, amely alkalmas a működés nagypontosságú vizsgálatára [P1, P2, P3, P4, P6, P7, P10]. Ennek keretében:
 - II.1. Pontosítottam a szakirodalomban közölt rugó mozgó tömegének figyelembevételét vizsgáló eljárást.
 - II.2. Kidolgoztam egy vizsgálati módszert, amellyel a korlátozott elmozdulásra képes biztonsági szelepek mozgó elemeit jellemző lineáris csillapítási tényező meghatározható. Kimutattam, hogy a jellemző elmozdulás-amplitúdók tartományában a lineáris csillapítási tényező állandónak tekinthető.
 - II.3. Kidolgoztam egy vizsgálati módszert, amellyel a biztonsági szelepek mozgó elemeit jellemző Coulomb-féle súrlódás meghatározható. Kimutattam, hogy a jellemző elmozdulás amplitúdók tartományában a Coulomb-féle súrlódás állandónak tekinthető.
 - II.4. Kidolgoztam egy kísérleti módszert, amellyel a biztonsági szelep szeleptányérjának mozgása során bekövetkező ütközési jelenségek jellemzésére szolgáló ütközési tényezők meghatározhatók. Kimutattam, hogy az ütközési tényezők értékei a vizsgált tartományban függetlenek a becsapódás sebességétől.

III. Felállítottam egy jellemző biztonsági szeleppel védett technológiai rendszer áramlástanai modelljét, amely alkalmas a védett rendszerben bekövetkező nyomás- és hőmérsékletváltozási folyamatok leírására [P2, P8, P9]. Ennek keretében:

III.1. Kidolgoztam a fojtóelemet tartalmazó adiabatikus csőben történő gázáramlás jellemzőinek iterációs számítási módszerét.

III.2. Előállítottam a biztonsági szelep közelített teljesítménytényező-függvényét.

IV. A kidolgozott felhajtóerő-függvény közelítő eljárás (I.), mechanikai modell (II.) és áramlástanai modell (III.) alapján létrehoztam egy számítógépes programot, amely alkalmas a biztonsági szelep működésének leírására, és általánosan felhasználható a biztonságtechnikai feladatok megoldásánál [P1, P2, P6, P8, P9, P10]. A számítógépes program felhasználásával:

IV.1. Kísérleti mérésekkel összehasonlítva kimutattam a modellek alkalmazhatóságát.

IV.2. Kimutattam, hogy a biztonsági szelepek kiválasztásánál figyelembe kell venni a védendő nyomástartó edény térfogatát.

8. BEFEJEZÉS

1995-ben a Miskolci Egyetem Gépészmérnöki Karának Vegyipari Gépészeti szakirányán szereztem diplomát. Ezt követően felvételt nyertem a Miskolci Egyetem doktori képzésére, a Gépészmérnöki tudományok program, Gépészeti alaptudományok alprogram, Mérnök-matematika részprogramjára, majd 1998-ban teljesítettem az abszolutórium feltételeit. 1998 őszétől a Miskolci Egyetem Vegyipari Gépek tanszékének oktatója vagyok. Az eltelt öt év alatt a biztonsági szelepek vizsgálatának területén végzett folyamatos kutatáson kívül számos – nagyrészt biztonságtechnikát érintő – ipari megbízásos és szakértői munkában vettem részt, amelyek tapasztalatai jelentősen segítették az értekezés elkészültét.

Az értekezés elkészítése több tudományterület párhuzamos alkalmazását kívánta meg, amelyek megismerését nagyban elősegítette a doktori képzés során oktatott tantárgyak ismeretanyaga, és az előadó professzorok patronálása. Külön köszönettel tartozom *Dr. Ortutay Miklós* egyetemi docensnek, tudományos vezetőmnnek, aki a kutatás irányítását, szellemi bázisát és a technikai megvalósítás feltételeit biztosította. *Pásti Gyula* ügyvezető igazgatónak (EXPLOTECH Kft.), aki a kísérleti vizsgálatokhoz szükséges ARI biztonsági szelepet a rendelkezésemre bocsátotta. *Dr. Bozóki Géza* ny. egyetemi adjunktusnak az irodalomkutatásban nyújtott segítségével, aki műszaki könyv [26] formájában foglalta össze a biztonsági szelepekkel kapcsolatos széleskörű ismeretanyagot. *Dr. Bene Ferenc* egyetemi adjunktusnak és *Dr. Léderer Péter* főiskolai docensnek a felhajtóerő és teljesítménytényező laboratóriumi mérése során nyújtott támogatásukért, *Dr. Joó Gyula* egyetemi docensnek a mérés technika és biztonságtechnika területén nyújtott segítségével. *Dr. Páczelt István* akadémikusnak, *Dr. Patkó Gyula* egyetemi tanárnak, *Mörk János* ny. egyetemi docensnek, *Dr. Szabó Tamás* tanszéki főmunkatársnak és *Pap Lajos* tanszéki főmunkatársnak, a mechanikai modell elméleti és kísérleti vizsgálata területén nyújtott támogatásukért. *Dr. Czibere Tibor* akadémikusnak, *Dr. Szabó Szilárd* egyetemi docensnek, *Dr. Tolvaj Béla* egyetemi docensnek és *Dr. Schifter Ferenc* főiskolai docensnek az áramlástan modell vizsgálata területén nyújtott segítségükért. *Dr. Rontó Miklós* egyetemi tanárnak, *Dr. Arany Ilona* egyetemi docensnek és *Dr. Hujter Mihály* egyetemi docensnek az alkalmazott matematikai módszerek területén nyújtott hasznos tanácsaikért.

9. IRODALOMJEGYZÉK

Az értekezés témakörében megjelent saját, teljes terjedelmű publikációk

- [1] Bene, F.; Léderer, P.; Ortutay, M., Siménfalvi, Z.: Biztonsági szelep nyitási folyamata, fejlesztési lehetőségek, Gép 1997/11. pp. 15-17.
- [2] Patkó, Gy., Ortutay, M., Siménfalvi, Z.: On vibrations during operation of safety valve's disc, Publ. Univ. of Miskolc, Series C, Mechanical Engineering, Vol. 49. (1999) pp. 135-142.
- [3] Siménfalvi Z.: Biztonsági szelep dinamikai modellje, Doktoranduszok fóruma kiadványa, Miskolci Egyetem Gépészmérnöki Kar, 1997, pp. 35-40.
- [4] Siménfalvi, Z.: Biztonsági szelepek felhajtóerő-karakterisztikájának meghatározása laboratóriumi mérési eredmények felhasználásával, Munkavédelem és biztonságtechnika, 1998/1. pp. 47-52.
- [5] Siménfalvi, Z., Ortutay, M.: Numerical simulation of safety and relief valves' dynamic, CHISA '98 13th Int. Congress of Chemical and Process Engineering, Full text CD-ROM, Prague, 1998.
- [6] Siménfalvi, Z.; Ortutay, M.: Safety valves for pressure vessel protection, Proceedings of first conference on mechanical engineering, Gépészet '98, Budapest 1998. May, pp. 409-413.
- [7] Siménfalvi, Z.: Kísérleti berendezés rugóterhelésű biztonsági szelep vizsgálatára, Munkavédelem és biztonságtechnika 1999/4. pp. 37-44.
- [8] Siménfalvi, Z., Ortutay, M.: Experimental and numerical simulation of spring-loaded safety valve, 11th Conference on Fluid and Heat Machinery and Equipment, Full text CD-ROM, Budapest, 1999.

Könyvek és folyóiratok

- [9] Abdollahian, D., Levy, S., Singh, A.: Prediction of critical flow rates through power-operated relief valves, Testing and Analysis of Safety/Relief Valve Performance, ASME, New York, 1983. pp. 71-77.

- [10] *Abramovics, G. N.*: Prikladnaja gazovaja dinamika, Nauka, Moszkva, 1976.
- [11] *Adams, R. E.; Corcoran, J. L.*: Sealing of high-pressure steam safety valves, The steam engineer 1950. Oct., pp. 3-8.
- [12] *Anderson, J. S., Bratos-Anderson, M.*: Solving Problems in Vibrations, Longman Scientific & Technical, England, 1987.
- [13] *Auble, T. E.*: Full scale pressurized water reactor safety valve test results, Testing and Analysis of Safety/Relief Valve Performance, ASME, New York, 1983. pp. 15-21.
- [14] *Balikó, S.*: Lefűvővezeték kapacitásának meghatározása Kőolaj és földgáz 1981/11, pp. 327-334
- [15] *Balzhiser, R. E., Samuels, M. R., Eliassen, J. D.*: Chemical Engineering Thermodynamics, Prentice-Hall Inc. Englewood Cliffs, New Jersey, 1972.
- [16] *Bender, R. J.*: Safety and relief valves, Power, 1968. May, pp. 203-210.
- [17] *Bene, F. Bozóki, G., Fejes, G., Léderer, P., Szabó, M.*: Laboratorische messeinrichtung zur prüfung von sicherheitsarmaturen, Publ. of the Technical University for Heavy Industry, Series C Machinery, Vol. 38., Miskolc, 1983.
- [18] *Bene, F., Léderer, P.*: Biztonsági szelep üzemeltetése, karbantartása, ellenőrzése és laboratóriumi vizsgálata, ME, Vegyipari Gépek Tanszék 1997.
- [19] *Bene, F., Léderer, P.*: Operational design of safety valves, Publ. Univ. of Miskolc, Series C Mechanical Engineering, Vol. 48. 1999, pp. 9-18
- [20] *Bene, F.; Léderer, P.*: Biztonsági szelep helyszíni nyitónyomás ellenőrzése és beállítása, Gép, 1994/8 pp. 6-8.
- [21] *Bergamini, G.; Aquilino, G.*: Should a safety valve be intelligent?, Quaderni Pignone No. 53, 1994/8. pp. 40-43.
- [22] *Bohl, W.*: Műszaki áramlástan, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1983.
- [23] *Borzov, B. A., Grisin, U. M., Kozlov, V. M.*: Issledovanyije harakteristik predohranityelnüh klapanov uglovogo tipa, Energomasinosztroenyije, 1984/12. pp. 24-26.
- [24] *Borzov, B. A., Kozlov, V. M., Kuznecov, O. V.*: Effect of the rate of seal movement in the power characteristics of the safety valve, Himicseszkoje i neftjanoje masinosztroenyije, 1986/7. pp. 8-9.
- [25] *Boskirk, B. A.*: Sensitivity of relief valves to inlet and outlet line length, Chemical engineering, 1982/8. pp. 77-82.
- [26] *Bozóki, G.*: Nyomástartó rendszerek túlnyomáshatárolása, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1977.
- [27] *Czibere, T.*: Áramlástan (Jegyzet), Tankönyvkiadó, Budapest, 1984
- [28] *Emerson, G. B.*: Selecting pressure relief valves, Chemical engineering, 1985/3. pp. 195-200.
- [29] *Emmons, H. W.*: Fundamentals of gas dynamics, Princeton Univ. Press, 1958.
- [30] *Föllmer, B.*: Strömung im Einlauf von sicherheitsventilen, Ph.D. disszertáció 1981.
- [31] *Föllmer, B.*: Oscillating functioning of safety valves generated by their inlet geometry, Proceedings of the 2nd International Symposium on Flow Visualization, Bochum, 1980 Sept.
- [32] *Föllmer, B., Zeller, H.*: Nichtstationere Strömung im Einlauf von Vollhub-Sicherheitsventilen, Abhandlungen aus dem Aerodynamischen Institut der RWTH Aachen, Heft 24, 1980, S. 56-60.
- [33] *Föllmer, B.; Zellner, H.*: The influence of pressure surges on the functioning of safety valves, Proceedings of the 3rd Int. Conference of Pressure Surges, Paper J2, Cranfield, Bedford U.K. 1980. pp. 429-444.

- [34] *Frenks, R.*: Matematicseszkoje modelirovanyije v himicseszkoj tyehnologii, Izdatyelsztvo Himija Moszkva, 1971.
- [35] *Friedel, L.*: Resistance to gas/vapor-liquid flow in safety valves, International chemical engineering, 1988. July, vol. 28. pp. 406-423.
- [36] *Frommann, O.; Friedel, L.*: Die Auswirkung von Druckwellen in der Zuführungsleitung von Vollhubsicherheitsventilen auf das Funktionsverhalten, Chemie Ingenieur Technik, 1997/10. pp. 1437-1441.
- [37] *Frommann, O.; Friedel, L.*: Schwingungsanregung von vollhubsicherheitsventilen beim öffnen aufgrund von druckwellen in gasströmungen, TÜ 1996/11-12. pp. 33-41.
- [38] *Galántai, A., Jeney, A.*: Numerikus módszerek, Miskolci Egyetemi Kiadó, Miskolc, 1998.
- [39] *Gerc, E. V., Krejnin, G. V.*: Raszcszet pnyevmoprivódov. Masinosztroenyije, Moszkva, 1975.
- [40] *Glück, B.*: Zustands- und stoffwerte. Wasser, Dampf, Luft, VEB Verlag für Bauwesen, Berlin, 1986.
- [41] *Grinberg, I. S., Kricsker, I. R.*: Ob ekonomicsnosztyi predohranityelnüh klapanob, Himicseszkoje i neftjanoje masinosztroenyije, 1971/12 pp. 11-13.
- [42] *Grinberg, I. S., Kricsker, I. R.*: Metodika raszcszeta predohranityelnüh klapanov sz podacsej davlenyija na zolotnik, Himicseszkoje i neftjanoje masinosztroenyije, 1973/8 pp. 9-10.
- [43] *Grinberg, I. S., Kuszel, V. L., Kricsker, I. P., Romanenko, M. T., Mirosnicsenko, I. U., Ratmanszkij, O. I.*: Predohranityelnüje klapani sz poctojoannümi magnitami, Himicseszkoje i neftjanoje masinosztroenyije, 1974/12 pp. 36-38.
- [44] *Gruber, J., Blahó, M.*: Folyadék mechanikája, Tankönyvkiadó, Budapest, 1958.
- [45] *Győri, I.*: Calculator program for compressible flow in pipes, Chemical engineering, 1985. Oct. pp. 55-60.
- [46] *Győri, I.*: Vegyipari rendszertechnikai feladatok, Tankönyvkiadó, Budapest, 1984.
- [47] *Holzweissig F., Dresig H.*: Lehrbuch der Maschinendynamik, Fachbuchverlag, Leipzig-Köln, 1992.
- [48] *House, R. K., Langerman, M. A., Caraher, D. L., Cordes, G. A.*: Calculation of safety valve discharge piping hydrodynamic loads using RELAP/MOD1, ASME paper, No. 83-NE-18 1983.
- [49] *Idelcsik, I. E.*: Szpravocsnik gidravlicseszskim szoprotivlenyijam, Masinosztroenyije, Moszkva, 1975.
- [50] *Jenett, E.*: Design considerations for pressure-relieving systems, Chemical Engineering, 1963. July pp. 125-130.
- [51] *Jenett, E.*: How to calculate back pressure in vent lines, Chemical Engineering, 1963. Sept. pp. 83-86.
- [52] *Jenett, E.*: Components of pressure-relieving systems, Chemical Engineering, 1963. Aug. pp. 151-158.
- [53] *Joó, Gy.; Bozóki, G.; Léderer, P.; Bene, F.*: Mérőberendezés a dinamikus terhelések által okozott, - a hasadótárcsák és biztonsági szelepek nyitónyomásaira gyakorolt – hatások vizsgálatára, Munkavédelem és biztonságtechnika, 1996/2. pp. 41-46.
- [54] *Kálovics, F., Mészáros, J., Molnár, É.*: Numerikus analízis, Tankönyvkiadó, Budapest, 1991.
- [55] *Keresztes, J.; Bozóki, G.; Léderer, P.; Bene, F.*: Biztonsági szelepek dinamikus viselkedésének elméleti, kísérleti vizsgálata I.-II., Munkavédelem és biztonságtechnika, 1996/3. pp. 37-41.; 1996/4. pp. 35-40.

- [56] *Kern, R.*: Pressure relief valves for process plants, Chemical Engineering, 1977/2. pp. 187-194.
- [57] *Király, B.*: Dinamika, Miskolci Egyetemi Kiadó, 1998.
- [58] *Kondratyeva, T. F.*: Predohranityelnüje klapanü, Masinosztrojenyje, Leningrad, 1976.
- [59] *Langerman, M. A.*: An analytical model of a spring-loaded safety valve, ASME paper No. 83-NE-19 1983.
- [60] *Ludvig, Gy.*: Gépek dinamikája, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1983.
- [61] *Lukács, O.*: Matematikai statisztika, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1987.
- [62] *Manley, J. A.*: Safety and relief valves, Chemical and process engineering, 1966. June pp. 43-45.
- [63] *Moisidis, N. T.; Ratiu, M. D.*: Enhancement of pressurizer safety valve operability by seating design improvement, Journal of pressure vessel technology, 1995. Aug. pp. 279-282.
- [64] *Mukerji, A.*: How to size relief valves, Chemical engineering, 1980/6 pp. 79-86.
- [65] *Ponomarjov, Sz. D.*: Szilárdsági számítások a gépészetben (1-6), Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1966.
- [66] *Ralston, A.*: Bevezetés a numerikus analízisbe, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1969.
- [67] *Schlünder, E. U.*: Maximum gas flow in circular ducts at various pressure: an approximate approach, Chemical engineering and processing, 1995. vol. 34. pp. 229-234.
- [68] *Siegel, E. A., Austin., S. C.*: The application of dynamic structural analyses to the EPRI/CE safety valve test data, ASME paper No. 83-NE-17 1983.
- [69] *Sievert, P. R.*: The design of test equipment for safety and safety-relief valves, Journal of pressure vessel technology 1993. May, pp. 147-155.
- [70] *Sigloch, H.*: Technische Fluidmechanik, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1980.
- [71] *Singh, A.*: On the stability of a coupled safety valve-piping system, Testing and Analysis of Safety/Relief Valve Performance, ASME, New York, 1983. pp. 29-37.
- [72] *Singh, A., Hecht, A. M., Teske, M. E.*: A model for predicting the performance of spring-loaded safety valves, Testing and Analysis of Safety/Relief Valve Performance, ASME, New York, 1983. pp. 47-54.
- [73] *Singh, A., Shak, D.*: A correlation for safety valve blowdown and ring settings, Testing and Analysis of Safety/Relief Valve Performance, ASME, New York, 1983. pp. 39-46.
- [74] *Singh, A., Shak, D.*: Modeling of spring-loaded safety valve, ASME paper No. 83-NE-21 1983.
- [75] *Szabó, B., Babuska, I.*: Finite Element Analysis, John Wiley & Sons Inc., New York, 1991.
- [76] *Szabó, Sz.*: Eljárás hangsebesség feletti gázinjektor tervezésére, kandidátusi értekezés, Miskolc, 1994.
- [77] *Szabó, Sz.*: Számítási eljárás vízgyűrűs vákuumszivattyúhoz kapcsolt gázinjektor tervezésére és együttes üzemük jellemzőinek meghatározására, egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1982.
- [78] *Taraszev, U. I.*: O gidravlicseszkom modelirovanyii pri iszpütanyijah predohranityelnüh klapanov, Himicseszkoje i نفتjanoje masinosztroenyije, 1973/5. pp.5-6.
- [79] *Taraszev, U. I., Kuzin, V. A.*: O klasszifikacii konsztrukcij predohranityelnüh klapanov, Himicseszkoje i نفتjanoje masinosztroenyije, 1968/10. pp. 31-33.
- [80] *Taraszev, U. I., Kuzin, V. A.*: Otrabotka konsztrukcii uplotnenyija credneva pogyema proporcionalnava gyejsztvija, Himicseszkoje i نفتjanoje masinosztroenyije, 1972/2. pp. 5-6.

- [81] *Taraszev, U. I., Kuzin, V. A., Andropov, E. P., Szprude, I. K.*: Vübor osznoynüh razmerob protocsnoj csaszti predohranityelnüh klapanov szredneva pogyema, Himicseszkoje i neftjanoje masinosztroenyije, 1971/8. pp. 7-8.
- [82] *Taraszev, U. I., Mamontov, V. N., Yermeev, U. V., Krivosejev, A. G.*: Matematicseszkoje modelirovanije rabotü predohranityelnava klapana, Himicseszkoje i neftjanoje masinosztroenyije, 1985/8. pp. 27-28.
- [83] *Taraszev, U. I., Szimkin, U. D.*: Vübor tipa predohranityelnava kalpana v zaviszimosztyi ot szemü zascisicsajemoj usztanovki, Himicseszkoje i neftjanoje masinosztroenyije, 1969/3. pp. 33-34.
- [84] *Thompson, L.; Buxton, O. E., Jr.*: Maximum isentropic flow of dry saturated steam through pressure relief valves, Journal of pressure vessel technology (trans. ASME) 1979. May, pp. 113-117.
- [85] *Timoshenko, S., Young, D. H., Weaver, W.*: Vibration problems in engineering, John Wiley & Sons, USA, 1974.
- [86] *Vincze, I.*: Matematikai statisztika ipari alkalmazásokkal, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1975.
- [87] *Weismantel, S. E., Kanupka, G. J.*: Facility for simulating PWR transients for testing pressurizer safety valves, Testing and Analysis of Safety/Relief Valve Performance, ASME, New York, 1983. pp. 1-6.
- [88] *Wheeler, A. J., Siegel, E. A.*: Measurements of piping forces in a safety valve discharge line, Testing and Analysis of Safety/Relief Valve Performance, ASME, New York, 1983. pp. 79-87.
- [89] *Woolfolk, W. H., Sanders, R. E.*: Dynamic testing and maintenance of safety relief valves, Chemical Engineering, 1987. Oct. pp. 119-124.
- [90] *Zahorsky, J. R.*: Degradation of pressure relief valve performance caused by inlet piping configuration, ASME paper No. 83-NE-19 1983.
- [91] *Zoebl, H., Krushik, J.*: Áramlás csövekben és szelepekben, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1986.

Szabványok, előírások

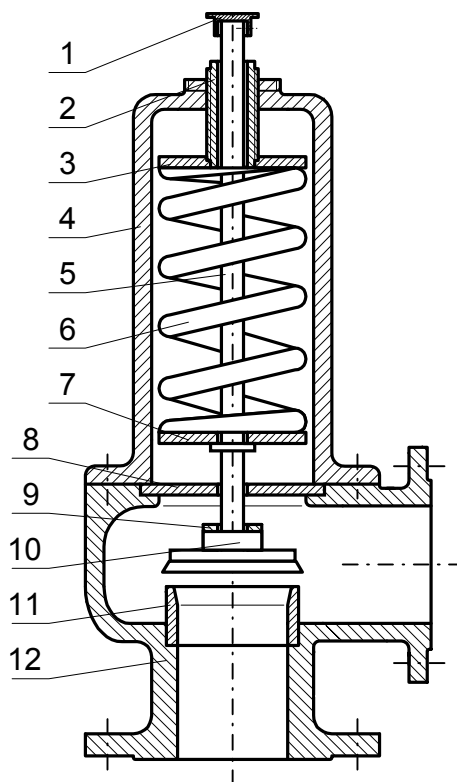
- [92] *AD Merkblatt A2*, Sicherheitseinrichtungen gegen Drucküberschreitung – Sicherheitsventile, 1980.
- [93] *API 520*, Design and Installation of Pressure-relieving Systems in Refineries, Washington, 1976.
- [94] *API RP 521*, Guide for pressure relief and depressuring systems, API Washington, 1969.
- [95] *ARI Armaturen*, Normal Sicherheitsventil SAFE 901-902, ARI Schlos Holte-Stukenbrock, 1996/10.
- [96] *ASME*, Boiler and Pressure Vessel Code Section I., III., IV., VII., VIII., ASME New York, 1971.
- [97] *Bopp & Reuther*, Größenbestimmung-Auswahl von Sicherheitsventile, Mannheim-Wien, 1985.
- [98] *European Standard*, Unfired Pressure Vessels – Safety Systems, European Committee for Standardization, Brussels, 1997.

-
- [99] *Japanese Industrial Standard*, Steam boilers and pressure vessels – Spring loaded safety valves, Japanese Standards Association, Japan, 1994.
- [100] *MSZ 7400*, Kazánok és nyomástartó edények biztonsági szerelvényei, 1983.
- [101] *OKGT Műszaki Irányelvek*, Zárt lefűvató rendszerek, Budapest, 1983.
- [102] *Royal Dutch/Shell Group*, Shell Flow Meter Engineering Handbook, Bataafse Int. Petroleum Maatschappij N.V., 1968.

FÜGGELÉK

I. A VIZSGÁLT BIZTONSÁGI SZELEP FELÉPÍTÉSE, SZERKEZETI ELEMEI

A vizsgálat tárgyát képező biztonsági szelep ARI 901 típusú, közvetlen működésű, rugóterhelésű, DN32xDN50 névleges méretű. A szerkezet elvi vázlatát az I.1. ábra, alkatrészeinek jellemzőit az I.1. táblázat mutatja be.



I.1. ábra A vizsgált biztonsági szelep elvi vázlata

Sorszám	Megnevezés	Méret	Anyag	Tömeg [kg]	Megjegyzés
1	Kiemelő segédelem	Ø22x30	GGG-40.3	0,022	
2	Feszítő csavar	M22x1.5	X20Cr13	0,121	l=80
3	Felső rugótányér	Ø60x10	GGG-40.3	0,118	
4	Rugóház	110x180	GG-25	3,15	
5	Szeleporsó	Ø12x30	X20Cr13	0,248	
6	Hengeres csavarrugó-1	Ø54x139	50CrV4	0,377	d=6,2 n _m =9,5 k=14,15 N/mm
	Hengeres csavarrugó-2	Ø54x141	50CrV4	0,388	d=6,5 n _m =8,5 k=18,76 N/mm
	Hengeres csavarrugó-3	Ø55x142	50CrV4	0,462	d=6,8 n _m =8,5 k=24,04 N/mm
7	Alsó rugótányér	Ø60x10	GGG-40.3	0,118	
8	Vezetőtárcsa	Ø78x9	X20Cr13	0,269	
9	Elmozduláshatároló elem	Ø20x2.5	X20Cr17	0,007	
10	Szeleptányér	Ø60x35	X35CrMo17	0,152	
11	Szelepház	Ø57.9	X6CrNiMoTi17122	-	s=1,2
12	Szelepház	DN32xDN50	GG-25	8,12	

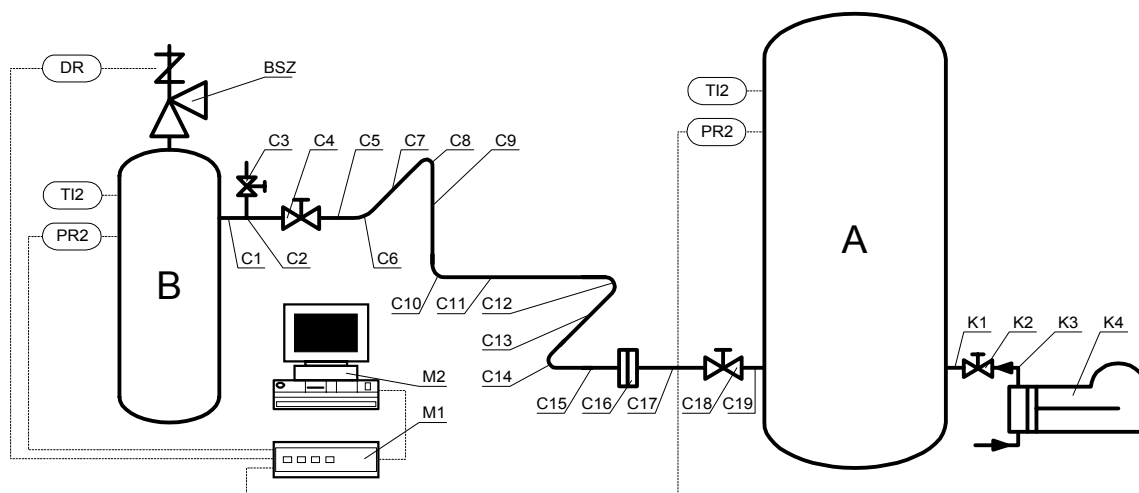
I.1. táblázat A vizsgált biztonsági szelep alkatrészeinek jellemzői

II. KÍSÉRLETI BERENDEZÉS A BIZTONSÁGI SZELEP MŰKÖDÉSÉNEK VIZSGÁLATÁRA

A következőkben bemutatásra kerülő kísérleti berendezés a Miskolci Egyetem Vegyipari Gépek Tanszéke laboratóriumában került kiépítésre. A berendezés kialakításának elsődleges célja az értekezés alapját képező, a rugóterhelésű biztonsági szelep mechanikai és a nyomástartó rendszer áramlástanai modelljének működését szimuláló számítási módszer eredményeinek igazolása, a módszer egyenleteinek megoldásához szükséges paraméterek kísérleti meghatározása volt. További cél, hogy a tanszéken folyó Biztonságtechnika c. tárgy oktatása keretében a hallgatóknak lehetőséget biztosítsunk a biztonsági szelep működésének tanulmányozására, és a napjainkban előtérbe kerülő rendszerközpontú tervezés jogosságának bemutatására.

A berendezés kialakításánál figyelembe kellett venni, hogy a laboratóriumban sok, a Tanszék oktatási profiljához tartozó kísérleti berendezés is helyet foglal, amelyek áthelyezésére a rögzített kiszolgáló berendezések miatt nem volt lehetőség. A tervezéskor lehetőség szerint a laboratórium meglévő berendezéseinek – táptartály, mérőtartály, levegő kompresszor, nyomás és elmozdulás távadók, hőmérsékletmérő műszer – felhasználására törekedtem. További részeket – fojtóelemek a befogókkal, egyedi kialakítású karimák, mérőműszerek csomópontjai – a tanszék műhelyében gyártottunk le, míg másokat – elzárószerelvények, csövek, csőívek, tömítések – kereskedelmi forgalomból szereztünk be.

A kísérleti berendezés elvi vázlatát a II.1. ábra mutatja.



II.1. ábra A kísérleti berendezés elvi vázlata

A mérőberendezés fontosabb összetevői a táptartály (A), az azt tápláló légsűrítő (K4), a mérőtartály (B), a tartályokat összekötő csővezeték (C1-C19) és a mérő-adatgyűjtő rendszer elemei (M1, M2, DR, TI1, TI2, PR1, PR2). A vizsgálandó biztonsági szelepet a mérőtartály csomópontjára lehet felszerelni. A mérés során a táptartály nyomását a légsűrítővel a kívánt nyomásértékre állíthatjuk. A mérőközeg (levegő) a fojtóelemet tartalmazó csővezetéken keresztül jut a mérőtartályba. A fojtóelem rendeltetése, hogy a tartályok között átáramló anyagmennyiséget korlátozza, ezzel a méréseket reprodukálhatóvá teszi. A (C18) gömbcsappal az átáramlást szabályozhatjuk, a (C4) gömbcsap a csőszakasz szakaszolására, (C3) a mérőtartály tehermentesítésére szolgál. A lejátszódó folyamatok rögzítésére regisztráló és kijelző műszereket

alkalmaztam. Kijelző műszerek a tartályokon elhelyezett hőmérséklet kijelző-regisztráló műszerek (TI1, TI2). Regisztráló műszerek a tartályokon elhelyezett nyomás-távadók (PR1, PR2), és a biztonsági szelepre erősített elmozdulás-távadó (DR). A regisztráló műszerek jeleit SPIDER 8 mérő-adatgyűjtő egységen (M1) keresztül a számítógépen futtatott CATMAN 21 szoftverrel (M2) dolgoztam fel.

A kísérleti berendezés főbb alkatrészeinek jellemzői a II.1. táblázatban találhatók meg.

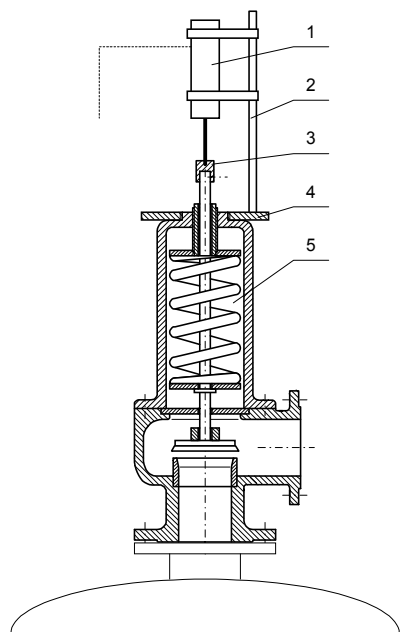
Jelölés	Megnevezés	Méret/Típus	Anyag	Megjegyzés
A	Táptartály	$V=1\text{m}^3$	Fe235	$s_{\text{fal}}=8$, $D=800$, NNY 16 bar
B	Mérőtartály	$V=0,235\text{ m}^3$	Fe235	$s_{\text{fal}}=6$, $D=500$, NNY 7,5 bar
BSZ	Biztonsági szelep	DN32xDN50		ARI 901 tip.
C1	Csőszakasz	$\varnothing 2''$, $L=120$	A35	kilépés vesztesége $\zeta_{A1}=1$
C2	T-idom	2"x1"x2"-B1	Tö.35	
C3	Gömbcsap	DN25, PN15		
C4	Gömbcsap	DN50, PN15		szűkítés nélküli, $\zeta=0,41$
C5	Csőszakasz	$\varnothing 2''$, $L=50$	A35	
C6	Acél csőív	$90^\circ / 57$	A35	$\zeta=0,23$
C7	Csőszakasz	$\varnothing 2''$, $L=900$	A35	
C8	Acél csőív	$90^\circ / 57$	A35	$\zeta=0,23$
C9	Csőszakasz	$\varnothing 2''$, $L=380$	A35	
C10	Acél csőív	$90^\circ / 57$	A35	$\zeta=0,23$
C11	Csőszakasz	$\varnothing 2''$, $L=1800$	A35	
C12	Acél csőív	$90^\circ / 57$	A35	$\zeta=0,23$
C13	Csőszakasz	$\varnothing 2''$, $L=820$	A35	
C14	Acél csőív	$90^\circ / 57$	A35	$\zeta=0,23$
C15	Csőszakasz	$\varnothing 2''$, $L=800$	A35	
C16	Fojtóelem befogó pár	$\varnothing 140 \times 10$	Fe235	mérőperem befogó MSZ 1709 szerint,
C17	Csőszakasz	$\varnothing 2''$, $L=230$	A35	
C18	Gömbcsap	DN50, PN15		szűkítés nélküli, $\zeta=0,41$
C19	Csőszakasz	$\varnothing 2''$, $L=100$	A35	belépés vesztesége $\zeta_{A1}=0,5$
K1	Csőszakasz	$\varnothing 1''$, $L=100$	A35	
K2	Gömbcsap	DN25, PN15		szűkítés nélküli, $\zeta=0,41$
K3	Nagynyomású gumitömlő	$\varnothing 1''$, $L=1300$	gumi	
K4	Légsűrítő			$V=25\text{ m}^3/\text{h}$, $n=1800\text{ 1/min}$, $p_{\text{max}}=8\text{ bar}$
M1	Mérő-adatgyűjtő egység	SPIDER 8		4 csatorna, HBM
M2	Számítógép	P100		
DR	Elmozdulás-távadó	Hottinger W20		induktív távadó, $\pm 20\text{mm}$
PR1	Nyomás-távadó	Kaliber		0...16 bar
PR2	Nyomás-távadó	Kaliber		0...16 bar
TI1	Hőmérséklet mérő-regisztráló egység	Digi-Sense		M92800-15 tip., 12 csatorna
TI2	Hőmérséklet mérő-regisztráló egység	Digi-Sense		Humidity 91090-00 tip., 2 csatorna

II.1. táblázat A kísérleti berendezés összetevői

A biztonsági szelep szeleptányérjának elmozdulását érzékelő elmozdulás-távadó rugóházára erősítésének elvi vázlatát a II.2. ábra mutatja. Az induktív elmozdulás-távadót (1) egy rögzítő-szerkezet segítségével a (2) rúdra erősítjük, amely a (4) tárcsára merőlegesen kapcsolódik. A tárcsát a rugóház menetes részére erősítjük. Az elmozdulás-távadó mozgó elemét menettel csatlakoztatjuk a szeleporsó végére rögzített közdarabhoz (3). A közdarabot úgy alakítottam ki,

hogy a közdarab és az induktív elmozdulás-távadó mozgó elemének együttes tömege megegyezzen a kiemelő segédelem tömegével, így ne módosítsa a rendszer mozgó elemeinek tömegét. Ezzel a megoldással az érzékelőelem a szeleptányér rezgését késleltetés és a szeleporsótól való elválás nélkül képes követni.

A további ábrákon az összeállított kísérleti berendezésről készült fotók láthatók. A II.3. ábrán a felműszerezett, mérőtartályra szerelt biztonsági szelep látható. A II.4. ábra a felműszerezett kísérleti berendezést mutatja.



II.2. ábra Az elmozdulás-távadó szelepházra erősítése



II.3. ábra A mérőtartályra szerelt, felműszerezett biztonsági szelep



II.3. ábra A kísérleti berendezés kialakítása, műszerezettsége

III. ÖSSZEFÜGGÉSEK A FELHAJTÓERŐ-FÜGGVÉNY SZÁMÍTÁSÁHOZ

A $[-1,1]$ intervallumba transzformált felhajtóerő függvényt, az approximációs függvényeket tartalmazó vektor és az ismeretlen együtthatókat magában foglaló q vektor szorzataként állítjuk elő:

$$\tilde{F}_f(\xi) = \tilde{N}(\xi) \underline{q}. \quad (\text{III.1})$$

A továbbiakban a 3.2.3.2. fejezetben ismertetett közelítő eljárás számításához szükséges összefüggéseket ismertetem $p=8$ -ad fokú közelítés esetén, alkalmazva a fejezetben használt jelöléseket.

A P_j Legendre polinomok a

$$P_{j+1}(\xi) = \frac{1}{j+1} [(2j+1)\xi P_j(\xi) - jP_{j-1}(\xi)], \quad j=2, 3, \dots, p \quad (\text{III.2})$$

Bonnet-féle rekurziós képlet segítségével határozhatók meg. Eszerint:

$$\begin{aligned} P_1(\xi) &= 1 \\ P_2(\xi) &= \xi \\ P_3(\xi) &= \frac{1}{2}(3\xi^3 - 1) \\ P_4(\xi) &= \frac{1}{2}(5\xi^3 - 3\xi) \\ P_5(\xi) &= \frac{1}{8}(35\xi^4 - 30\xi^2 + 3) \\ P_6(\xi) &= \frac{1}{8}(63\xi^5 - 70\xi^3 + 15\xi) \\ P_7(\xi) &= \frac{1}{16}(231\xi^6 - 315\xi^4 + 105\xi^2 - 5) \\ P_8(\xi) &= \frac{1}{16}(429\xi^7 - 693\xi^5 + 315\xi^3 - 35\xi) \\ P_9(\xi) &= \frac{1}{128}(6435\xi^8 - 12012\xi^6 + 6930\xi^4 - 1260\xi^2 + 35) \end{aligned} \quad (\text{III.3})$$

Az approximációs vektor elemei:

$$\begin{aligned} \tilde{N}_1(\xi) &= \frac{1}{2}(1 - \xi) \\ \tilde{N}_2(\xi) &= \frac{1}{2}(1 + \xi) \\ \tilde{N}_3(\xi) &= \frac{3}{2\sqrt{6}}(\xi^2 - 1) \\ \tilde{N}_4(\xi) &= \frac{5}{2\sqrt{10}}(\xi^3 - \xi) \\ \tilde{N}_5(\xi) &= \frac{1}{8\sqrt{14}}(35\xi^4 - 42\xi^2 + 7) \\ \tilde{N}_6(\xi) &= \frac{1}{24\sqrt{2}}(63\xi^5 - 90\xi^3 + 27\xi) \\ \tilde{N}_7(\xi) &= \frac{1}{16\sqrt{22}}(231\xi^6 - 385\xi^4 + 165\xi^2 - 11) \\ \tilde{N}_8(\xi) &= \frac{1}{16\sqrt{26}}(429\xi^7 - 819\xi^5 + 455\xi^3 - 65\xi) \\ \tilde{N}_9(\xi) &= \frac{1}{128\sqrt{30}}(6435\xi^8 - 13860\xi^6 + 9450\xi^4 - 2100\xi^2 + 75) \end{aligned} \quad (\text{III.4})$$

A fentiek értelmében az approximációs függvényeket tartalmazó vektor felírható a transzformált elmozdulás hatványait tartalmazó vektor transzponáltjának, és egy R együttható-mátrix szorzataként

$$\tilde{N}(\xi) = \underline{\xi}^T \underline{R}, \text{ ahol } \underline{\xi}^T = [1 \ \xi \ \xi^2 \ \xi^3 \ \xi^4 \ \xi^5 \ \xi^6 \ \xi^7 \ \xi^8], \quad (\text{III.5})$$

amely egyben a – (3.66-67) transzformációs összefüggésekből, a binomiális tétel felhasználásával meghatározható – T transzformációs mátrix, és a valódi elmozdulás-koordináták hatványait tartalmazó vektor szorzataként adható meg:

$$\underline{\xi}^T = \underline{y}^T \underline{T} = [1 \ y \ y^2 \ y^3 \ y^4 \ y^5 \ y^6 \ y^7 \ y^8] \underline{T}. \quad (\text{III.6})$$

Bevezetve a

$$d = \frac{2}{y_{n+1}} \quad (\text{III.7})$$

összefüggést, a T mátrix a következő alakban írható:

$$\underline{T} = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 \\ 0 & d & -2d & 3d & -4d & 5d & -6d & 7d & -8d \\ 0 & 0 & d^2 & -3d^2 & 6d^2 & -10d^2 & 15d^2 & -21d^2 & 28d^2 \\ 0 & 0 & 0 & d^3 & -4d^3 & 10d^3 & -20d^3 & 35d^3 & -56d^3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & d^4 & -5d^4 & 15d^4 & -35d^4 & 70d^4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d^5 & -6d^5 & 21d^5 & -56d^5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d^6 & -7d^6 & 28d^6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d^7 & -8d^7 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d^8 \end{bmatrix}. \quad (\text{III.8})$$

A (III.1, III.5, III.6) összefüggések értelmében a felhajtóerő a valódi elmozdulás-koordinátákkal

$$F_f(y) = \underline{y}^T \underline{T} \underline{R} \underline{q} = \sum_{i=1}^{p+1} c_i y^{i-1} \quad (\text{III.9})$$

formában adható meg, ezzel előállt a számításokra alkalmas (3.83) kifejezés.

IV. NEMLINEÁRIS EGYENLETEK ÉS EGYENLETRENDSZEREK MEGOLDÁSA NEWTON-MÓDSZERREL

Az értekezésben *NEMLINEÁRIS EGYENLETEKKEL* a Nyomástartó rendszer áramlástanai modellje c. fejezetben találkozhatunk az energiaegyenlet megoldásánál (4.79, 4.85), valamint a csőszűrlődési tényező (4.24-27) számításánál. Az egyenletek megoldásának módszerét a 4.1. fejezetben részletesen ismertettem, most a számítások megkönnyítése érdekében részletezem a megoldás menetét.

Az *energiaegyenlet*nél minden esetben az i -edik pont tulajdonságai ismertek, és az $i+1$ -edik pontban, vagy egy ismert (p_{i+1}) nyomás esetén keressük a folyamatot leíró $(n_{i,i+1})$ politrópikus kitevőt (4.97) – ezt a függvényt nevezzük g -vel –, vagy egy ismert politrópikus kitevőhöz keressük a nyomás értékét (4.87) – a függvényt jelöljük f -el. Az egyenletek alakjukat tekintve azonosak:

$$f(p_{i+1}) = c_p T_i \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{1-n_{i,i+1}}{n_{i,i+1}}} \right] + \frac{w_i^2}{2} \left[1 - \left(\frac{A_i}{A_{i+1}} \right)^2 \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{2}{n_{i,i+1}}} \right] = 0 \quad (\text{IV.1})$$

$$g(n_{i,i+1}) = c_p T_i \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{1-n_{i,i+1}}{n_{i,i+1}}} \right] + \frac{w_i^2}{2} \left[1 - \left(\frac{A_i}{A_{i+1}} \right)^2 \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{2}{n_{i,i+1}}} \right] = 0 \quad (\text{IV.2})$$

Az egyenletek iterációs megoldását [38] szerint a

$$p_{i+1}^{(j+1)} = p_{i+1}^{(j)} - \frac{f(p_{i+1}^{(j)})}{f'(p_{i+1}^{(j)})} \quad j = 0, 1, \dots, \quad (\text{IV.3})$$

illetve a

$$n_{i,i+1}^{(j+1)} = n_{i,i+1}^{(j)} - \frac{g(n_{i,i+1}^{(j)})}{g'(n_{i,i+1}^{(j)})} \quad j = 0, 1, \dots \quad (\text{IV.4})$$

formulával nyerjük, ahol a differenciálhányadosok értékei a következők:

$$\frac{df(p_{i+1})}{dp_{i+1}} = \frac{1-n_{i,i+1}}{n_{i,i+1}} c_p T_i p_i^{\frac{1-n_{i,i+1}}{n_{i,i+1}}} p_{i+1}^{\frac{1}{n_{i,i+1}}} + \frac{2}{n_{i,i+1}} \frac{w_i^2}{2} \left(\frac{A_i}{A_{i+1}} \right)^2 p_i^{\frac{2}{n_{i,i+1}}} p_{i+1}^{\frac{-2-n_{i,i+1}}{n_{i,i+1}}} \quad (\text{IV.5})$$

$$\frac{dg(n_{i,i+1})}{dn_{i,i+1}} = \frac{1}{n_{i,i+1}^2} \ln \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right) \left[c_p T_i \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{1-n_{i,i+1}}{n_{i,i+1}}} + w_i^2 \left(\frac{A_i}{A_{i+1}} \right)^2 \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{2}{n_{i,i+1}}} \right] \quad (\text{IV.6})$$

A $j=0$ kezdeti értékeket a feladat jellegének ismeretében a várható gyökhöz kellően közel választhatjuk meg. Mivel minden esetben valamely áramlási veszteséggel járó folyamatról van szó, ismeretlen nyomás számításakor az i -edik pont nyomásától

$$p_{i+1}^{(0)} = p_i, \quad (\text{IV.7})$$

ismeretlen politrópikus kitevő esetén a veszteségmentes áramlást jellemző izentrópikus kitevőtől

$$n_{i,i+1}^{(0)} = \kappa \quad (\text{IV.8})$$

kiindulva rövid úton elérhetjük a megoldást.

A *csőszűrlődési tényező* iterációs számításánál az

$$F(\lambda_{i,i+1}) = \frac{I}{\sqrt{\lambda_{i,i+1}}} - 2 \lg \left(Re \sqrt{\lambda_{i,i+1}} \right) + 0,8 \quad (IV.9)$$

nemlineáris egyenlet gyökét keressük.

Az egyenlet iterációs megoldását

$$\lambda_{i,i+1}^{(j+1)} = \lambda_{i,i+1}^{(j)} - \frac{F(\lambda_{i,i+1}^{(j)})}{F'(\lambda_{i,i+1}^{(j)})} \quad j = 0, 1, \dots \quad (IV.10)$$

formában kapjuk, ahol a differenciálhányados értéke

$$\frac{dF(\lambda_{i,i+1})}{d\lambda_{i,i+1}} = -\frac{\lambda_{i,i+1}}{2} - \frac{I}{\lambda_{i,i+1} \ln 10}. \quad (IV.11)$$

Az iterációs számítás kezdeti értékét válasszuk a várható eredményhez közeli

$$\lambda_{i,i+1}^{(0)} = 0,002 \quad (IV.12)$$

értékre.

NEMLINEÁRIS EGYENLETRENDSZEREKET a Nyomástartó rendszer áramlástani modellje c. fejezet, egyenes csőben történő áramlás részében kell megoldanunk (4.73-74, 4.87-88). Az egyenletrendszer két egyenletből áll, amelyek a csőszakasz i és $i+1$ pontja között felírva:

$$\begin{aligned} f_1(p_{i+1}, n_{i,i+1}) = & \frac{I}{n_{i,i+1}} \ln \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right) + \frac{n_{i,i+1}}{n_{i,i+1} + I} \frac{p_i}{w_i^2 \rho_i} \left[\left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{I-n_{i,i+1}}{n_{i,i+1}}} - I \right] + \\ & + \frac{I}{2} \left(\frac{\lambda_{i,i+1} L_{i,i+1}}{D_i} + \sum \zeta_{i,i+1} \right) = 0, \end{aligned} \quad (IV.13)$$

és

$$f_2(p_{i+1}, n_{i,i+1}) = c_p T_i \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{I-n_{i,i+1}}{n_{i,i+1}}} \right] + \frac{w_i^2}{2} \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{2}{n_{i,i+1}}} \right] = 0. \quad (IV.14)$$

Az egyenletrendszer iterációs megoldását a

$$\begin{bmatrix} f(p_{i+1}^{(j)}) \\ g(n_{i,i+1}^{(j)}) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{\partial f(p_{i+1}, n_{i,i+1})}{\partial p_{i+1}} \bigg|^{(j)} & \frac{\partial f(p_{i+1}, n_{i,i+1})}{\partial n_{i,i+1}} \bigg|^{(j)} \\ \frac{\partial g(p_{i+1}, n_{i,i+1})}{\partial p_{i+1}} \bigg|^{(j)} & \frac{\partial g(p_{i+1}, n_{i,i+1})}{\partial n_{i,i+1}} \bigg|^{(j)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{i+1} - p_{i+1}^{(j)} \\ n_{i,i+1} - n_{i,i+1}^{(j)} \end{bmatrix} = 0 \quad (IV.15)$$

linearizált egyenletrendszer formájában kapjuk, ahol a differenciálhányadosok értékei a következők:

$$\frac{\partial f(p_{i+1}, n_{i,i+1})}{\partial p_{i+1}} = -\frac{I}{n_{i,i+1}} \frac{1}{p_{i+1}} + \frac{n_{i,i+1} - I}{n_{i,i+1} + I} \frac{p_i}{w_i^2 \rho_i} p_{i+1}^{\frac{I-2n_{i,i+1}}{n_{i,i+1}}}, \quad (IV.16)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial f(p_{i+1}, n_{i,i+1})}{\partial n_{i,i+1}} = & \frac{p_i}{w_i^2 \rho_i} \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{I-n_{i,i+1}}{n_{i,i+1}}} \left[\frac{n_{i,i+1} - (n_{i,i+1} + I) \ln \frac{p_i}{p_{i+1}}}{n_{i,i+1} (n_{i,i+1} + I)^2} \right] - \\ & - \frac{I}{n_{i,i+1}^2} \ln \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right) - \frac{I}{(n_{i,i+1} + I)^2} \frac{p_i}{w_i^2 \rho_i}, \end{aligned} \quad (IV.17)$$

$$\frac{\partial g(p_{i+l}, n_{i,l+l})}{\partial p_{i+l}} = \frac{l - n_{i,l+l}}{n_{i,l+l}^2} c_p T_i p_i^{\frac{l-n_{i,l+l}}{n_{i,l+l}}} p_{i+l}^{\frac{l}{n_{i,l+l}}} + \frac{2}{n_{i,l+l}} \frac{w_i^2}{2} p_i^{\frac{2}{n_{i,l+l}}} p_{i+l}^{\frac{-2-n_{i,l+l}}{n_{i,l+l}}}, \quad (\text{IV.18})$$

$$\frac{\partial g(p_{i+l}, n_{i,l+l})}{\partial n_{i,l+l}} = \frac{l}{n_{i,l+l}^2} \ln \left(\frac{p_i}{p_{i+l}} \right) \left(c_p T_i \left(\frac{p_i}{p_{i+l}} \right)^{\frac{l-n_{i,l+l}}{n_{i,l+l}}} + w_i^2 \left(\frac{p_i}{p_{i+l}} \right)^{\frac{2}{n_{i,l+l}}} \right). \quad (\text{IV.19})$$

A linearizált egyenletrendszer gyökei a differenciálhányadosok ismeretében Gauss-módszerrel számíthatók. A végeredményeket tekintve

$$n_{i,l+l}^{(j+1)} = \frac{\frac{\partial g}{\partial p_{i+l}} \Big|^{(j)} \left(f^{(j)} - \frac{\partial g}{\partial n_{i,l+l}} \Big|^{(j)} n_{i,l+l}^{(j)} \right) + \frac{\partial f}{\partial p_{i+l}} \Big|^{(j)} \frac{\partial g}{\partial n_{i,l+l}} \Big|^{(j)} n_{i,l+l}^{(j)} - g^{(j)} \frac{\partial f}{\partial p_{i+l}} \Big|^{(j)}}{\frac{\partial f}{\partial p_{i+l}} \Big|^{(j)} \frac{\partial g}{\partial n_{i,l+l}} \Big|^{(j)} - \frac{\partial f}{\partial n_{i,l+l}} \Big|^{(j)} \frac{\partial g}{\partial p_{i+l}} \Big|^{(j)}}, \quad (\text{IV.20})$$

$$p_{i+l}^{(j+1)} = p_{i+l}^{(j)} - \frac{f^{(j)} + \frac{\partial f}{\partial n_{i,l+l}} \Big|^{(j)} (n_{i,l+l}^{(j+1)} - n_{i,l+l}^{(j)})}{\frac{\partial f}{\partial p_{i+l}} \Big|^{(j)}} \quad (\text{IV.21})$$

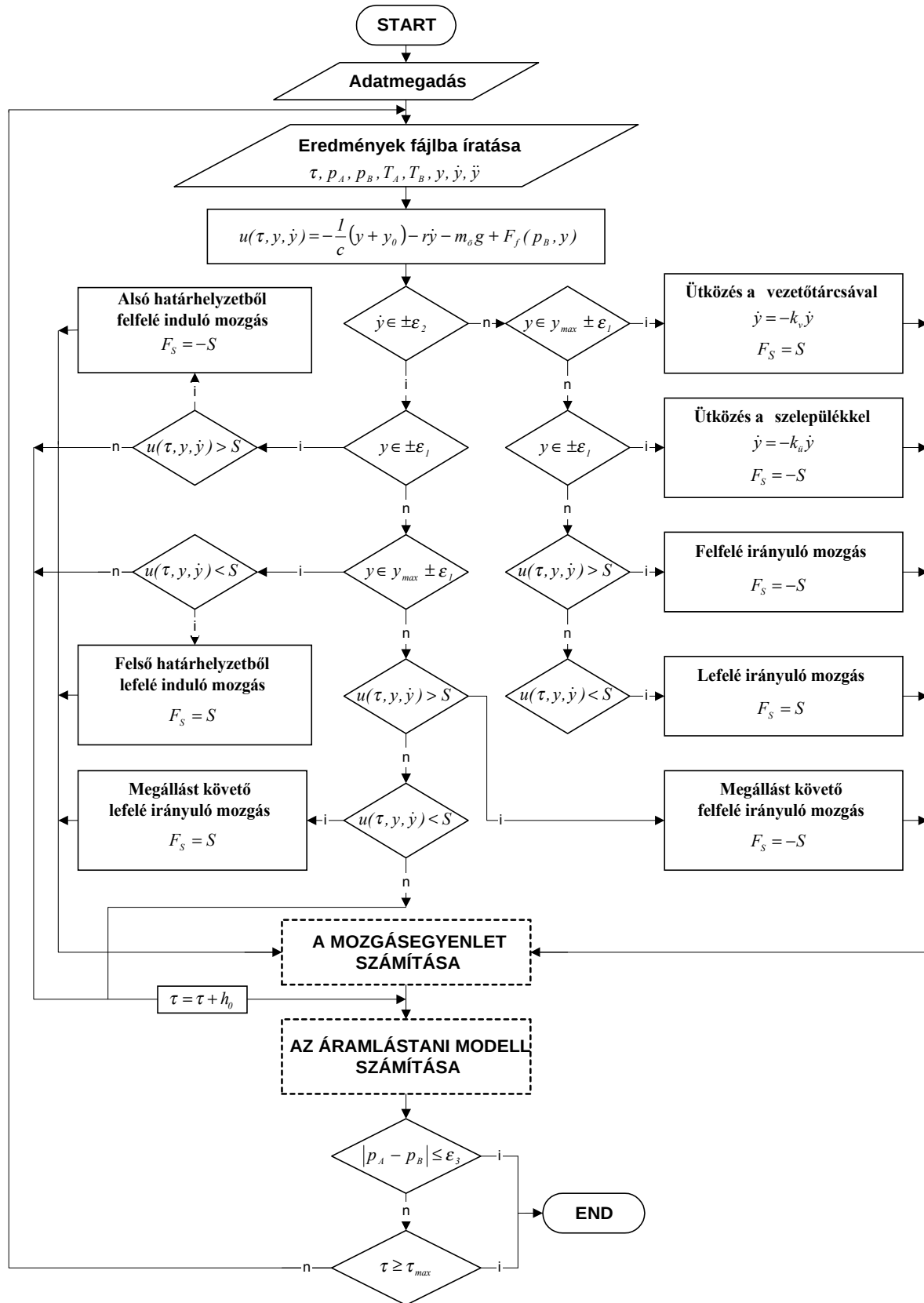
értékeket kapjuk. A kezdeti értékeket – a nemlineáris egyenleteknél megfogalmazott indokok alapján –

$$p_{i+l}^{(0)} = p_i, \quad (\text{IV.22})$$

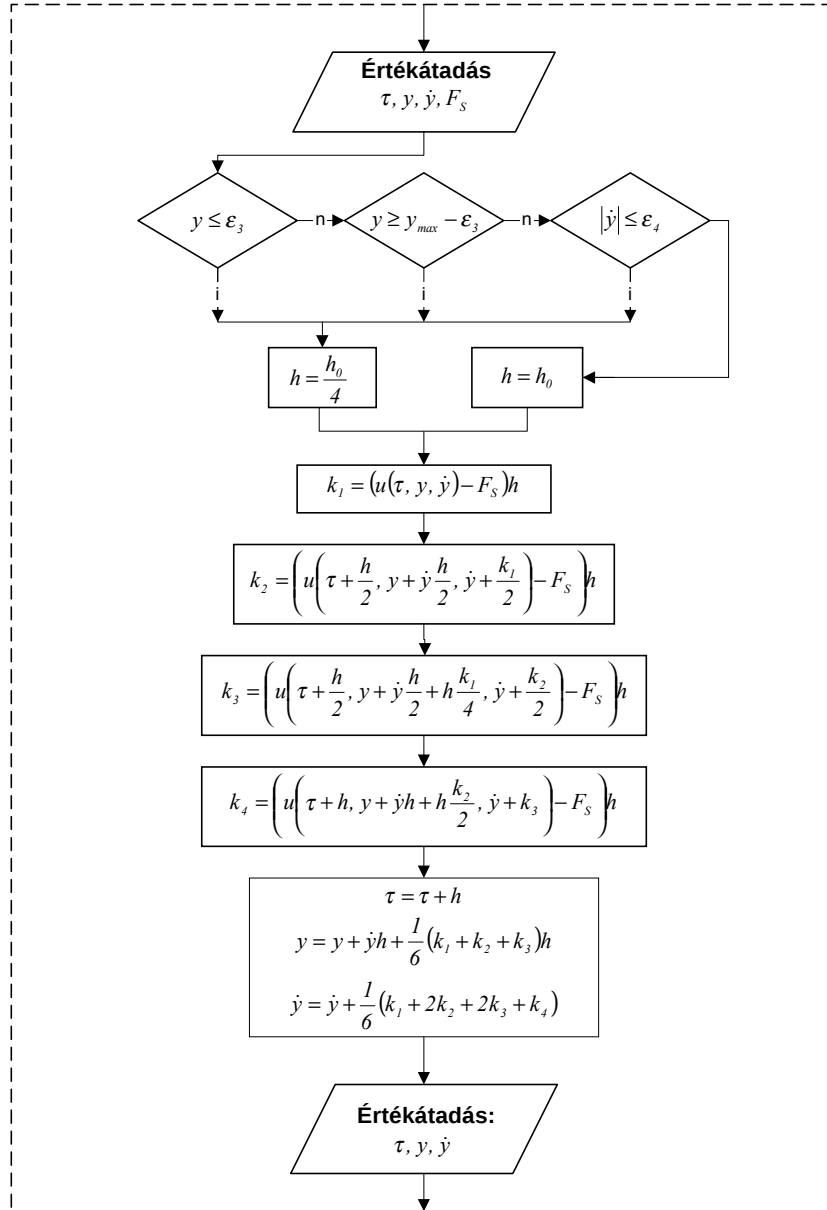
$$n_{i,l+l}^{(0)} = \kappa \quad (\text{IV.23})$$

szerint választjuk.

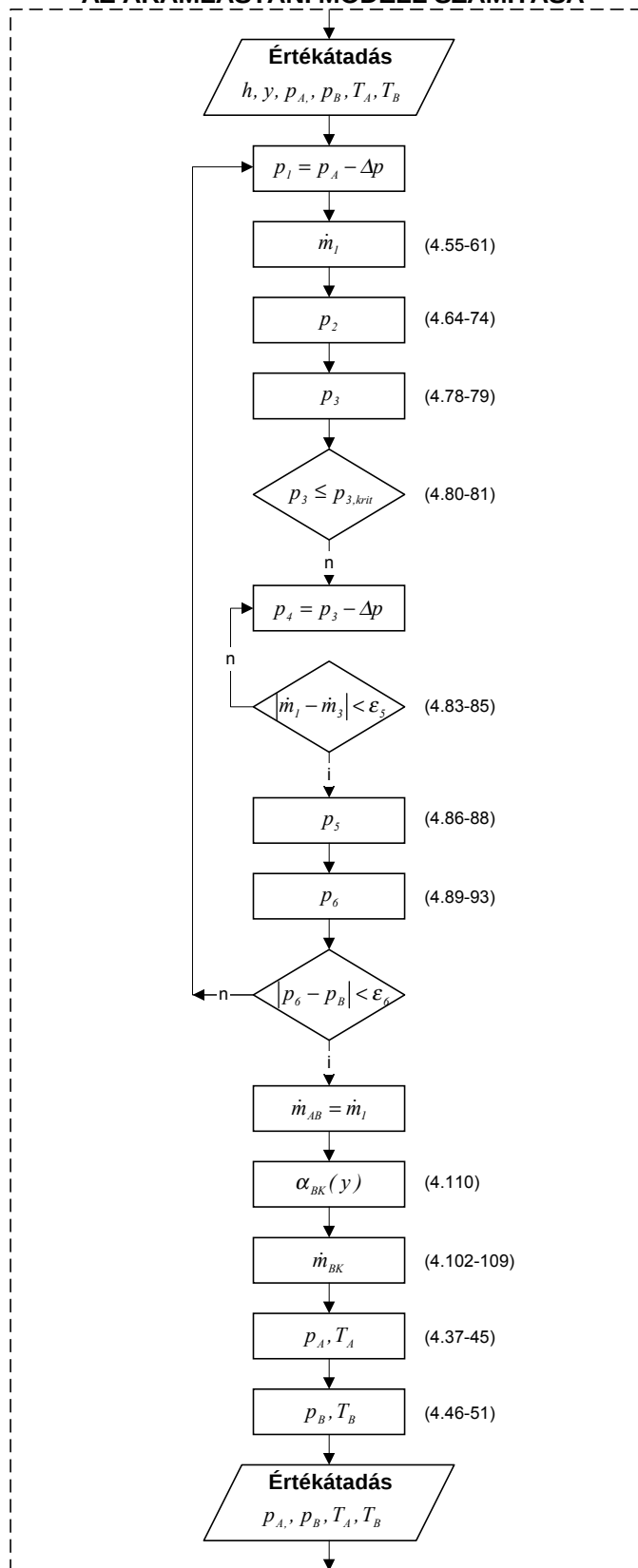
V. A MODELLEGYENLETEK SZÁMÍTÁSÁNAK FOLYAMATÁBRÁJA



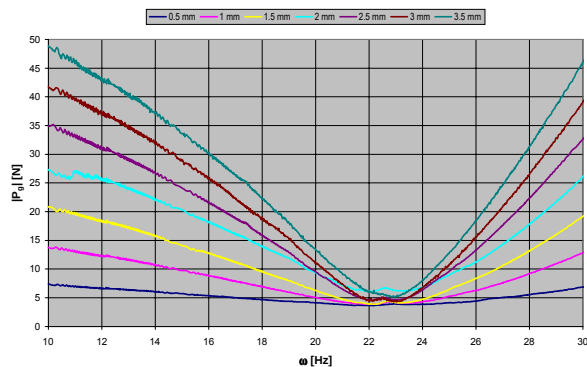
A MOZGÁSEGYENLET SZÁMÍTÁSA



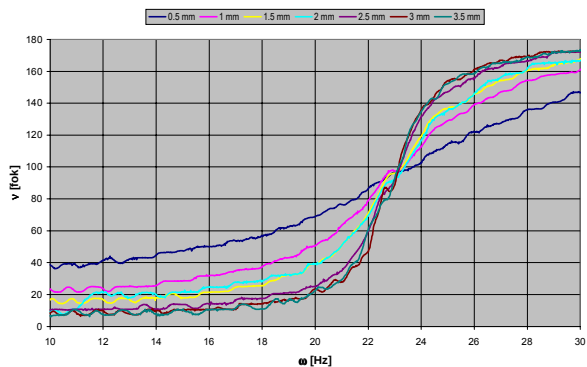
AZ ÁRAMLÁSTANI MODELL SZÁMÍTÁSA



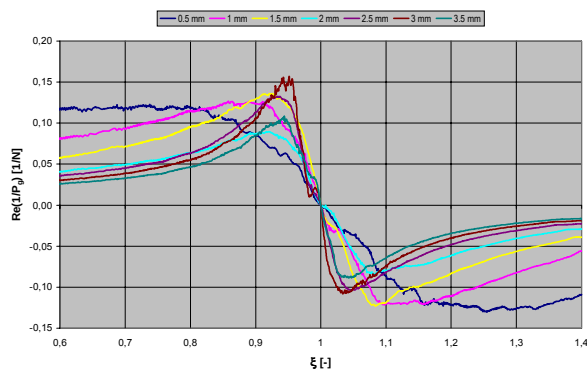
VI. A LINEÁRIS CSILLAPÍTÁSI TÉNYEZŐ SZÁMÍTÁSÁNAK KÍSÉRLETI EREDMÉNYEI



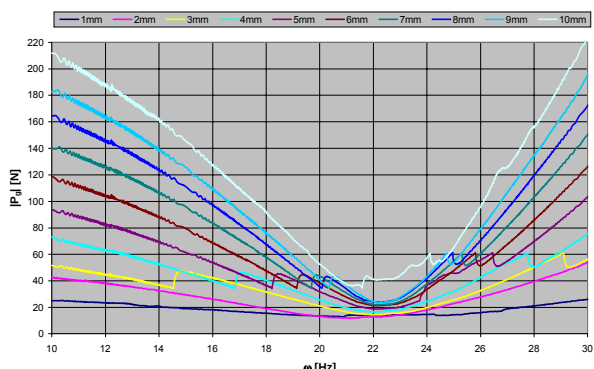
VI.1. ábra Mért erőamplitúdó a frekvencia függvényében, I. sorozat



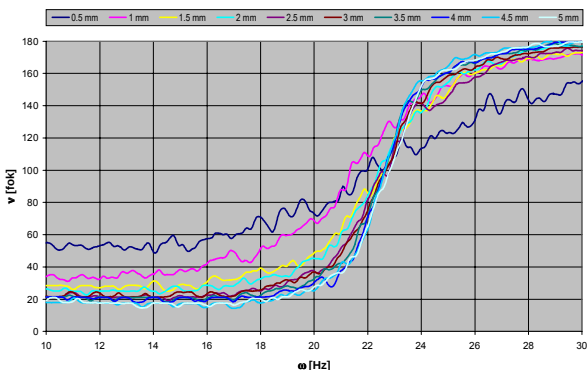
VI.2. ábra Mért fázisszög értékek a frekvencia függvényében, I. sorozat



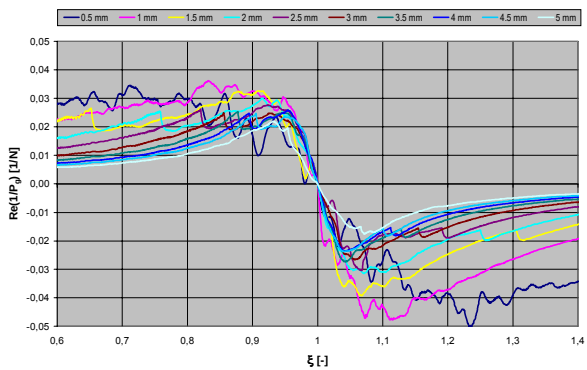
VI.3. ábra Mért erőamplitúdó reciprokának képzetes része a nagyítási tényező függvényében, I. sorozat



VI.4. ábra Mért erőamplitúdó a frekvencia függvényében, II. sorozat

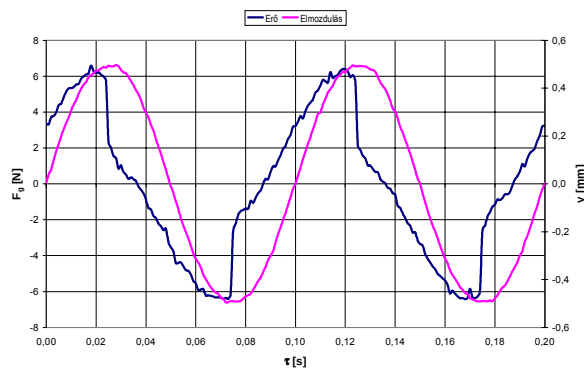


VI.5. ábra Mért fázisszög értékek a frekvencia függvényében, II. sorozat

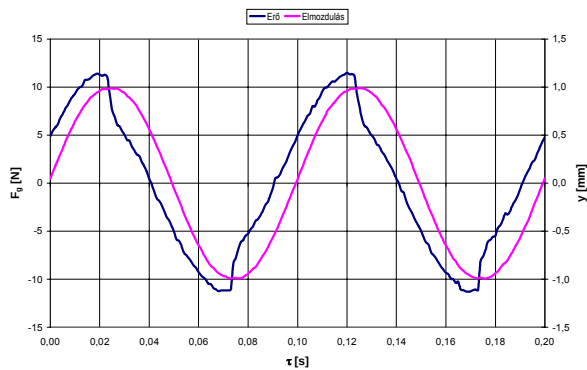


VI.6. ábra Mért erőamplitúdó reciprokának képzetes része a nagyítási tényező függvényében, II. sorozat

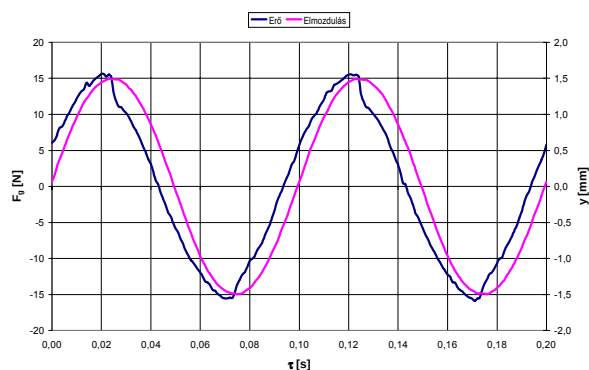
VII. A COULOMB-FÉLE SÚRLÓDÁS SZÁMÍTÁSÁNAK KÍSÉRLETI EREDMÉNYEI



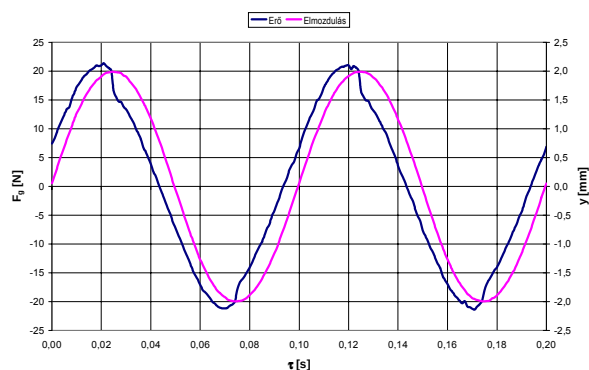
VII.1. ábra Erő és elmozdulás az idő függvényében
 $|z|=0,5 \text{ mm}$, $\omega=10 \text{ Hz}$



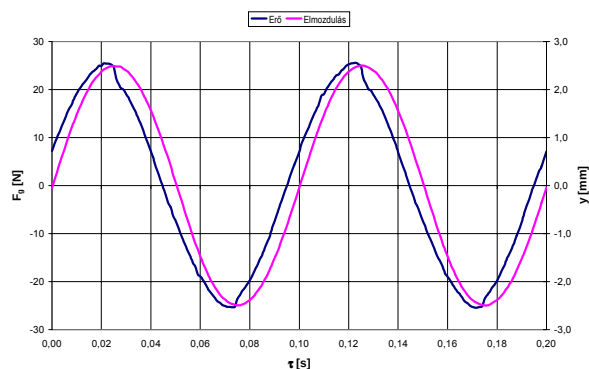
VII.2. ábra Erő és elmozdulás az idő függvényében
 $|z|=1,0 \text{ mm}$, $\omega=10 \text{ Hz}$



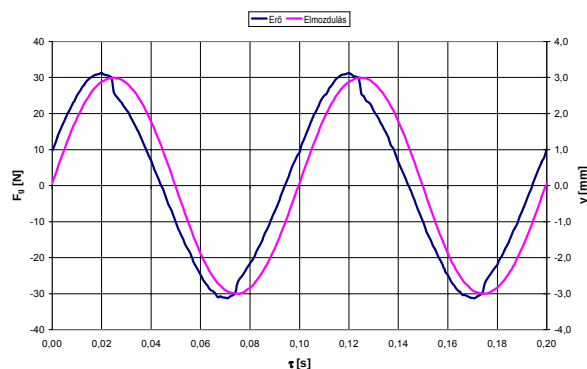
VII.3. ábra Erő és elmozdulás az idő függvényében
 $|z|=1,5 \text{ mm}$, $\omega=10 \text{ Hz}$



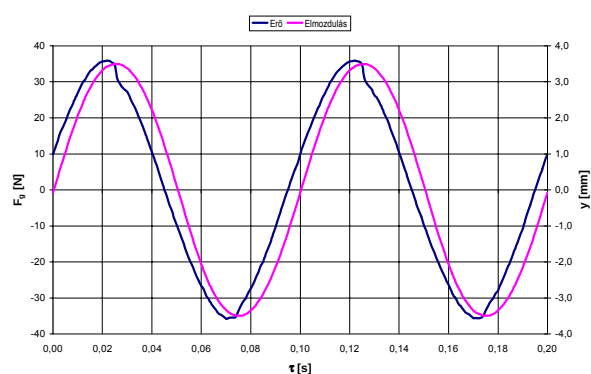
VII.4. ábra Erő és elmozdulás az idő függvényében
 $|z|=2,0 \text{ mm}$, $\omega=10 \text{ Hz}$



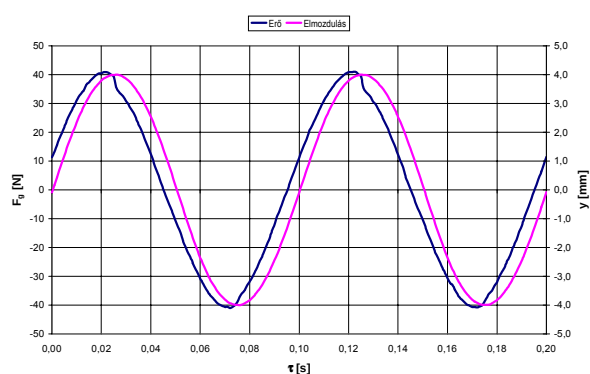
VII.5. ábra Erő és elmozdulás az idő függvényében
 $|z|=2,5 \text{ mm}$, $\omega=10 \text{ Hz}$



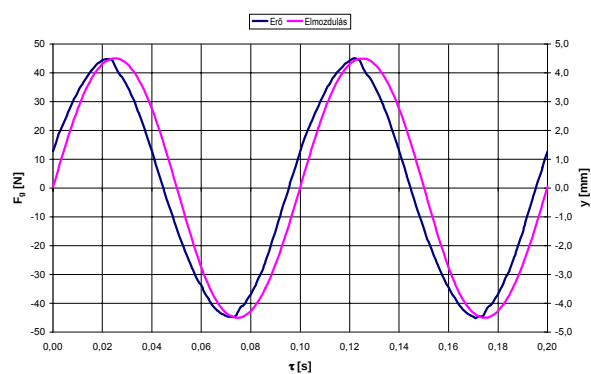
VII.6. ábra Erő és elmozdulás az idő függvényében
 $|z|=3,0 \text{ mm}$, $\omega=10 \text{ Hz}$



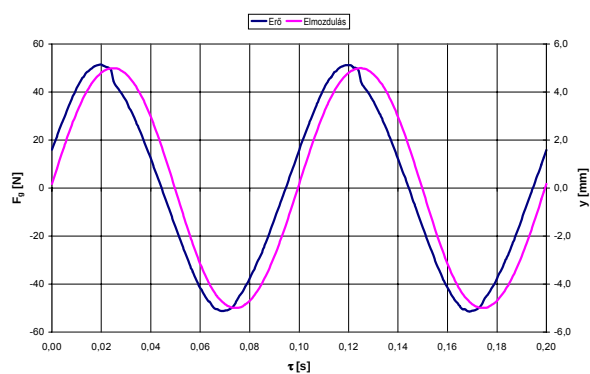
VII.7. ábra Erő és elmozdulás az idő függvényében
 $|z|=3,5 \text{ mm}$, $\omega=10 \text{ Hz}$



VII.8. ábra Erő és elmozdulás az idő függvényében
 $|z|=4,0 \text{ mm}$, $\omega=10 \text{ Hz}$

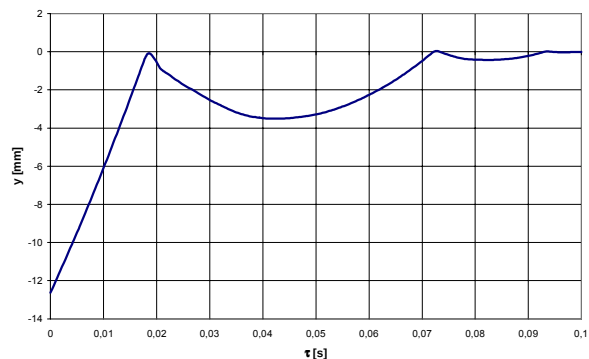


VII.9. ábra Erő és elmozdulás az idő függvényében
 $|z|=4,5 \text{ mm}$, $\omega=10 \text{ Hz}$

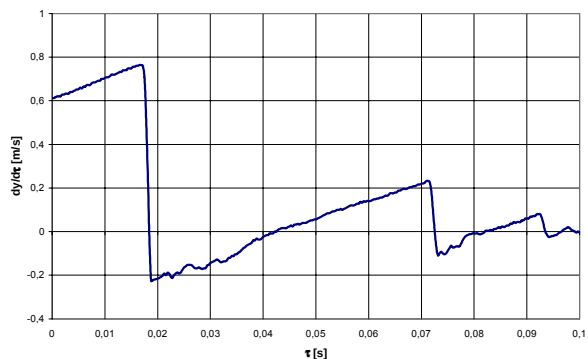


VII.10. ábra Erő és elmozdulás az idő függvényében
 $|z|=5,0 \text{ mm}$, $\omega=10 \text{ Hz}$

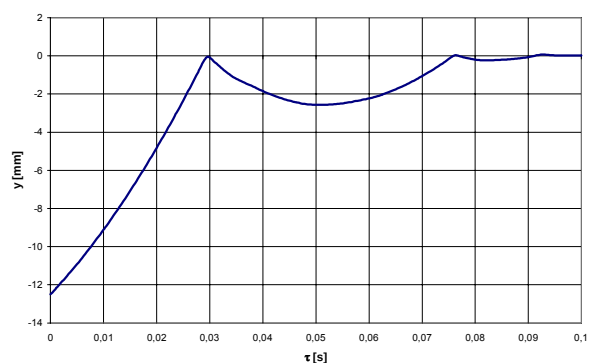
VIII. AZ ÜTKÖZÉSI TÉNYEZŐ SZÁMÍTÁSÁNAK KÍSÉRLETI EREDMÉNYEI



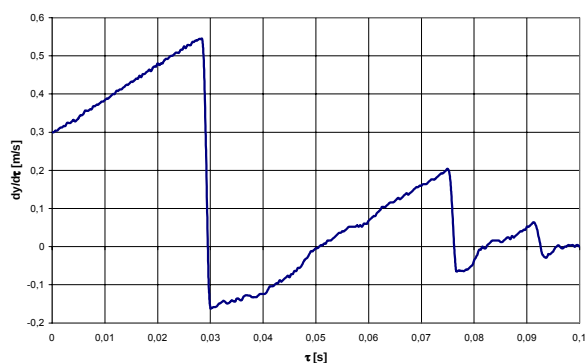
VIII.1. ábra Elmozdulás-idő diagram, I/1 kísérlet



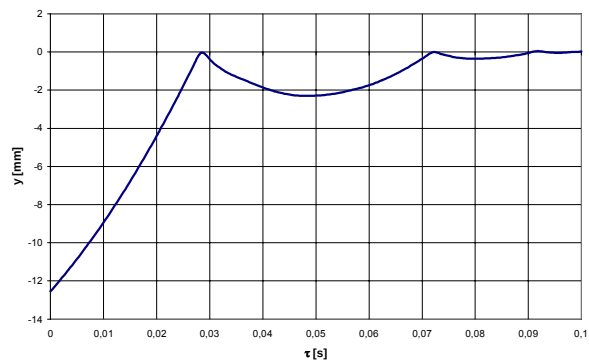
VIII.2. ábra Sebesség-idő diagram, I/1 kísérlet



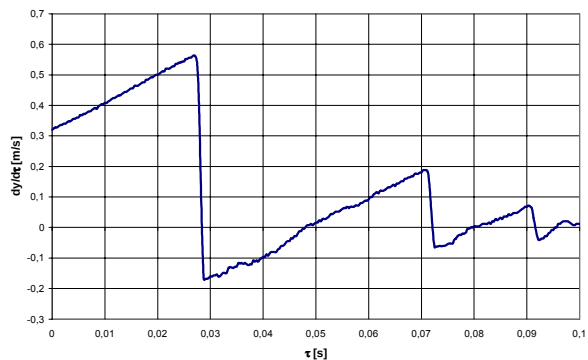
VIII.3. ábra Elmozdulás-idő diagram, I/2 kísérlet



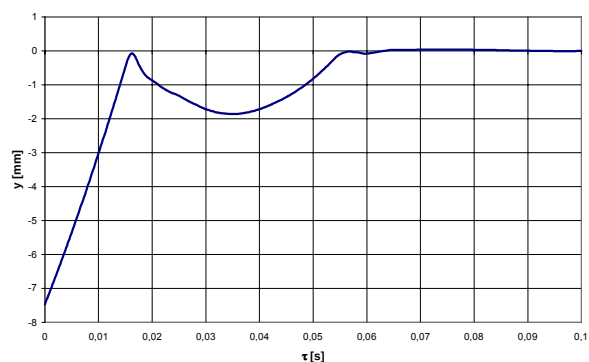
VIII.4. ábra Sebesség-idő diagram, I/2 kísérlet



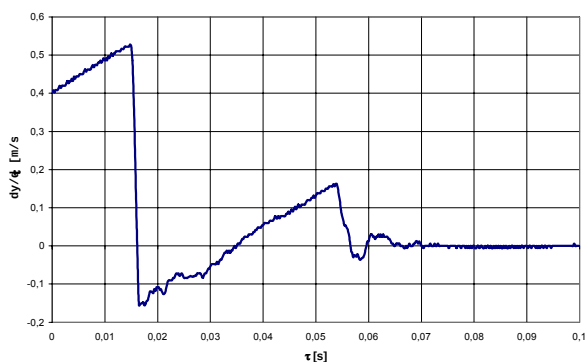
VIII.5. ábra Elmozdulás-idő diagram, I/3 kísérlet



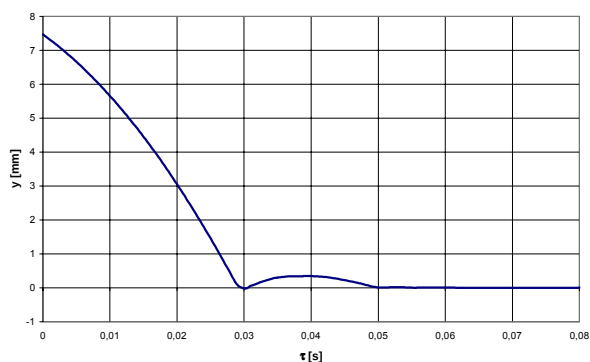
VIII.6. ábra Sebesség-idő diagram, I/3 kísérlet



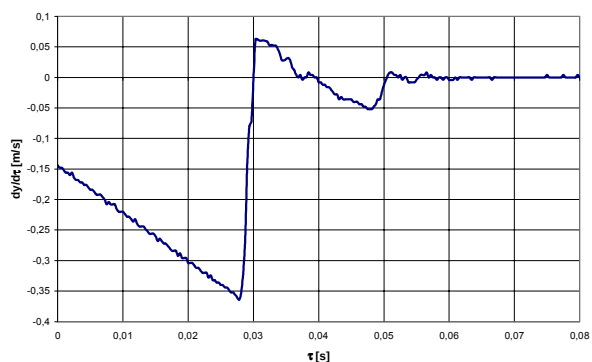
VIII.7. ábra Elmozdulás-idő diagram, I/4 kísérlet



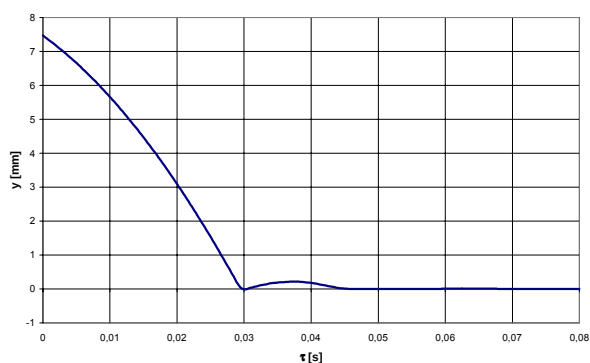
VIII.8. ábra Sebesség-idő diagram, I/4 kísérlet



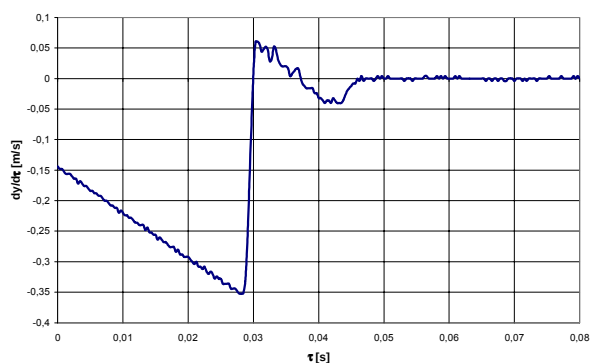
VIII.9. ábra Elmozdulás-idő diagram, II/1 kísérlet



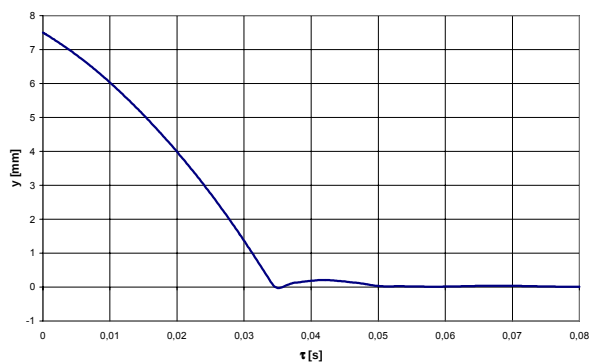
VIII.10. ábra Sebesség-idő diagram, II/1 kísérlet



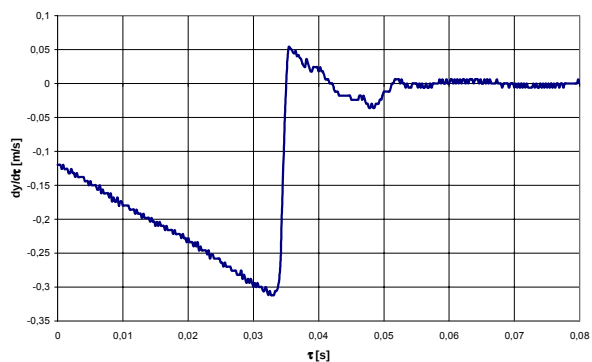
VIII.11. ábra Elmozdulás-idő diagram, II/2 kísérlet



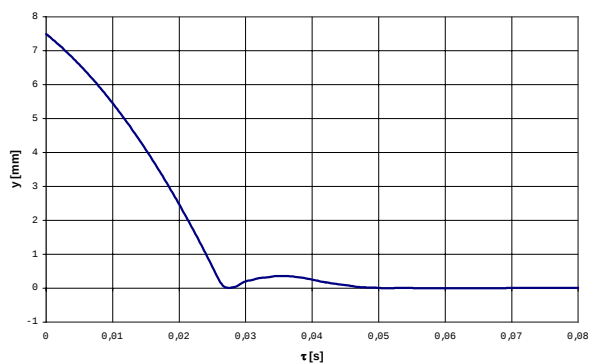
VIII.12. ábra Sebesség-idő diagram, II/2 kísérlet



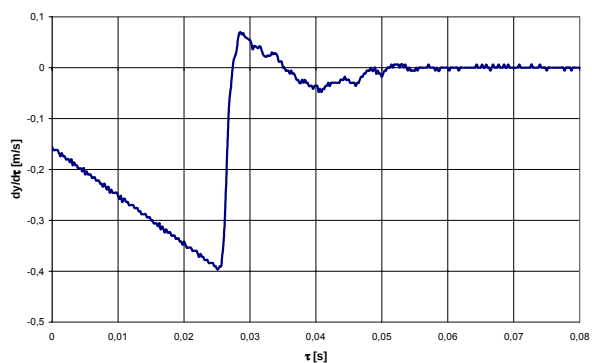
VIII.13. ábra Elmozdulás-idő diagram, II/3 kísérlet



VIII.14. ábra Sebesség-idő diagram, II/3 kísérlet

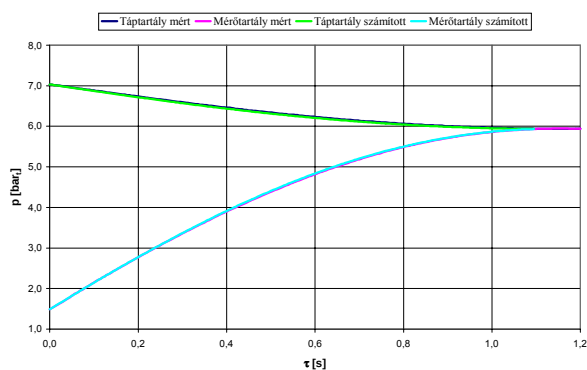


VIII.15. ábra Elmozdulás-idő diagram, II/4 kísérlet

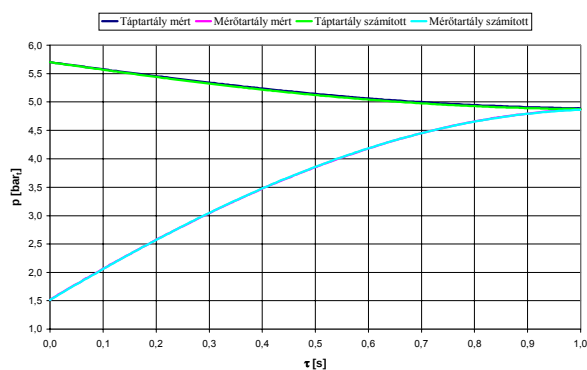


VIII.16. ábra Sebesség-idő diagram, II/4 kísérlet

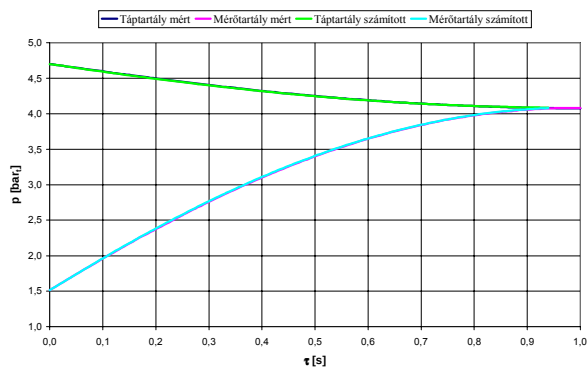
IX. A NYOMÁSTARTÓ RENDSZER SZÁMÍTÁSÁNAK ÉS MÉRÉSÉNEK EREDMÉNYEI



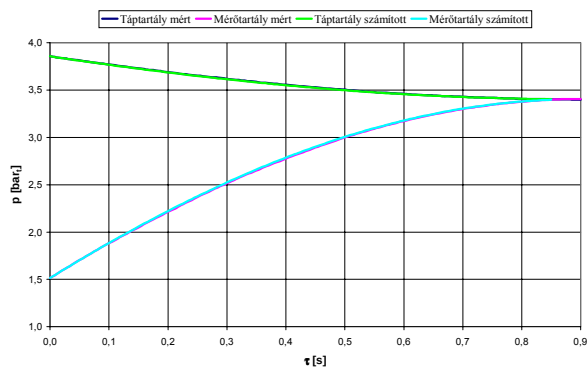
IX.1. ábra D35/1 mérés és számítás



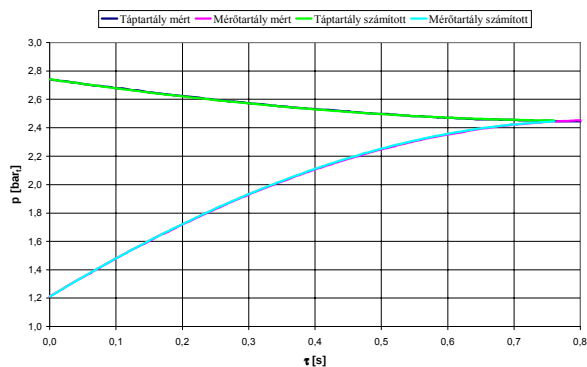
IX.2. ábra D35/2 mérés és számítás



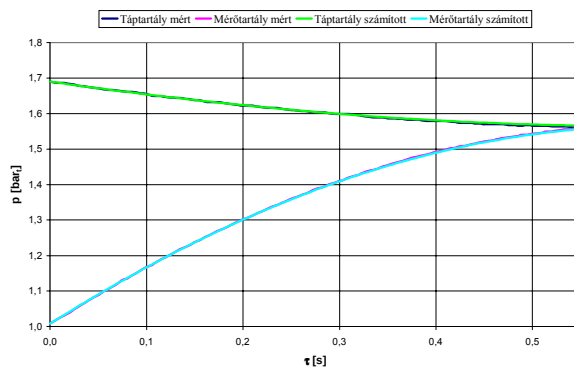
IX.3. ábra D35/3 mérés és számítás



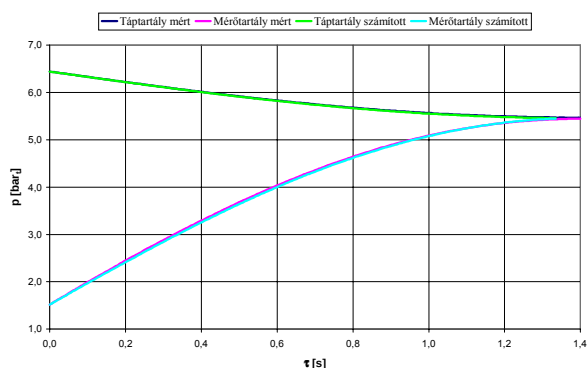
IX.4. ábra D35/4 mérés és számítás



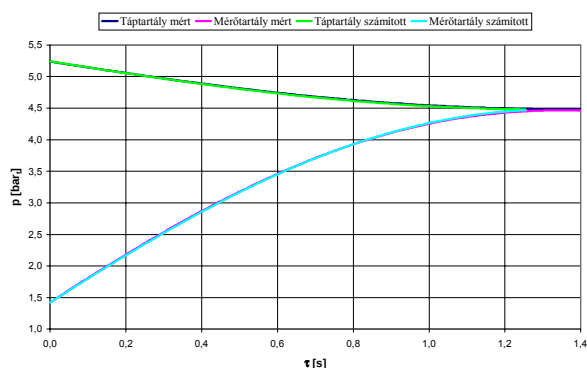
IX.5. ábra D35/5 mérés és számítás



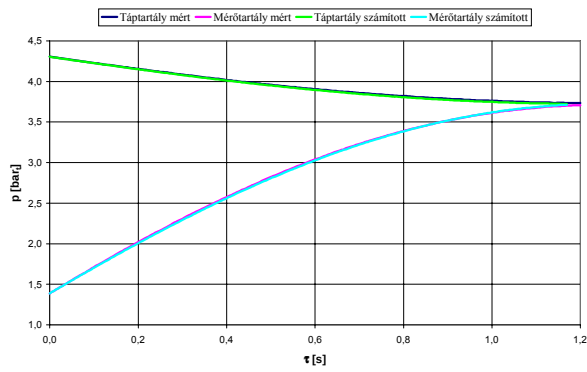
IX.6. ábra D35/6 mérés és számítás



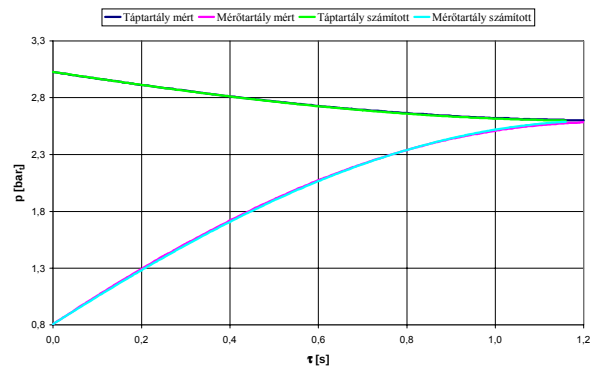
IX.7. ábra D30/1 mérés és számítás



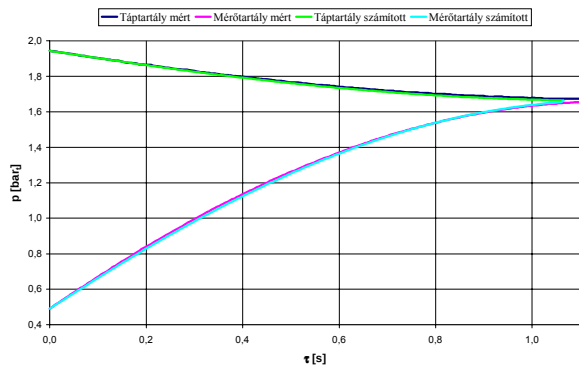
IX.8. ábra D30/2 mérés és számítás



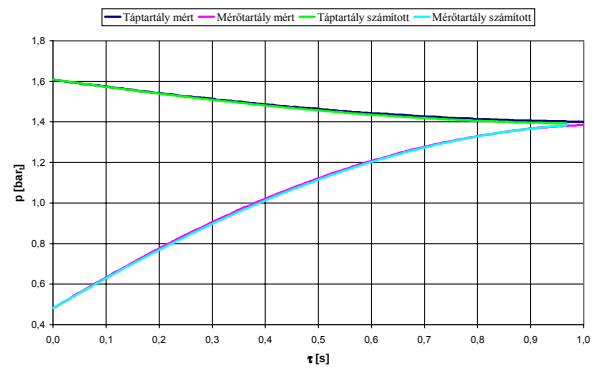
IX.9. ábra D30/3 mérés és számítás



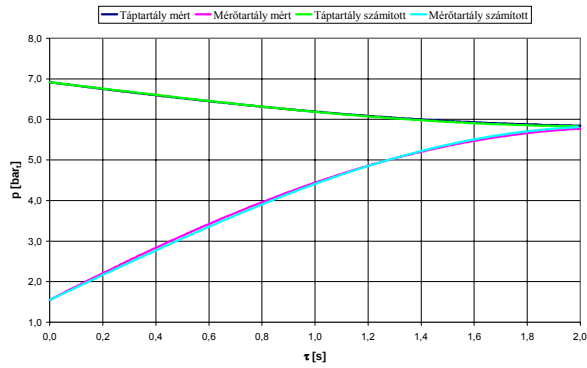
IX.10. ábra D30/4 mérés és számítás



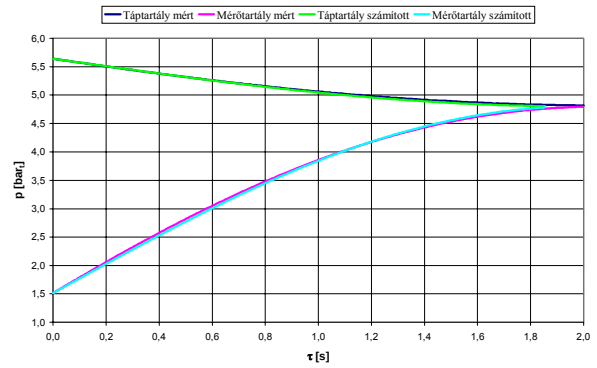
IX.11. ábra D35/5 mérés és számítás



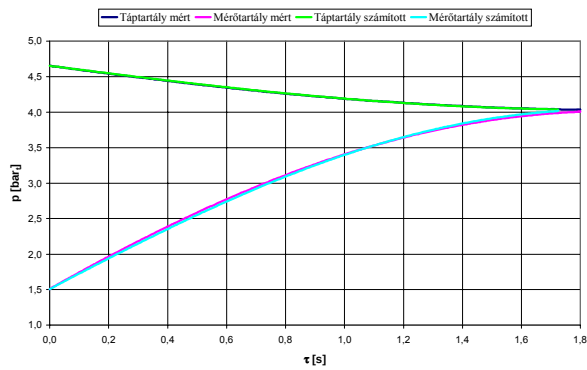
IX.12. ábra D30/6 mérés és számítás



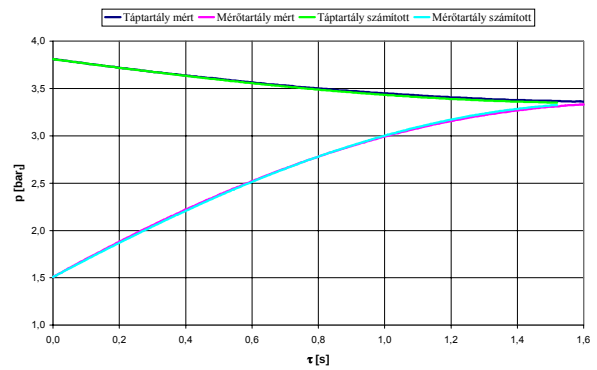
IX.13. ábra D25/1 mérés és számítás



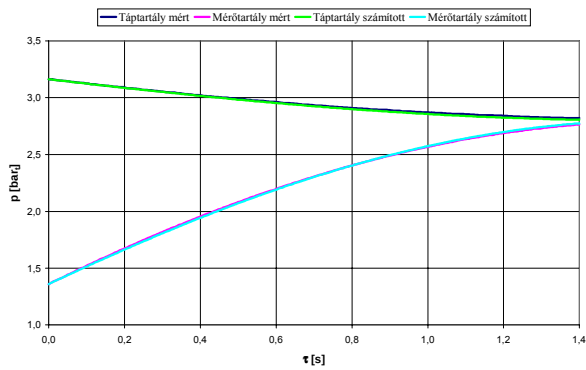
IX.14. ábra D25/2 mérés és számítás



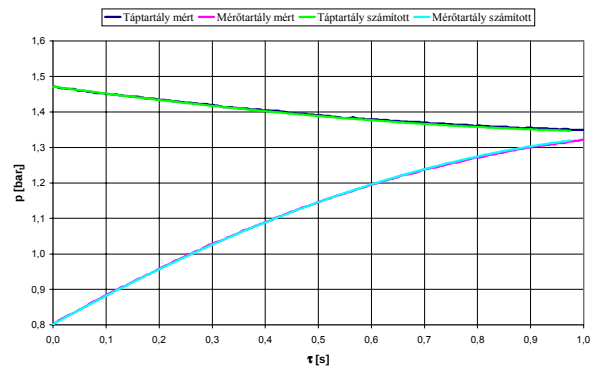
IX.15. ábra D25/3 mérés és számítás



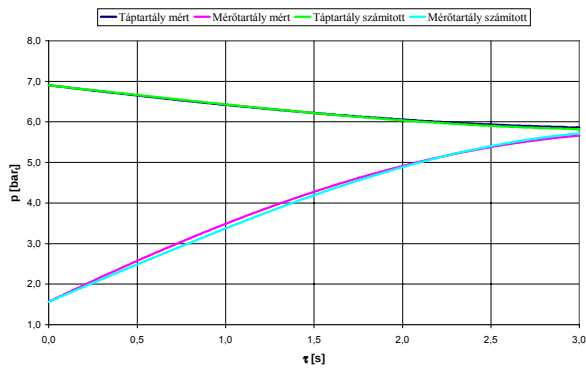
IX.16. ábra D25/4 mérés és számítás



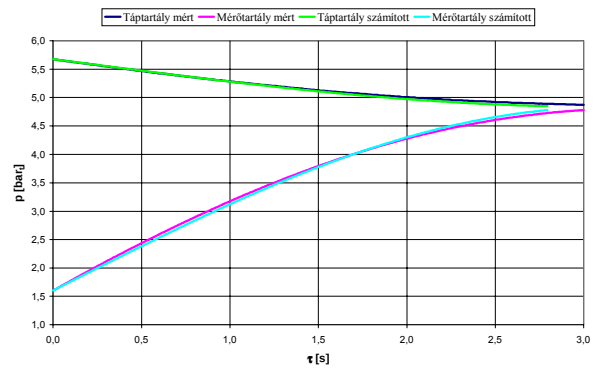
IX.17. ábra D25/5 mérés és számítás



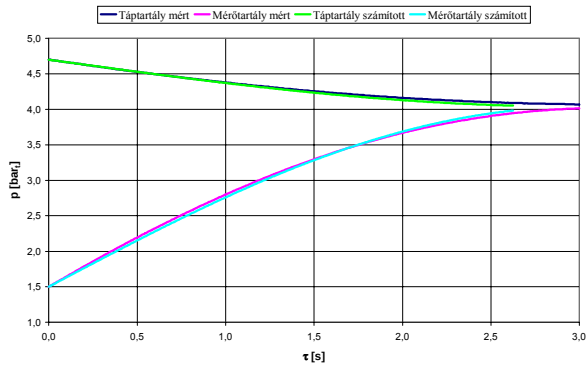
IX.18. ábra D25/6 mérés és számítás



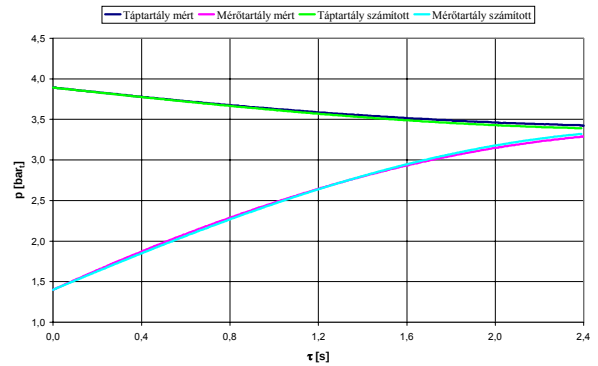
IX.19. ábra D20/1 mérés és számítás



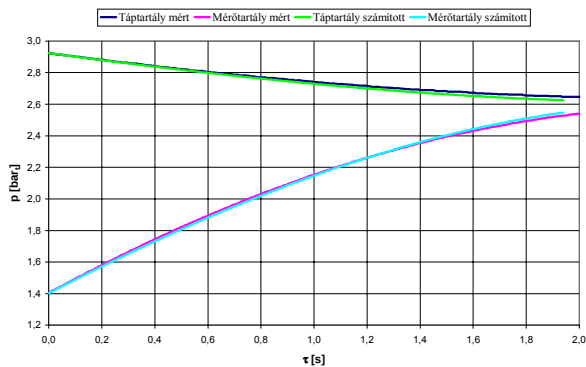
IX.20. ábra D20/2 mérés és számítás



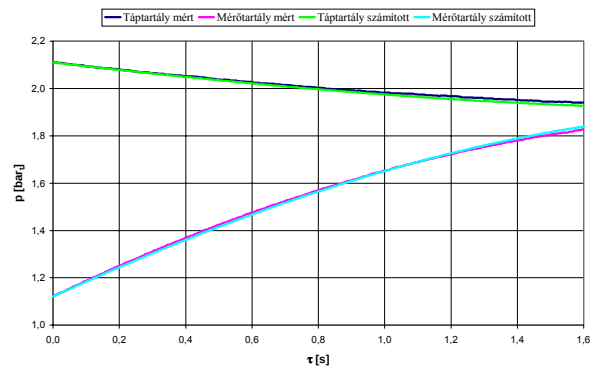
IX.21. ábra D30/3 mérés és számítás



IX.22. ábra D20/4 mérés és számítás

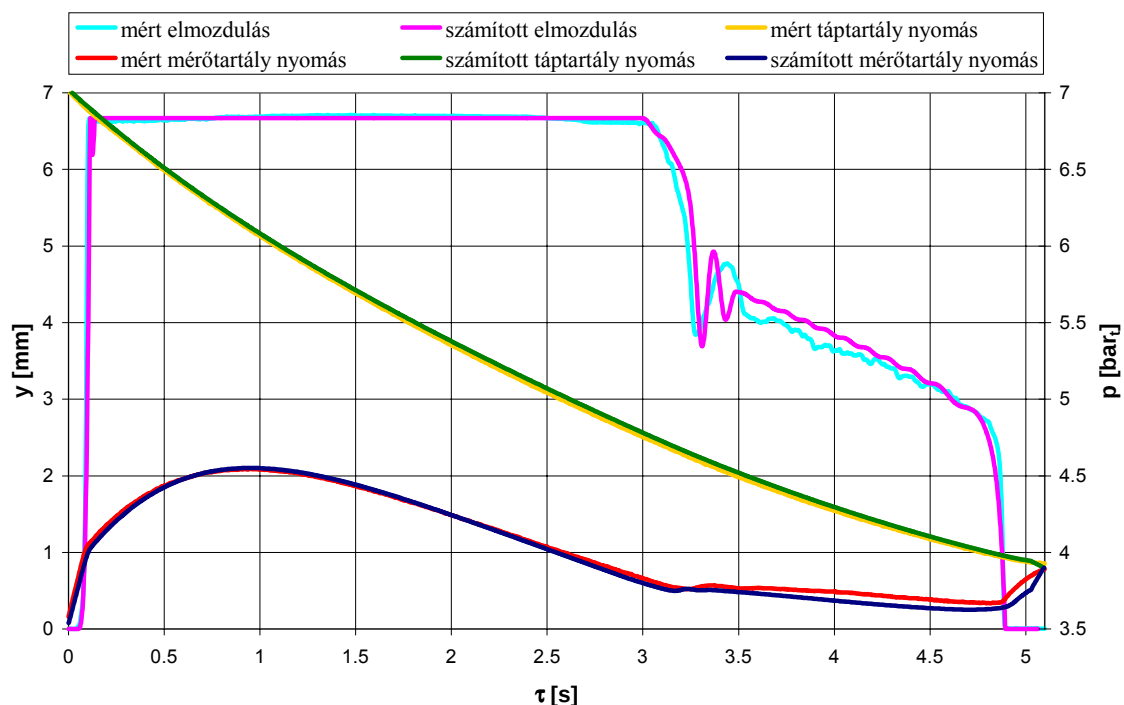


IX.23. ábra D20/5 mérés és számítás

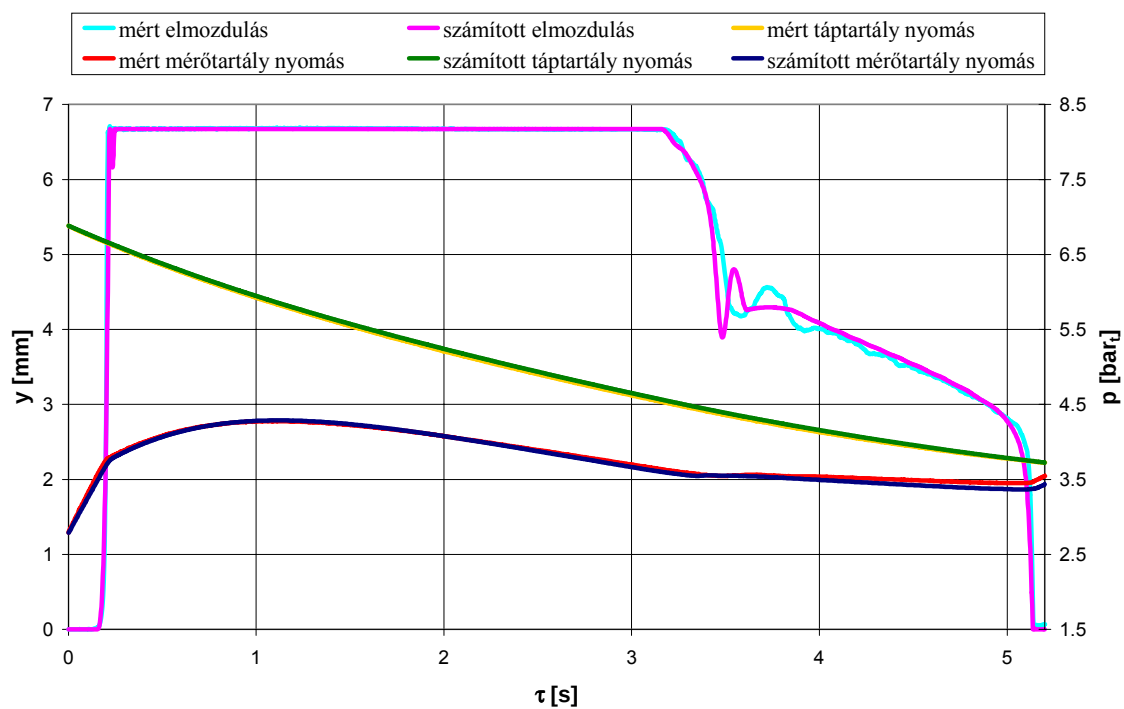


IX.24. ábra D20/6 mérés és számítás

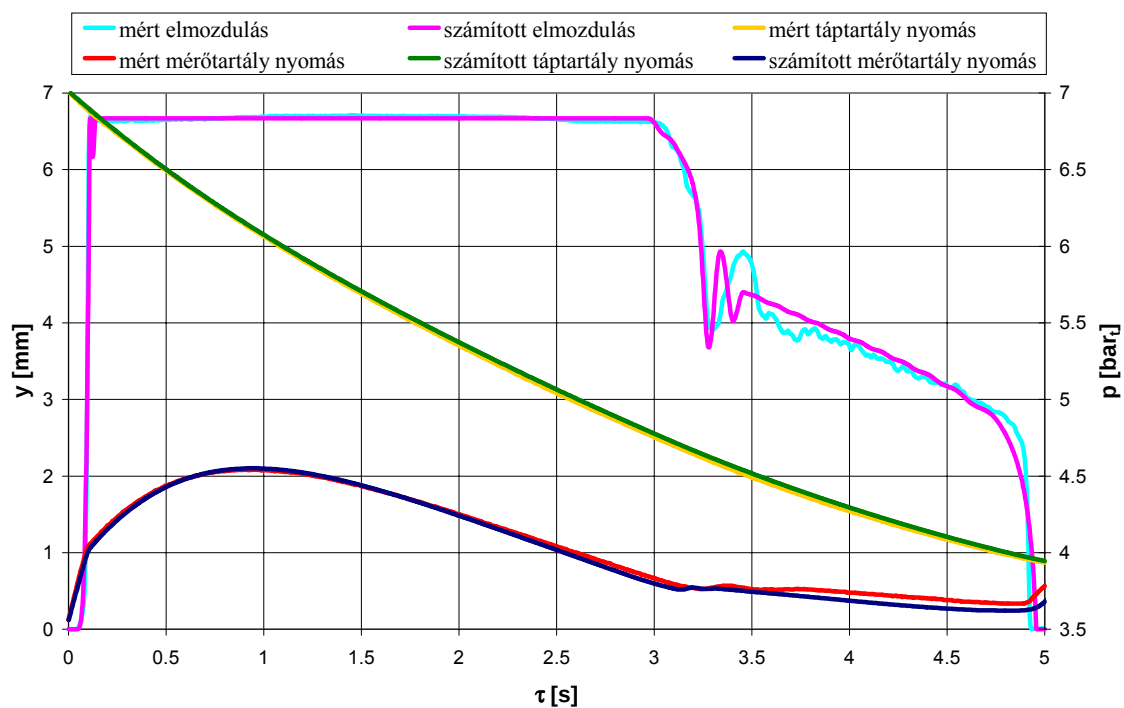
X. SZIMULÁCIÓS SZÁMÍTÁSOK ÉS KÍSÉRLETEK EREDMÉNYEI



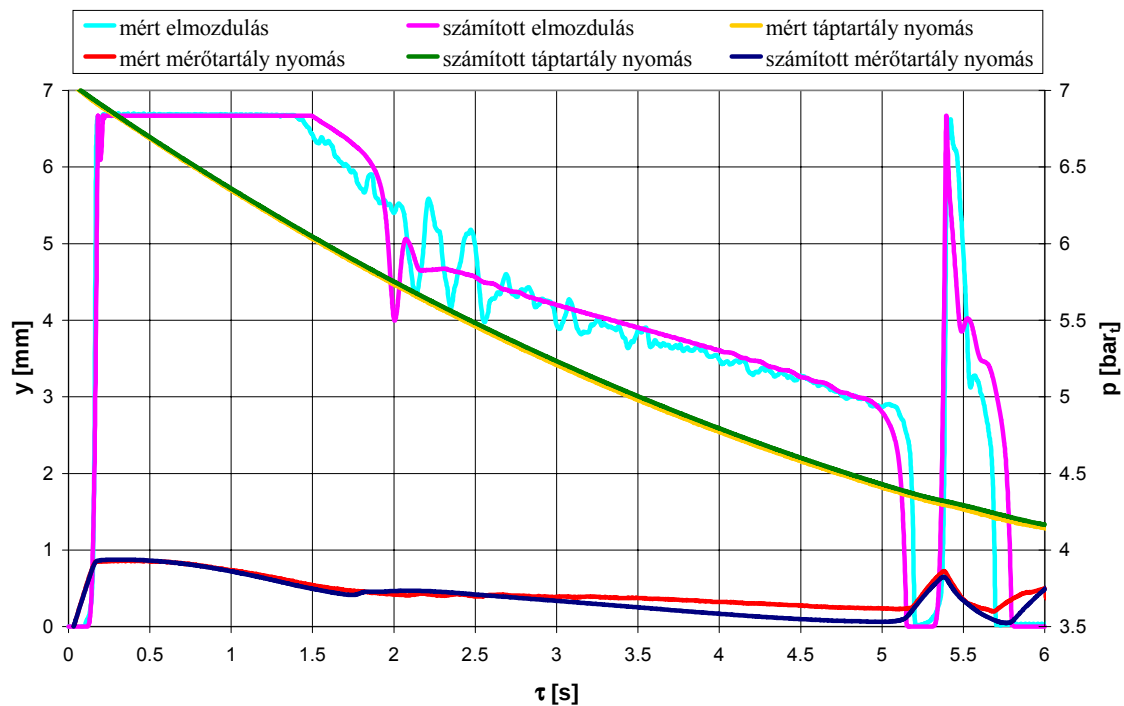
X.1. ábra Kísérlet és szimulációs számítás 1.



X.2. ábra Kísérlet és szimulációs számítás 2.



X.3. ábra Kísérlet és szimulációs számítás 3.



X.4. ábra Kísérlet és szimulációs számítás 4.