

# Direkt rugóterhelésű biztonsági szelepek dinamikus viselkedése és stabilitása

MTA Doktori Értekezés Tézisfüzete  
a Magyar Tudományos Akadémia doktora  
tudományos cím elnyeréséért benyújtott pályázathoz

írta: Hős Csaba



2019. március 19.

# 1. Bevezetés, motiváció

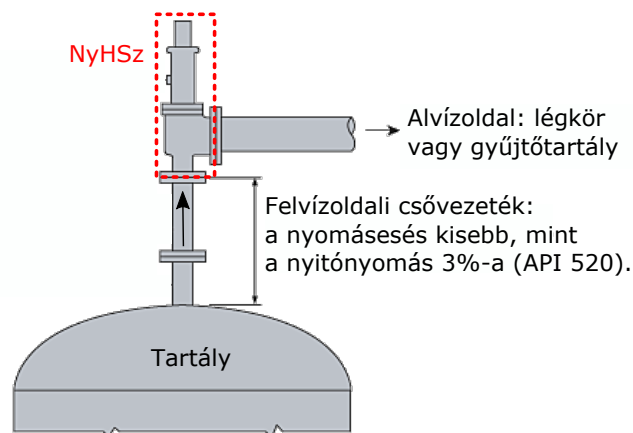
A nyomáshatároló biztonsági szelepek az ipari létesítmények védelmének utolsó vonalát képviselik a túlnyomás miatt bekövetkező balesetek megelőzésében. Ha sem az automatikus rendszerfelügyelet (SCADA), sem a diszpécserok nem képesek helyesen reagálni egy váratlan vészhelyzetre, ezek a szelepek akadályozzák meg rendszerbeli nyomás korlátlan emelkedését – amely jellemzően robbanáshoz vezetne.

Az elmúlt harminc év számos balesetét tulajdonítják – legalábbis részben – nyomáshatároló szelepek (NyHSz) helytelen méretezésének vagy működtetésének. Számos ilyen baleset részletei megtalálhatók a US Chemical Safety Board (ld. [4]) honlapján. A komolyabb esetek közé tartozik az ún. North Sea Piper Alpha katasztrófa 1998-ban, ahol a balesetet az okozta, hogy egy kondenzátumszivattyúhoz tartozó nyomáshatároló szelepet karbantartási munkákhoz eltávolítottak, majd – adminisztrációs hiba miatt – az operátorok nem tudtak róla, hogy a szivattyút a szelep visszaszereléséig szigorúan tilos elindítani. A balesetnek 163 halálos áldozata volt. Az ún. Marcus Oil and Chemical tartályrobbanást (ami hatalmas károkat okozott Houston lakott területén) az okozta, hogy a szóban forgó tartály nem volt felszerelve nyomáshatároló szeleppel. 2003-ban a D.D. Williamson & Co. kentucky-beli telephelyén az okozott halálos áldozattal járó robbanást, hogy a NyHSz alkalmatlan volt feladata ellátására. A 2005-ös BP Texas City olajfinomító robbanást az okozta, hogy bár a NyHSz helyes nyomáson nyitott, de az alvízoldali (NyHSz kimenő oldali) tartály hamar megtelt és a levegőnél nehezebb, robbanásveszélyes gáz került a környezetbe. A T2 Laboratories Inc. reaktív robbanást (2007) – mely 4 halálos áldozatot és 32 sérültet "eredményezett" – egy alulméretezett NyHSz okozta. Gyaníthatjuk, hogy a világ más tájain (pl. Kína, Oroszország, Japán) is számos hasonló eset történt, ám ezek leírásához – ha egyáltalán nyilvánosan elérhetőek – nyelvi okok miatt nehézkes hozzáférni.

Angolszász nyelvterületen (elsősorban az USA és az Egyesült Királyság) az American Petroleum Institute által kiadott API 520 két részből álló szabvány (ld. [1, 2]) segíti a NyHSz-ek választását, méretezését és beépítését. Az ASME, ill. az EU szabvány is nagyban támaszkodik erre a dokumentumra, ld. [3, 7].

Az 1. ábra bal oldalán a BME HDR Tanszék laboratóriumában található nyomástartó edény tetejére szerelt nyomáshatároló szelep (NyHSz) látható. Ennél az elrendezésnél az elvételi cső és a tartály közé van szerelve a NyHSz. Az 1. ábra jobb oldalán egy másik tipikus beépítést láthatunk. A védendő tartályt és a NyHSz-et egy felvívoldali cső köti össze, melyre jellemzően a beépítési körülmények miatt van szükség (pl. nincs hely közvetlenül a tartályra szerelni a szelepet). A NyHSz kilépő (alvív) oldala lehet léggörre nyitva, vagy, veszélyes és/vagy jelentős pénzügyi értékkel bíró közeg esetén az alvívoldali csővezetéken keresztül egy gyűjtőtartályba távozik a közeg.

Ezek a nyomáshatároló szelepek *instabilitásra hajlamosak*, ami alatt azt értjük, hogy



1. ábra. Bal oldal: ipari példa NyHSz beépítésére. Jobb oldal: vázlat tipikus NyHSz elrendezésre.

bizonyos paraméterek együttállása esetén rezgések keletkeznek. Ezeket mindenképpen el kell kerülni, mivel

- azok mind hidraulikai, mind mechanikai szempontból veszélyesek,
- amennyiben a szelep rezeg, nem képes a névleges tervezési kapacitás (tömegáram) leeresztésére és
- a keletkező nagyfrekvenciás rezgés során a fémfelületek összerágódhatnak, így a szelep befeszül és egy újabb vészhelyzet esetén egyáltalán nem képes kinyitni.

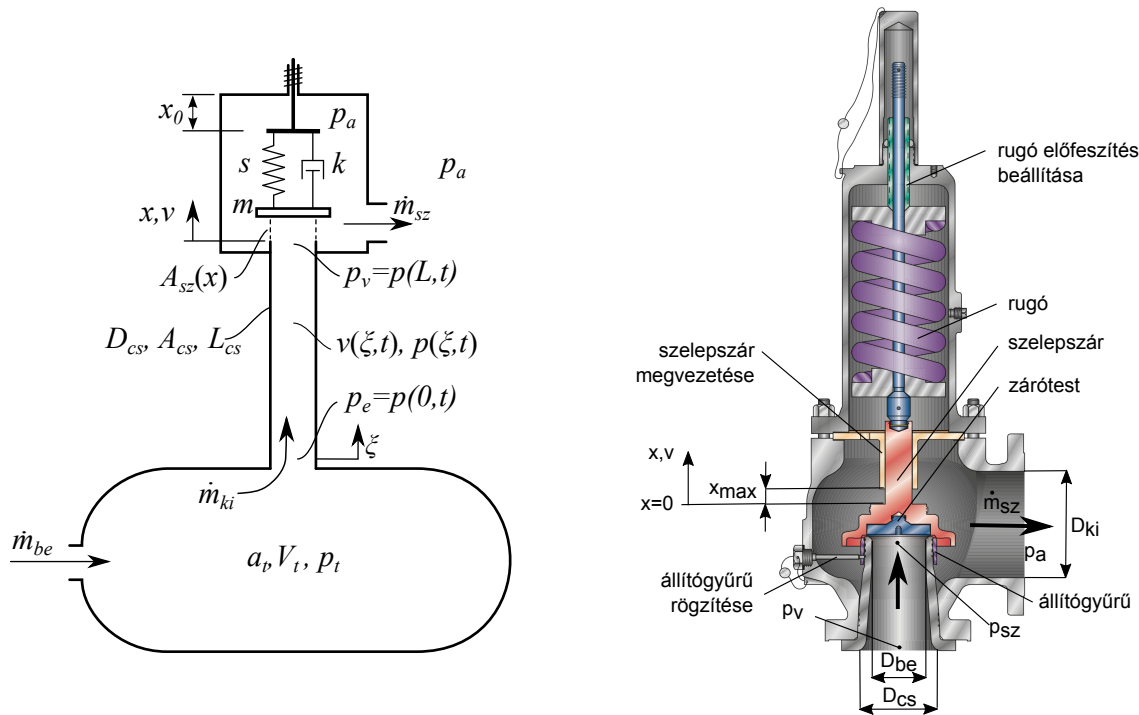
A [2] DIERS dokumentum foglalkozik a szelepinstabilitás kérdésével (7.2. fejezet a szabványban), számos lehetséges okot különböztet meg, ám csupán egyetlen kézzelfogható, a gyakorló mérnökök számára is használható méretezési/ellenőrzési eljárást ad: a felvízoldali csővezeték nyomásesése nem lehet nagyobb a szelep nyitónyomásának 3%-ánál.

*A dolgozat célja ezen instabilitási mechanizmusok osztályozása és rezgésmentes nyomáshatároló rendszerek méretezéséhez a mérnöki gyakorlatban alkalmazható eljárások, összefüggések kidolgozása.*

A nyomáshatároló szelepek elsődleges célja a létesítmény védelme a nemkívánatosan magas nyomásszintek kialakulásától, melyet úgy érnek el, hogy az előre beállított (nyitó)nyomás felett kinyitnak és a felesleges folyadék- vagy gázmennyiséget elvezetik a légkörbe vagy valamilyen alvízoldali gyűjtőtartályba. A nem tervezett túlnyomás kialakulásának oka lehet például

- az elvezető csőrendszer dugulása,
- külső hőforrás miatti hőtágulás (pl. napsugárzás),
- belső hőforrás miatti hőtágulás (pl. gőzfejlesztők),
- szabályószelep vagy hűtőkör szivattyú meghibásodása vagy
- kémiai reakció termikus "megszaladása".

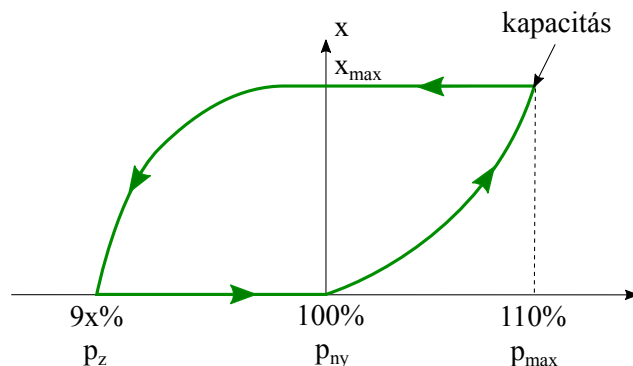
A dolgozatban főként a 2. ábra bal oldalán látható, egyetlen tartályból és szelepből álló rendszert vizsgáljuk, melyek között egyetlen egyenes, állandó átmérőjű cső helyezkedik el. Amint azt látni fogjuk, már ez a modell is igen gazdag dinamikai tulajdonságokkal rendelkezik és lehetővé teszi a legfontosabb instabilitások azonosítását.



2. ábra. Bal oldal: A vizsgált rendszer sematikus elrendezése. Jobb oldal: Direkt rugóterhelésű nyomáshatároló szelep (gyártó: Crosby, forrás: [6]), vö. [5] 105. ábra.

A nyomáshatároló szelepek legfontosabb méretezési paramétere az ún. *kapacitás*, mely az üzemszerű működés (maximális nyitás) mellett leengedhető tömeg- vagy térfogatáram. Ennek értékét jellemzően a nyitónyomás 110%-ához és a teljes szelepnnyitáshoz tartozó tömegáramként definiáljuk, ld. a 3. ábra.

A direkt rugóterhelésű nyomáshatároló szelepek (DRNyHSz) egyszerű kialakításúak, ahogy az a 2. ábra jobb oldalán is látható. A zárótestet a szelepszáron keresztül egy változtatható előfeszítésű rugó szorítja a szeleplékre. A szeleplék átmérője  $D_{be}$ , ami jellemzően kisebb, mint a felvízoldali csővezeték  $D_{cs}$  csatlakozó átmérője. A kilépő csatlakozóméret  $D_{ki}$  tipikusan nagyobb a felvízoldali csővezeték méreténél, mely gázok esetén az expanzió miatti sűrűségcsökkenés ellensúlyozására szolgál. A szelep alatt található egy ún. állítógyűrű is, amely a szelep "finomhangolására" szolgál: ennek segítségével a zárási nyomást állíthatjuk be.



3. ábra. Direkt rugóterhelésű nyomáshatároló szelep karakterisztikája, vö. [5] 122. ábra.

## 2. Tézisek

### 2.1. Elsődleges instabilitási mechanizmusok

Az első tézis az ún. elsődleges instabilitási mechanizmusokat írja le. Ezek olyan rezgési formák, melyek jól azonosíthatóak matematikai modellezés segítségével és alapvetően különböző okokra vezethetők vissza.

A **statikus instabilitás** esetén nem keletkeznek rezgések, de a szeleptest a nyitás/zárás során hirtelen "ugrásokat" végez, mivel a szelepnyitás bizonyos tartományaiban (statikusan) instabil az egyensúlyi helyzet. Ezek a tartományok könnyen meghatározhatók stacionárius mérésekkel vagy CFD szimulációkkal. Ez a jelenség a szelepen ébredő impulzuserőkre vezethető vissza.

**Elégtelen szelep csillapítás** jellemzően kisméretű tartályokhoz közvetlenül kapcsolt szelepek esetén jelentkezik, ilyenkor ugyanis a tartályban lejátszódó dinamikus jelenségek időskálája megegyezhet a szelep sajátfrekvenciája által meghatározott időskálával. Ez az instabilitás a valós mérnöki gyakorlatban jellemzően nem okoz gondot, mert az ipari gyakorlatban előforduló tartályméretek esetében a szelepen természetes módon jelentkező csillapítás már elegendő mértékű.

Az ún. **Helmholtz instabilitás** esetén a védendő tartály és a felvízoldali (tartályt és szelepet összekötő) csővezeték együttese Helmholtz rezonátort alkot. A stabil működéshez a Helmholtz-frekvenciának a szelep sajátfrekvenciájánál kisebbnek kell lennie.

Az ún. **negyedhullám instabilitás** esetén a védendő tartály és a felvízoldali (tartályt és szelepet összekötő) csővezeték első akusztikai sajátfrekvenciája (melyhez egy negyedhullám lengéskép tartozik) csatlózik. Az eddigi tapasztalatok alapján ez a mérnöki gyakorlatban legtöbbször előforduló instabilitási típus.

Gyakran előforduló kihívás a NyHSz-ek választása során, hogy bár a méretezést a maximális térfogatáramra kell elvégezni, ám a szelep egy-egy lefúvatási esemény során a kapacitásának csak töredékén működik. Ilyen esetekben alacsonyfrekvenciás nyitás-zárás ciklust

(lengést) figyelhetünk meg, melyet **pumpálásnak** neveztem el. Ez a jelenség ismert a vonatkozó szakirodalomban, de nem állt korábban rendelkezésre olyan ellenőrzési módszer, melynek segítségével már a tervezés fázisában előrejelezhető lett volna a kritikus tömegáram tartomány.

**1. tézis** *Direkt rugóterhelésű biztonsági szelepek instabilitási (rezgési) jelenségeiért nem önmagában a szelep felelős, hanem a védendő nyomástartó edény, a szelep, valamint az ezeket összekötő csővezeték egymásrahatása. Meghatároztam és osztályoztam az ilyen rendszerek elsődleges instabilitási típusait, melyek*

**statikus instabilitás**, *mely csak a szelep (belső) geometriájával van összefüggésben és rezgések nélküli, hirtelen szelepnnyitás-változást okoz,*

**elégtelen szelep csillapítás**, *mely kisméretű tartályokhoz közvetlenül (csővezeték nélkül) kapcsolt szelep esetén jelentkezhet, amennyiben a szelep csillapítása elégtelen,*

**Helmholtz instabilitás**, *melynek során a tartály és a felvázoldali csővezeték által alkotott Helmholtz rezonátor és a szelepdinamika csatolódik, elkerüléséhez a szelep sajátfrekvenciájának a Helmholtz-frekvenciánál nagyobbobbnak kell lennie,*

**negyedhullám instabilitás**, *melyet a csővezetékben kialakuló, az első akusztikus sajátfrekvenciához kapcsolódó állóhullám és a szelepdinamika egymásrahatása eredményez és*

**pumpálás vagy túlméretezett szelep**, *mely akkor jelentkezik, ha a szelep munkapontja az  $x(p)$  szelepnnyitás-karakterisztika kis nyitásokhoz tartozó instabil ágán található. Ez esetben a szelep egy lefúvatási ciklus után visszazár és zárva marad, amíg a tartálynyomás újra el nem éri a nyitónyomását.*

A fenti instabilitások elkerülésére ellenőrzési képleteket, eljárásokat dolgoztam ki.

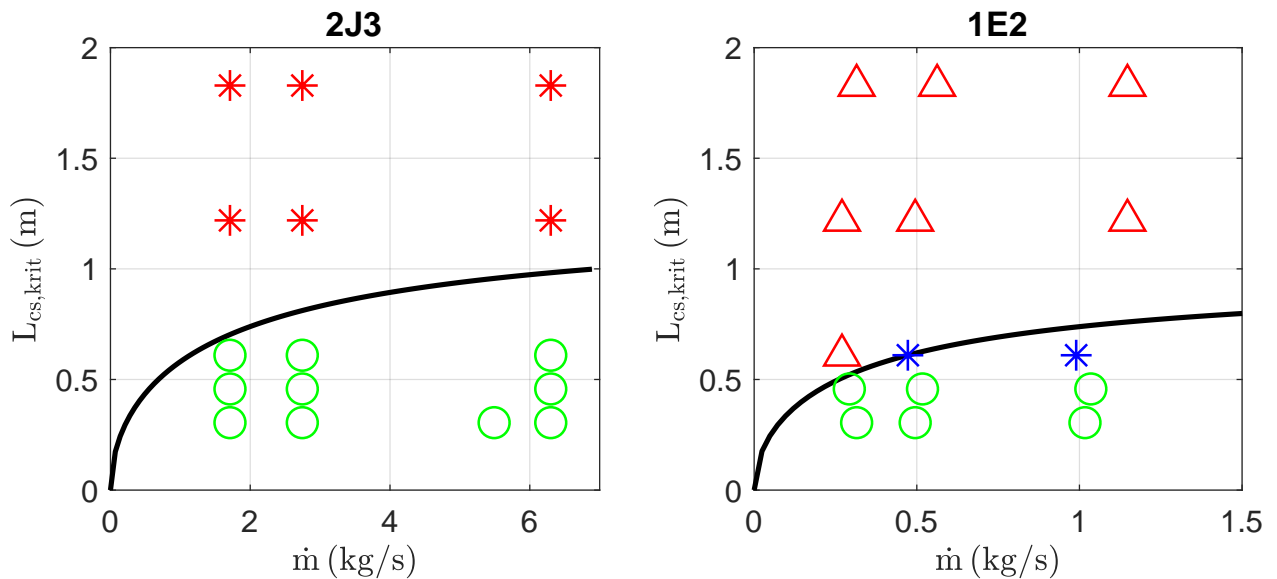
Kapcsolódó publikációk: [HCs5, HCs9, HCs10, HCs11]

A második tézis a legfontosabb instabilitási típus, az ún. negyedhullám-instabilitással kapcsolatos. Egyrészt bizonyítottam, hogy ennél az instabilitási típusnál elegendő a felvázoldali cső első akusztikai sajátfrekvenciájára elvégezni az ellenőrzést, mert ez a módus válik elsőként instabillá. Másrészt kimutattam, hogy a kialakuló lengések és rezgések (mind a csővezetékbeli nyomás, mind a szeleptest mozgásának tekintetében) frekvenciatartalmában a negyedhullám módushoz tartozó frekvencia dominál. Ennek a mérések során és az instabilitás azonosításánál van jelentősége. Végül, a gyakorlat szempontjából egyszerűen alkalmazható kritériumot adtam annak eldöntésére, hogy egy valós létesítményen várható-e ezen instabilitási típus megjelenése.

A 4. ábrán két szeleptípusra (Crosby 2J3 és 1E2) láthatjuk a negyedhullám instabilitáshoz tartozó elméleti stabilitási határgörbét (fekete vonal) ill. a mérési eredményeket.

**2. tézis** *Kimutattam, hogy egy nyomáshatároló szelepből és a felvízoldali csőből álló rendszerben olyan instabilitás jelentkezhet, melyben a felvízoldali cső akusztikai sajátmódusai okozzák a rezgést és a stabilitásvesztéskor a cső akusztikai sajátfrekvenciái dominálják a dinamikát. Kimutattam, hogy gyakorlati méretezés vagy ellenőrzés során elegendő az első akusztikai sajátfrekvenciát vizsgálni. A gyakorlatban könnyen alkalmazható méretezési képletet adtam az instabilitás elkerülésére.*

Kapcsolódó publikációk: [HCs7, HCs1, HCs9, HCs10]



4. ábra. Kritikus csőhossz a tömegáram függvényében, levegő munkaközeg esetében. Bal oldal: Crosby 2J3 szelep, kapacitás:  $\dot{m}_n = 3.46 \text{ kg/s}$ ,  $p_{ny} = 17.4 \text{ bar}$  (relatív nyomás). Jobb oldal: Crosby 1E2 szelep, kapacitás:  $\dot{m}_n = 1.35 \text{ kg/s}$ ,  $p_{ny} = 31.1 \text{ bar}$  (relatív nyomás).

## 2.2. Globális dinamika tartályra közvetlenül kapcsolt szelep esetén

A dolgozat második részében az ún. Tartály-Szelep Modellt vizsgáltam, mely a védendő tartályhoz közvetlenül kapcsolt szelepek viselkedését írja le. A vizsgálat elsősorban a nemlineáris dinamikai kérdésekre koncentrált, különös tekintettel a kis térfogatáram tartományokban előforduló, ütközéseket is tartalmazó periodikus pályák követésére és stabilitásuk meghatározására. A vizsgálat hatékonyságának megnövelése érdekében speciális numerikus módszereket fejlesztettem, melyek segítségével megmutattam, hogy a kialakuló szeleprezgések jellemzően ütközéseket tartalmaznak, ezért nemcsak áramlástechnikailag, hanem mechanikailag is gerjesztik a teljes csővezetékrendszert és jellemzően kaotikusak, azaz az általuk kiváltott mechanikai gerjesztés szélessávú, fehér zaj-szerű. A parametrikus numerikus vizsgálatok azt

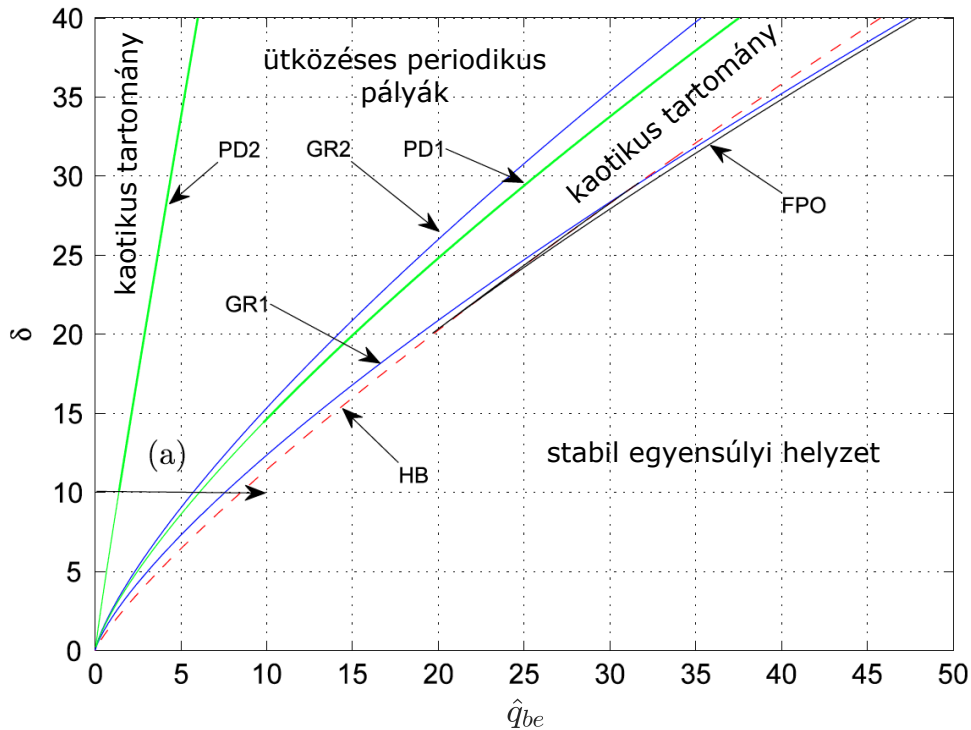
is kimutatták, hogy ugyanazon szelep és tartály esetén a nyitónyomás növelése jellemzően rontja a stabilitási tulajdonságokat.

**3. tézis** *A tartályhoz közvetlenül (csővezeték nélkül) kapcsolt szelep viselkedését leíró Tartály-Szelep Modell globális, stabilitásvesztés utáni viselkedésének előrejelzésére speciális, a korábban rendelkezésre álló megközelítésekénél hatékonyabb numerikus módszereket fejlesztettem ki. Ezek segítségével kimutattam, hogy*

- *a stabilitásvesztést követően a rezgések jellemzően ütközéseket tartalmaznak, ezért mechanikailag is gerjesztik a teljes rendszert,*
- *a stabilitásvesztés környezetében és az alacsony térfogatáramú tartományokban kaotikus mozgásformák jelennek meg és*
- *a nyitónyomás növelése csökkenti a rendszer stabil tartományát.*

Kapcsolódó publikációk: [HCs8, HCs12]

Az 5. ábrán a szelepen átáramló tömegáram ( $\hat{q}_{be}$ ) és a nyitónyomás ( $\delta$ ) függvényében láthatjuk a különböző dinamikájú tartományokat.



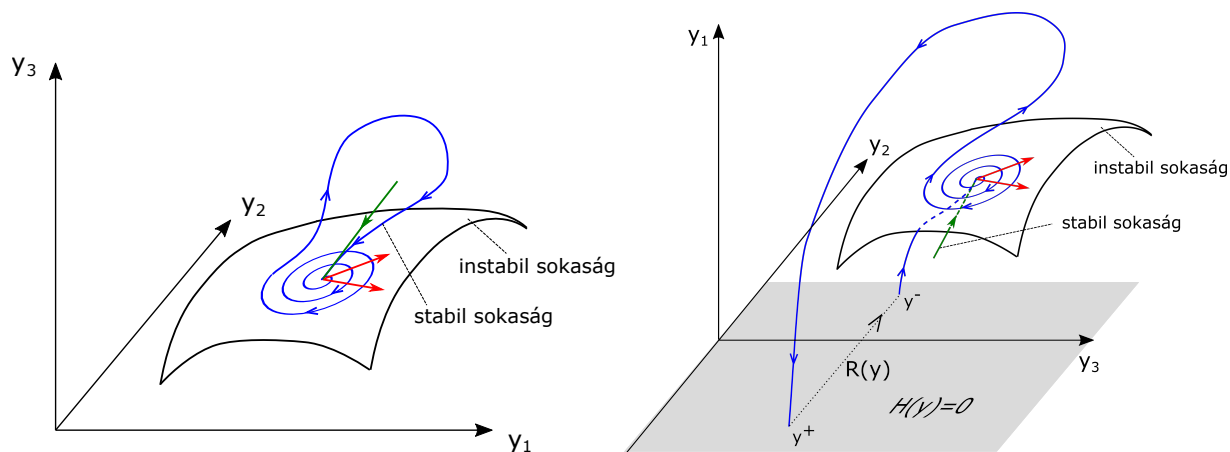
5. ábra. Kétparaméteres követése néhány kitüntetett bifurkációs pontnak a  $\hat{q}_{be}$  dimenziótlan tömegáram és a  $\delta$  (dimenziótlan) nyitónyomás függvényében. HB: Hopf bifurkáció, PD: perióduskettőző bifurkáció, GR: grazing bifurkáció, FPO: periodikus pályák nyereg-csomó bifurkációja.



A periodikus pályák követése során dinamikai szempontból érdekes, ún. ütközéseket tartalmazó, Shilnikov-szerű periodikus pályákat találtam, ld. 6. ábra. Ezek olyan homoklinikus (végtelen periódusú, az egyensúlyi helyzetet önmagával összekötő) pályák, melyek ütközést is tartalmaznak. Ezen pályák kialakulását minőségileg magyaráztam; feltérképeztem azt a bifurkációsorozatot, melynek eredményeképpen kialakulnak. Azt is megmutattam, hogy a vizsgálat során szükséges a fizikailag értelmetlen, negatív szelepelmozdulásokat (tehát a szelepelekbe "hatoló" pályákat) is szükséges kiszámítani, mert csak ezek megtartásával követhető folyamatában a Shilnikov-szerű pálya kialakulása.

**4. tézis** *Kimutattam, hogy a tartályhoz közvetlenül (csővezeték nélkül) kapcsolt szelep viselkedését leíró Tartály-Szelep Modellben ütközést tartalmazó, Shilnikov-féle homoklinikus pályák léteznek. Minőségileg leírtam ezek keletkezését és rámutattam, hogy kialakulásukban a fizikailag nem megvalósuló, negatív szelepelmozduláshoz tartozó megoldások is fontos szerepet játszanak.*

Kapcsolódó publikációk: [HCs8]



6. ábra. Bal oldal: Shilnikov-féle homoklinikus pálya folytonos dinamikai rendszerben. Jobb oldal: ütközést tartalmazó Shilnikov-szerű pálya.

## 2.3. Impedancia-módszer csővezetékrendszerek vizsgálatára

A dolgozat utolsó fejezetében általános csővezetékrendszerek hatását vizsgáljuk; a védendő tartály és a nyomáshatároló szelep között tetszőleges bonyolultságú csővezetékrendszert engedünk meg. A vizsgálat során az egyensúlyi szelepnnyitás körüli kis amplitúdójú, kvázi-periodikus mozgásokat (exponenciális burkolójú, csillapodó vagy erősödő harmonikus lengéseket) teszünk fel. A csővezetékek viselkedését az ún. impedancia módszer továbbfejlesztésének segítségével vesszük figyelembe. A dolgozatban ismertetett módszer segítségével meghatározhatók azok a paraméterértékek, melyeknél a rendszer instabillá válik, így – lineáris közelítésben – alkalmas tetszőleges instabilitás kimutatására bonyolult csővezetékek esetén is.

**5. tézis** *A hidraulikus impedanciamódszer továbbfejlesztésével általános, hatékony eljárást dolgoztam ki csővezetékkekből, tartályokból és szelepekből álló áramlástechnikai rendszerek lineáris stabilitásának vizsgálatára. A módszer nem igényli a csővezetékrendszer hidraulikus/akusztikai módusainak előzetes ismeretét vagy feltételezését, ezek a számítás során kiadódnak. A módszer a tisztán periodikus megoldások mellett alkalmas előre meghatározott rátával erősödő vagy csillapodó megoldások megkeresésére is, így a kapott stabilitási határgörbéken áthaladva a stabilitásváltás iránya is azonosítható.*

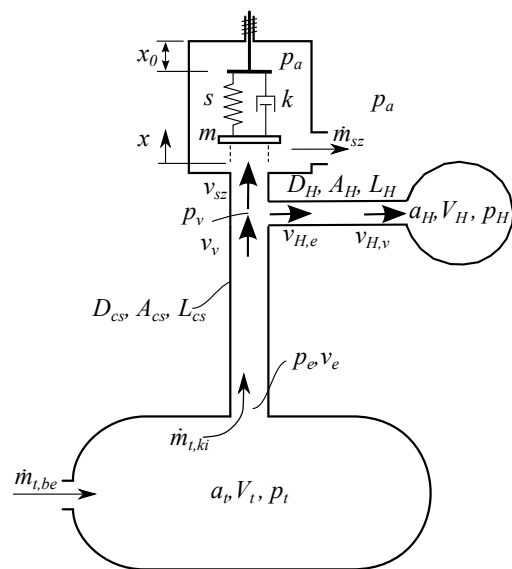
Kapcsolódó publikáció: [HCs6]

Az utolsó tézis a negyedhullám instabilitás általánosítása; kimutattam, hogy amennyiben nem egyetlen csővezeték, hanem egy csővezetékrendszer köti össze a tartályt és a szelepet, akkor is a csővezetékrendszer első akusztikus sajátfrekvenciája lesz kritikus, melyet úgy kapunk, hogy a szelep csatlakozásánál azt zárt csővéggel helyettesítjük. Az így kapott legalacsonyabb csővezeték  $\Omega$  sajátfrekvenciával ezután a szelep  $Z_{sz} = \bar{x} + \frac{2\bar{p}}{1-\Omega^2}$  impedanciáját kiértékelve a stabilitás határát a  $Z_{sz} = 0$  feltétel jelzi. A módszer gyakorlati szempontból azért előnyös, mert az instabilitás előrejelzését két, egymástól függetlenül és egyszerű eszközökkel elvégezhető lépésre bontja.

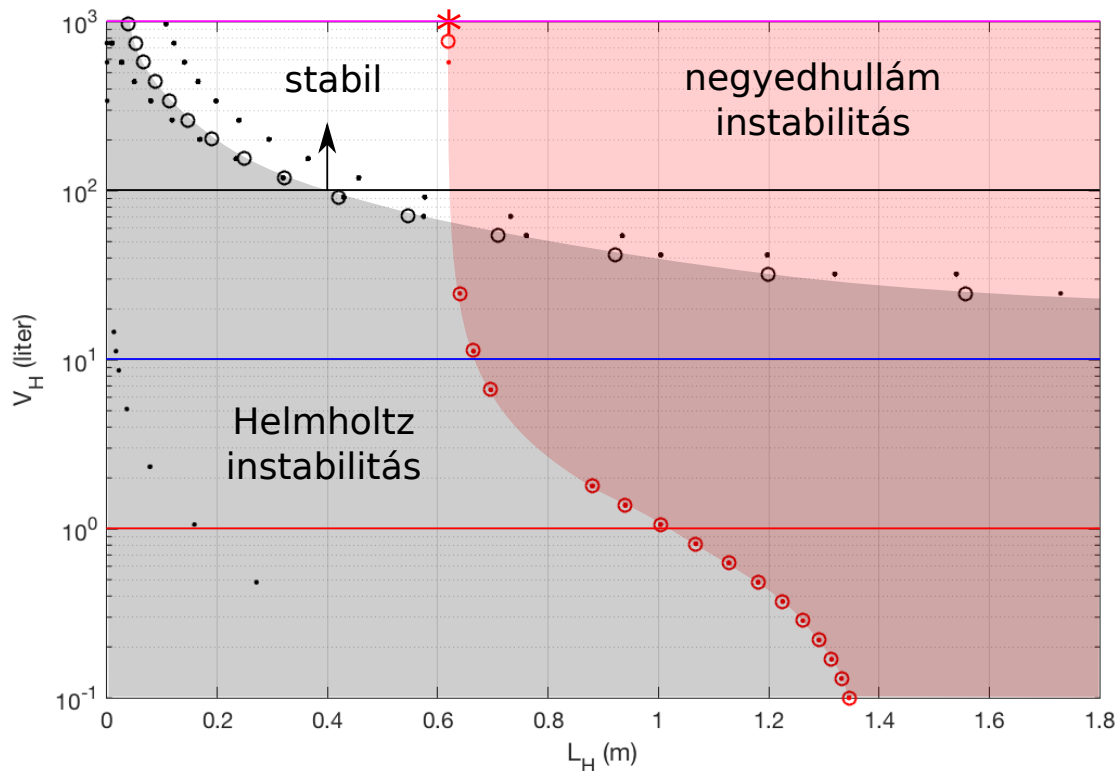
**6. tézis** *Kimutattam, hogy tetszőleges bonyolultságú felvízoldali csővezetékrendszer esetében a negyedhullám-típusú instabilitás megjelenésekor a biztonsági szelep  $Z_{sz} = \bar{x} + \frac{2\bar{p}}{1-\Omega^2}$  impedanciája zérussá válik a csővezetékrendszer legalacsonyabb  $\Omega$  sajátfrekvenciáján.*

Kapcsolódó publikáció: [HCs6]

A kidolgozott módszer segítségével a 7. ábrán látható rendszert vizsgáltam, ahol a szelephez közel egy Helmholtz-rezonátort csatoltunk abban a reményben, hogy az eredetileg instabil rendszert stabilizáljuk. 8. ábrán a stabilitási határgörbét ábrázoltuk a Helmholtz-rezonátor csőhossz ( $L_H$ ) és a Helmholtz-tartály térfogatának ( $V_H$ ) függvényében; amint az látható, megfelelően megválasztva ezeket a paramétereket (pl.  $L_H = 0.4\text{m}$ ,  $V_H = 300$  liter) elérhető, hogy a szelep stabilan működjön.



7. ábra. Vázlat az impedanciamódszer alkalmazásához.



8. ábra. Szimulációs és analitikus eredmények összevetése stabilis tartály-szelep csőhossz  $L_{cs} = 1.2 L_{krit.}$  esetén.

## Saját publikációk

- [HCs1] C. Bazsó, A.R. Champneys, and C.J. Hős. Bifurcation analysis of a simplified model or a pressure relief valve attached to a pipe. *SIAM Journal on Applied Dynamical Systems*, 13:704–721, 2014.
- [HCs2] C. Bazsó and C.J. Hős. An experimental study on the stability of a direct spring loaded poppet relief valve. *Journal of Fluids and Structures*, 42:456–465, 2013.
- [HCs3] Cs. Bazsó and Cs. Hős. A CFD study on the stability of a hydraulic pressure relief valve. In *Proceedings of CMFF'12*, pages 428–434, 2012.
- [HCs4] I. Erdődi and C. Hős. Prediction of quarter-wave instability in direct spring operated pressure relief valves with upstream piping by means of CFD and reduced order modelling. *Journal of Fluids and Structures*, 73:37–52, AUG 2017.
- [HCs5] C. J. Hős, A. R. Champneys, K. Paul, and M. McNeely. Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 31(1):70–81, 2014.
- [HCs6] C.J. Hős. An impedance-based technique for predicting valve chatter. In *Proceedings of CMFF'18, Conference on Modelling Fluid Flow*, Budapest, 2018.
- [HCs7] C.J. Hős, C. Bazsó, and Alan Champneys. Model reduction of a direct spring-loaded pressure relief valve with upstream pipe. *IMA Journal of Applied Mathematics*, 80(4):1009–1024, 2014.
- [HCs8] C.J. Hős and A.R. Champneys. Grazing bifurcations and chatter in a pressure relief valve model. *Physica D: Nonlinear Phenomena*, 241:2068–2076, 2012.
- [HCs9] C.J. Hős, A.R. Champneys, K. Paul, and M. McNeely. Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: II reduced order modelling. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 36:1–12, 2015.
- [HCs10] C.J. Hős, A.R. Champneys, K. Paul, and M. McNeely. Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves: III valves in liquid service. 2016.
- [HCs11] C.J. Hős, A.R. Champneys, K. Paul, and M. McNeely. Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves connected to inlet piping: IV review and recommendations. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 48:270 – 288, 2017.
- [HCs12] G. Licskó, A.R. Champneys, and C.J. Hős. Nonlinear Analysis of a Single Stage Pressure Relief Valve. *International Journal of Applied Mathematics*, 39(4), 2009.

## Hivatkozások

- [1] American Petroleum Institute. Sizing, selection, and installation of pressure-relieving devices, part 1: Sizing and selection. Technical report, API, July 2014.
- [2] American Petroleum Institute. Sizing, selection, and installation of pressure-relieving devices, part 2: Sizing, selection and installation of pressure-relieving devices. Technical report, API, July 2014.
- [3] ASME. Pressure relief devices, performance test codes, ptc 25-2014. Technical report, ASME, 2014.
- [4] CSB. US Chemical Safety Board. <http://www.csb.gov/>. Accessed: 2016-02-05.
- [5] Bozóki Géza. *Nyomástartó rendszerek túlnyomáshatárolása*. Műszaki Könyvkiadó, 1977.
- [6] Crosby Valve Inc. *Crosby Pressure Relief Valve Engineering Handbook*, 1997. Technical Document No. TP-V300.
- [7] International Organization for Standardization. ISO 4126-1 Safety devices for protection against excessive pressure — Part 1: Safety valves. Technical report, ISO, 2014.
- [8] Lu Qiu, Yue Wang, and Rolf D. Reitz. On regular and retrograde condensation in multiphase compressible flows. *International Journal of Multiphase Flow*, 64:85 – 96, 2014.