



M Ű E G Y E T E M 1 7 8 2

BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM
GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR

Változtatható inerter modellezése és vizsgálata

36. Országos Tudományos Diákköri Konferencia
2023. április 19-21.

Pácsonyi Péter
konzulens: Dr. Budai Csaba

2023. január 6.

Összefoglaló

A mechatronika egyik alapvető feladata a különböző technikai és fizikai rendszerek egységes modellezése. Ez az egységes modellezés megkönnyíti az összetett rendszerek vizsgálatát és tervezését, továbbá lehetőséget biztosít arra, hogy az egyik rendszertípusra kifejlesztett módszereket máshol is alkalmazzuk, akár ugyanolyan hatékonysággal. A dolgozatom első részében a mérnöki gyakorlatban használt analógiarendszereket mutatom be röviden.

Az analógiarendszerek vizsgálata során kiderül, hogy a mechanikában ismeretes tömegre vonatkozik további megkötés is, mint például a villamos passzív elemekre. Emiatt a megkötés miatt az analógiák sokáig nem voltak teljesek. Malcolm Smith ennek a problémának a megoldására javasolta 2002-ben az inertert. Az inerter egy olyan passzív mechanikai elem, melynél a megjelenő erő a pólusainak relatív gyorsulásával arányos. A Smith által javasolt konstrukció ezt a karakterisztikát kis tömeggel hozza létre, így például a Formula 1-es versenyautók felfüggesztésének is sokáig része volt.

Az inerter tehát önmagában is hasznos része a lengéscsillapító rendszereknek, azonban, ha a rá jellemző ún. inertanciát működés közben is tudjuk változtatni, a gerjesztéshez igazítani, sokkal kedvezőbb viselkedés érhető el.

A dolgozatom második részében megvizsgálom a „hagyományos” inerter működését, a hatását a rugó-csillapítás szakaszra, majd a végzett irodalomkutatás alapján koncepcióvizsgálatot végzek egy konkrét rendszerbe – kisméretű robotkar rezgésszigetelésébe – illeszkedő változtatható inerter tervezéséhez.

A dolgozat utolsó részében bemutatom a definiált szempontrendszer alapján kiválasztott koncepció tesztelésére szolgáló szimulációs környezete, illetve az itt elvégzett – koncepció működését igazoló – szimulációk eredményeit.

Tartalomjegyzék

Jelölések, rövidítések jegyzéke	3
1. Bevezetés	4
1.1. Rendszeranalógiák	4
1.1.1. Áttekintés	4
1.1.2. A Maxwell-analógia	5
1.1.3. A Firestone-analógia	7
1.1.4. A Trent-analógia	9
1.1.5. Összefoglalás	15
1.2. Az inerter	15
1.2.1. Megvalósítás	15
1.2.2. Alkalmazás	17
1.3. Félaktív felfüggesztés	23
2. A változtatható inerter	26
2.1. Konfigurációk vizsgálata	26
2.1.1. Soros elrendezés	27
2.1.2. Párhuzamos elrendezés	28
2.1.3. Kombinált elrendezés	30
2.1.4. Konklúzió	32
2.2. Követelmények	32
2.3. Specifikációk	33
2.4. Funkciók	34
2.5. Konceptiók	35
2.5.1. Morfológiai mátrix	35
2.5.2. Energiaátalakítás	35
2.5.3. Energiatárolás	36
2.5.4. Változtathatóság	37
2.5.5. Konklúzió	40
3. Modellezés és szimulációk	41
3.1. Koncentrált paraméterű modellezés	41
3.1.1. Előzetes számítások	41
3.1.2. Modellezés Simscape-ben	44
3.2. Modellezés Simscape Multibody környezetben	44
4. Összefoglalás	48
Irodalomjegyzék	50

Jelölések, rövidítések jegyzéke

Jelölések

Jelölés	Leírás
t	Idő
$x(t), \dot{x}(t), \ddot{x}(t)$	Időben változó mennyiség, illetve annak első és második idő szerinti deriváltja
$a, \mathbf{a}, \mathbf{A}$	Skalár, vektor, mátrix
$u(t)$	Rendszerre ható gerjesztés, bemenőjel (időben változó feszültség)
$y(t)$	Gerjesztésre adott válasz, kimenőjel
$e(t)$	Hibajel
r	Energiaátalakítóra jellemző konstans, útgerjesztés
i	Időben változó áramerősség
v	Sebesség
ω	Szögsebesség, körfrekvencia
f	Frekvencia
m	Tömeg
J	Tehetetlenségi nyomaték
q	Általánosított elmozdulás
p	Általánosított impulzus
P	Teljesítmény
ϕ	Átmenőváltozó
χ	Keresztváltozó
F	Erő
M	Nyomaték
k	Rugómerevség
c	Viszkózus csillapítási tényező
b	Inertancia
n	Áttétel arányszáma
k_m	Nyomatékkonstans

Rövidítések

Rövidítés	Leírás
LTI	Lineáris, Időinvariáns (Linear Time Invariant)
CAD	Számítógéppel támogatott tervezés (Computer Aided Design)

1. fejezet

Bevezetés

A mechatronika egyik fő feladata a különböző fizikai és technikai rendszerek egységes modellezése. Emögött az egységes modellezés mögött az húzódik meg, hogy bár lehet a vizsgálat tárgya két egymástól első ránézésre teljesen különböző rendszer, ha a viselkedésüket leíró egyenletek ugyanolyan alakúak, akkor ezek megoldása is ugyanolyan alakú lesz, következésképpen a rendszerek viselkedése is. Ezzel lehetővé válik, hogy a különféle területeken ismert vizsgálati és tervezési eljárások más rendszertípusoknál is alkalmazhatóak legyenek, mint ahol azt eredetileg kidolgozták. Mivel az inerte „születése” is az ennek alapot adó analógiarendszer(ek)től indult, így a dolgozatomban elsőként ezen analógiarendszereket mutatom be.

1.1. Rendszeranalógiák

A műszaki-, illetve tudományos életben is használt jelentősebb analógiarendszerek közül az első Maxwell nevéhez fűződik. Az elektrodinamika összefüggéseivel foglalkozó, 1865-ben megjelent cikkében [1] a villamos jelenségekhez mechanikai példákat rendelt, hogy az előbbieket leírására használt absztrakt fogalmak megfoghatóbbak legyenek. Az analógiák ezek után is leginkább a villamos és mechanikai rendszerek közötti kapcsolatot tartották szem előtt, azonban ahogy a villamos hálózatok analízise is dinamikusan fejlődött az itteni eljárásokat is átültették a mechanikai rendszerekre. A Maxwell-analógiával kapcsolatos problémákat – például a topológia „megfordítását” – felismerve Firestone [2] publikált egy új leírási módot 1933-ban. Ezt fejlesztette tovább Trent 1955-re, illetve kidolgozta az általa javasolt módszer matematikai alapjait [3].

Az itt ismertetett analógiákról általánosságban elmondható, hogy a rendszerek koncentrált paraméterű modellezésével foglalkoznak. (Ennek következtében természetesen az alkalmazhatóság feltétele, hogy az adott elrendezésről lehessen megfelelő pontosságú koncentrált paraméterű modellt készíteni.) A modellezést ezek után a rendszerben történő energiaáramlást jellemző teljesítményváltozó-párok megfeleltetésével lehet elvégezni. Ilyenek a sebesség és az erő, vagy az áramerősség és a feszültség. Azt, hogy a teljesítményváltozók közül melyikeket rendeljük össze a különböző rendszertípusok között, már az adott megközelítés határozza meg.

1.1.1. Áttekintés

Mielőtt az egyes analógiarendszerekkel kezdenénk el foglalkozni, érdemes áttekinteni azt az alapvető keretrendszert, amely a modellezés alapját adja. Azt, hogy a matematikai

egyenletek mit is írnak le pontosan a valóságban, a rendszertípus határozza meg. A mechatronikai gyakorlatban legtöbbször három nagy csoport valamelyikébe lehet ezeket besorolni. Előbbi csoportokat a mechanikai, a villamos, illetve a „fluid” rendszerek alkotják. (A későbbiekben ismertetett módszerekkel a mágneses és termikus rendszereket ha nehezebben is, de le lehet írni, azonban kisebb gyakorisággal fordulnak elő.)

A mechanikai rendszereken belül megkülönböztethetünk haladó és forgó mozgást végző, azaz transzlációs és rotációs rendszereket. Transzlációs rendszerként modellezhetjük például egy személyautó futóművét, forgóként ugyanezen autó sebességváltóját. A leírásra használt teljesítményváltozók transzlációs rendszereknél az erő és a sebesség, forgó rendszereknél a nyomaték és a szögsebesség.

A villamos rendszereknél használt teljesítményváltozók triviális módon az áramerősség és a feszültség.

Mechatronikai vonatkozásban a fluid rendszerek közül elsősorban a hidraulikus vagy a pneumatikus rendszerekkel foglalkozhatunk, továbbá ide tartoznak még az akusztikus rendszerek is. (Kultúrtörténeti adalék, hogy kisebb gyakoriságuk ellenére mind Trent, mind Firestone az akusztikai vonatkozásaik miatt foglalkoztak a rendszeranalógiákkal.) A rendszereket leíró teljesítményváltozók ebben az esetben a térfogatáram és a nyomás.

Miután a rendszertípusok, illetve a leírásra használt teljesítményváltozók meghatározásra kerültek, szükséges megadni azt az elemkészletet, amely a modellezés során használható. Ezeket az elemeket alapvető tulajdonságaik alapján három csoportra szokás osztani; forrásokra, passzív elemekre, illetve energiaátalakítókra.

A források olyan idealizált elemek, amelyek meghatározott módon, a hozzájuk rendelt teljesítményváltozó állandó értéken tartásával biztosítják a vizsgált rendszer és a környezet közötti energiaáramlást [4]. Ide tartoznak például az elektronikai számításoknál használt feszültség- vagy áramforrások.

A passzív elemekre összességében jellemző, hogy nem visznek energiát a rendszerbe. Általánosan definiálni lehet egy disszipatív elemet (pl. viszkózus csillapítás), amely a rendszerben jelen lévő energia egy részét folyamatosan hővé alakítja. Megjelenik még kétféle tároló elem (pl. induktív tekercs és kondenzátor), amelyek vagy az egyik vagy a másik teljesítményváltozón keresztül energiát tárolnak, majd képesek ezt később veszteségek nélkül „visszatáplálni” a rendszerbe. A passzív elemek mindegyikénél megadható egy karakterisztika, amely a rajta megjelenő teljesítményváltozókat összekapcsolja.

Az energiaátalakítók a nevükkel összhangban egy teljesítményváltozó párt egy másikká alakítanak át energianyereség vagy veszteség nélkül [4]. Ez az átalakítás történhet rendszertípuson belül, illetve ezek között is. Energiaátalakítóként lehet gondolni például az ideális transzformátorokra, fogaskerék áttételekre, vagy egy golyósorsós mozgásátalakítóra. Az ideális energiaátalakítóknál megadható egy energiaátalakításra jellemző konstans.

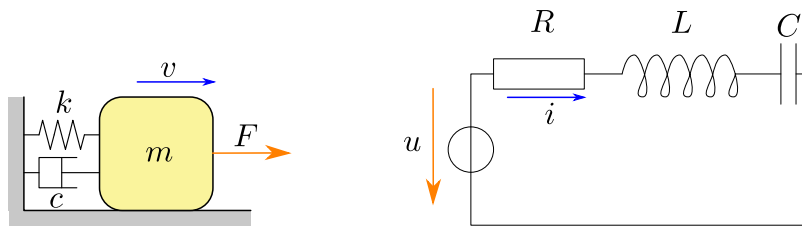
1.1.2. A Maxwell-analógia

Ahogy az már említésre került, Maxwell az elektromágneses jelenségek szemléletesebb leírására a mechanikai erőt az elektromotoros erőnek (feszültségnek), a sebességet pedig az áramerősségnek feleltette meg. Ez arra a képre alapszik a villamos és mechanikai rendszerek összehasonlításánál, hogy a mechanikai elemek mozgása általában valamilyen erő működésére, villamos rendszereknél a töltések áramlása valamilyen feszültségkülönbségre vezethető vissza.

Maxwell javaslatából kiindulva munkáját az évek során továbbfejlesztették és kibővítették, így nyerte el végleges formáját, amely Maxwell-, vagy impedancia-analógiaként

ismeretes. (Az impedancia elnevezés abból ered, hogy a villamos impedanciát az akkori mechanikai impedanciaként definiált $Z = F/v$ mennyiséggel rendelik össze. A dolgozat későbbi részeiben, az általam is használt Trent-analógiában ez a definíció módosult.) Az analógiában a „effort”, illetve „flow” változókat [4] szokás meghatározni. Előbbi kategóriába tartozik az erő/nyomaték, a nyomás, illetve a feszültség, utóbbiba a sebesség/szögsebesség, a térfogatáram, illetve az áramerősség. (Ugyan az „effort” változót hatásváltozónak –a mozgást kiváltó hatásról –, a „flow” változót „áramlási” változónak – mivel fel lehet őket fogni valamiféle mozgásként – lehetne fordítani, ezek magyar szakirodalomban csak nagyon ritkán jelennek meg, így célszerűbb az eredeti nevükön hivatkozni rájuk.)

Ennek a megfeleltetésnek az előnyei közé tartozik még, hogy megőrzi az erő és a nyomás közötti kapcsolatot. (Ez a kapcsolat igazából a hidraulikus vagy pneumatikus munkahengereknél az energiaátalakítással összefüggésben értelmezhető, nem azért mert az erő és a nyomás alapvető viselkedése megegyezik.) Hátránya azonban, hogy a rendszertopológiákat megváltoztatja az átjárás során; mechanikai elemek megfelelő pólusa akkor egyenlő sebességű, ha egymással párhuzamosan vannak kapcsolva, míg az áramerősségnél ez a soros kapcsolás esetén teljesül. Ezt illusztrálja az 1.1.1 ábra is, amely egy csillapított harmonikus lengőrendszert (oszillátort), illetve a vele analóg áramkört mutatja.



1.1.1. ábra. A harmonikus oszcillátorral analóg áramkör

Vizsgáljunk például egy erőerjesztés hatása alatt álló csillapított harmonikus oszcillátort, illetve egy soros RLC-kört. A dinamika alaptétele alapján az oszcillátor mozgásegyenlete

$$m \frac{dv(t)}{dt} + cv(t) + k \int_0^t v(\tau) d\tau = F(t). \quad (1.1.1)$$

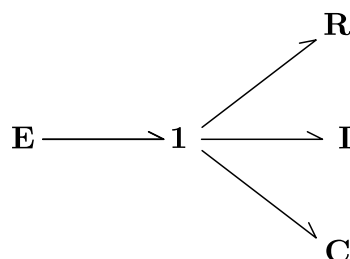
Az RLC-körnél a passzív elemek karakterisztikáját figyelembe véve felírható a huroktörvény alapján a leíró differenciálegyenlet

$$L \frac{di(t)}{dt} + Ri(t) + \frac{1}{C} \int_0^t i(\tau) d\tau = u(t). \quad (1.1.2)$$

Ekkor az erőt a feszültségnek, az áramerősséget a sebességnek megfelelően a passzív elemek paraméterei közötti kapcsolat

$$\begin{aligned} m &\longleftrightarrow L, \\ c &\longleftrightarrow R, \\ k &\longleftrightarrow \frac{1}{C}. \end{aligned}$$

Ahogy az első analógiarendszer körvonalazódni kezd, felmerül az a probléma, hogy ugyan az egyes rendszereket – akár különböző rendszertípusokból – is egymáshoz lehet rendelni, a különböző rendszertípusoknál a topológia megjelenítése nem egységes. Ennek áthidalására fejlesztették ki az ún. bond-gráfok (magyarul „kötésgráfok”) leírást. A kötésgráf megalkotásának első lépése a modellezéshez szükséges elemek azonosítása. Ezt követi a csomópontok meghatározása. A közös effort-változóval rendelkező elemek egy 0-csomóponthoz kapcsolódnak, a közös flow-változóval rendelkezők egy 1-csomóponthoz. Az energiafolyam pozitív irányát az összekötő vonalakra rajzolt fél-nyilak jelölik. Ezek alapján a már vizsgált RLC-kör kötésgráfja az 1.1.2 ábrán látható.



1.1.2. ábra. A soros RLC-kör kötésgráfja

Itt az **E** elem jelöli az effort-változó forrást (feszültségforrást), **C** a kondenzátort, **I** az induktivitást, **R** pedig az ellenállást. Mivel az elemeken átfolyó áram azonos, ezért egy 1-csomóponthoz csatlakoznak. Ez energiaáramlás pozitív iránya pedig a feszültségforrástól a passzív elemek felé mutat.

A Maxwell-analógia megfeleltetésit az 1.1.2. táblázat tartalmazza. A pneumatikus rendszereknél a levegő tehetetlensége azért szerepel zárójelben, mert a hatása normál körülmények között elhanyagolható.

1.1.1. táblázat. Összefoglaló táblázat a Maxwell-analógiáról

Rendszertípus	Effort	Flow	Passzív elemek
villamos	feszültség	áramerősség	ellenállás, induktivitás, kapacitás
mech. transláció	erő	sebesség	csillapítás, rugó, tömeg
mech. forgó	nyomaték	szögsebesség	rot. csillapítás, torziós rugó tehetetlenségi nyomaték
hidraulikus	nyomás	térfogatáram	csőellenállás, nyitott tartály folyadéktehetetlenség
pneumatikus	nyomás	térfogatáram	fojtás, tartály (levegő tehetetlenség)

1.1.3. A Firestone-analógia

A Maxwell-analógia legnagyobb hátránya az volt, hogy a mechanikai és a villamos rendszerek közötti átjáráskor a rendszertopológiát megváltoztatta. Firestone 1933-ban megjelent cikkében [2] éppen emiatt a megfeleltetés megváltoztatását javasolta. (Ebből ered a Firestone-analógia másik elnevezése, az admittancia analógia is, hiszen a villamos impedanciához az akkori definíció szerinti mechanikai admittanciát – $Y = v/F$ – rendeli.) Ő vezette be a keresztváltozó, illetve átmenőváltozó kifejezéseket. Ezek a teljesítményváltozók

könnyen beazonosíthatók az alapján, hogy egy valós rendszerben milyen módon lehet őket mérni. A keresztváltozók a rendszer két pontja között értelmezhetőek, mérésük a rendszer megbontása nélkül, párhuzamos a mérőműszer párhuzamos kapcsolásával történik. Ilyen például a feszültség. Az átmenőváltozók méréséhez az energiafolyamot egy ponton meg kell szakítani, és a mérőműszert a mérni kívánt elemmel sorba kapcsolni, mint az áramerősség mérésénél.

A Firestone-analógia már a mechanikai és a villamos rendszerek közötti átjárás esetén a topológiát megőrzi. Ekkor az egymással analóg mennyiségek a sebesség/szögsebesség, a térfogatáram, illetve a feszültség, míg a másik csoportot az erő/nyomaték, a nyomás, illetve az áramerősség alkotja. Ez az analógiarendszer már egy nagy előrelépést jelent, viszont a fluid rendszereknél némiképp sérül az intuitivitás, hiszen ahogy például egy mechanikai passzív, disszipatív elemnél a pólusai közötti relatív sebesség jelenik meg a leíró egyenletekben, úgy ez a fluid rendszereknél a nyomáskülönbség. Ezzel szemben a Firestone-analógia szerint a sebesség a térfogatárammal analóg mennyiség. (Ebben az esetben a nyomást átmenőváltozónak nevezni is némiképp problémás, viszont ez annak tudható be, hogy az analógiarendszer elsősorban a villamos és mechanikai rendszerek közötti megfeleltetésre fókuszál.)

Vizsgáljuk ismét a csillapított oszcillátort. A tömeg, illetve a csillapítás és a rugó egyik végének a sebessége ismét megegyezik. Mivel a sebesség analóg párja ebben az esetben a feszültség, az analógiát egy párhuzamos RLC-kör valósítja meg. Az oszcillátor mozgásegyenlete ismét

$$m \frac{dv(t)}{dt} + cv(t) + k \int_0^t v(\tau) d\tau = F(t). \quad (1.1.3)$$

Az RLC-kört leíró egyenlet a csomóponti törvény alapján

$$C \frac{du(t)}{dt} + \frac{1}{R} u(t) + \frac{1}{L} \int_0^t u(\tau) d\tau = i(t). \quad (1.1.4)$$

Ekkor az erőt az áramerősségnek, a sebességet a feszültségnek megfelelően a passzív elemek paraméterei közötti kapcsolat

$$\begin{aligned} m &\longleftrightarrow C, \\ c &\longleftrightarrow \frac{1}{R}, \\ k &\longleftrightarrow \frac{1}{L}. \end{aligned}$$

Észrevehetjük, hogy több helyen is reciprokos kapcsolat áll fent a paraméterek között. Ez bizonyos esetekben nehézséget jelent, mivel így a direkt megfeleltetés akkor áll fent ha rugómerevség helyett az „engedékenységet” (rugóállandó, vagy az eredeti angol megnevezéssel compliance), csillapítás helyett pedig annak reciprokát használjuk.

1.1.2. táblázat. Összefoglaló táblázat a Firestone-analógiáról

Rendszertípus	Átmenőv.	Keresztv.	Passzív elemek
villamos	áramerősség	feszültség	ellenállás, induktivitás, kapacitás
mech. translációs	erő	sebesség	csillapítás, rugó, tömeg
mech. forgó	nyomaték	szögsebesség	rot. csillapítás, torziós rugó tehetetlenségi nyomaték
hidraulikus	nyomás	térfogatáram	csőellenállás, nyitott tartály folyadéktehetetlenség
pneumatikus	nyomás	térfogatáram	fojtás, tartály (levegő tehetetlenség)

1.1.4. A Trent-analógia

A Trent-féle analógiarendszer [3] átveszi a Firestone-analógia elnevezéseit (átmenő- és keresztváltozó). Ekkor a vizsgált rendszerektől függetlenül, általánosan, a keresztváltozókat χ -vel, az átmenőváltozókat ϕ -vel szokás jelölni. Ezen mennyiségek szorzata természetesen teljesítményt ad

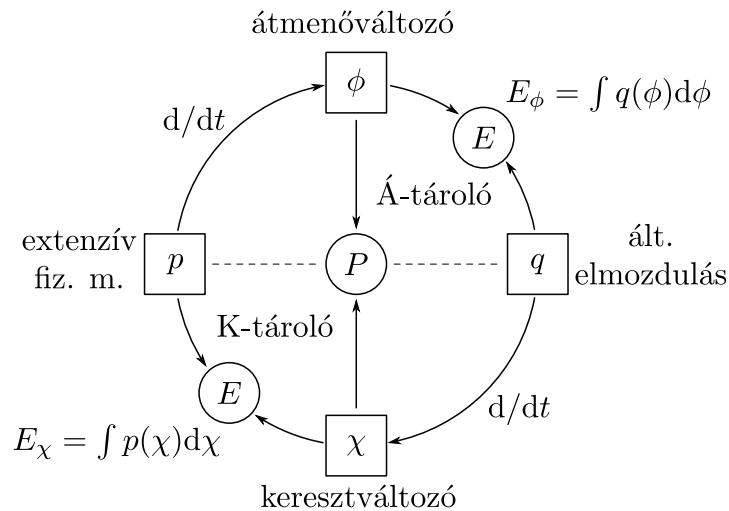
$$P = \chi \cdot \phi. \quad (1.1.5)$$

Az eddig ismertett analógiarendszereknél a hangsúly inkább a rendszerek egymásnak történő megfeleltetésén volt. Ezzel szemben a Trent-analógia inkább egy magasabb absztrakciós szinten dolgozik és a vizsgált rendszerek ennek a speciális esetei. Az átmenő- és keresztváltozók alaposabb definiálásához első lépésként a rendszereket jellemző extenzív és intenzív mennyiségek mibenlétének tisztázása szükséges. Extenzív mennyiségről akkor lehet beszélni, ha az két rendszer egyesítésére nézve additív tulajdonsággal rendelkezik. Ilyen mennyiség a tömeg, a térfogat és a töltés. Az extenzív mennyiségek fontos jellemzője az is, hogy általában megmaradási törvények rendelkeznek hozzájuk.

Az intenzív mennyiségek két rendszer egyesítésére nézve kiegyenlítődőek, mint a nyomás vagy a sűrűség, illetve a rendszer egy adott pontjában megadhatóak. Intenzív mennyiségeket lehet továbbá származtatni két extenzív mennyiség hányadosából is: $\rho = m/V$.

Átmenőváltozó lesz egy, a rendszerre jellemző extenzív fizikai mennyiség (p) rátája (idő szerinti deriváltja). Ez az extenzív fizikai mennyiség egy általánosított impulzus és mint ilyen általában megmaradási tétel rendelhető hozzá. Transzlációs mechanikai rendszereknél ez a lendület lesz, melynek rátája a jól ismert erő.

Keresztváltozó lesz egy, a rendszerre jellemző intenzív mennyiség. A leíró egyenletekben általában ezen intenzív mennyiség két pont közötti különbsége jelenik meg. Ez indokolja például az előző részben említésre került sebesség-nyomás összerendelést. A keresztváltozókat formálisan valamilyen általánosított elmozdulásból (q) is lehet származtatni, szintén idő szerinti deriválással. (Az általánosított impulzus és elmozdulás elnevezés használata problémás tud lenni, mivel ezeket a fogalmakat a Lagrange-formalizmus is használja.)



1.1.3. ábra. A Trent-analógia által használt változók

A fenti ábra [5] szemléletesen ábrázolja az imént bevezetett változókat. Észrevehető, hogy a keresztváltozó és az általánosított impulzus, illetve az átmenőváltozó és az általánosított elmozdulás szorzata energia dimenziójú mennyiség. Az egyes rendszertípusokra specifikusan az átmenő- és keresztváltozók az alábbi táblázatban láthatóak.

1.1.3. táblázat. Teljesítményváltozók a Trent-analógia szerint

Rendszertípus	Átmenőváltozó	Keresztváltozó
villamos	áramerősség	feszültség
mech. transzláció	erő	sebesség
mech. forgó	nyomaték	szögsebesség
hidraulikus	térfogatáram	nyomás
pneumatikus	térfogatáram	nyomás

Az analógiarendszer teljes kidolgozásához hozzátartozik még a források, az energiátárolók illetve disszipatív elemek, továbbá az energiaátalakítók megfeleltetése. (Ezek ugyan már következnek az eddigiekből, azonban a modellezést egyszerűbbé teszi ha külön is megadjuk őket.) A források nem okoznak különösebb nehézséget, hiszen a változók megfeleltetése immár egyértelmű.

Á-típusú tárolóról beszélhetünk, ha az adott passzív elem átmenőváltozón keresztül tárolja az energiáját. Erre példa villamos rendszereknél az induktivitás. Az Á-típusú tárolókban tárolt energia

$$E_{\phi} = \int_0^{\phi_0} q(\phi) d\phi. \quad (1.1.6)$$

A K-típusú tároló elemek keresztváltozón keresztül tárolják az energiát. A tárolt energia nagysága

$$E_{\chi} = \int_0^{\chi_0} p(\chi) d\chi. \quad (1.1.7)$$

Az utolsó hiányzó elem a disszipatív elem. (Erre nem véletlenül nem hivatkozunk

tárolóként, hiszen általában ezeken keresztül megy végbe a rendszeren belüli energia-disszipáció.)

$$P = \chi \cdot \phi. \quad (1.1.8)$$

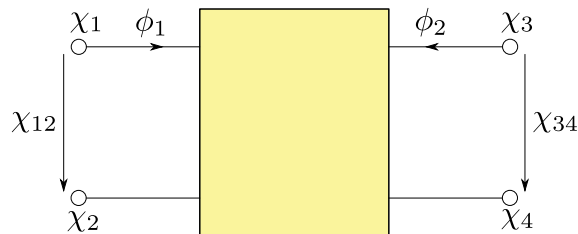
Fontos megjegyezni, hogy a passzív elemeket jellemző komplex impedancia/admittancia a definíciója a Trent-analógiánál már nem a rendszertípustól függ, hanem általánosan van megadva

$$Z(s) = \frac{X(s)}{\Phi(s)}, \quad (1.1.9)$$

$$Y(s) = \frac{\Phi(s)}{X(s)}, \quad (1.1.10)$$

ahol $X(s) = \mathcal{L}\{\chi(t)\}$, illetve $\Phi(s) = \mathcal{L}\{\phi(t)\}$. Ekkor már nem szükséges a Firestone-analógiához hasonló reciprokos mennyiségek használata, hanem az impedancia meghatározása után már ez használható a számításokhoz.

Az energiaátalakítók modellezéséhez már az 1.1.4. ábrán is látható négyfázisú (csatolt kétfázisú) elemre van szükség. A kereszt- és átmenőváltozók a villamosságtanban



1.1.4. ábra. Négyfázisú elem

használatos konvenciók szerint vannak felvéve. Jelenlegi vizsgálódásunk esetén feltétel, hogy az energiaátalakító legyen lineáris és statikus, azaz a „kimenetei” csak a „bemenetek” adott időpillanatbeli értékétől függjenek. Ekkor általános esetben az átalakítót leíró egyenletrendszer

$$\begin{bmatrix} \chi_{12} \\ \phi_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \chi_{34} \\ \phi_2 \end{bmatrix}. \quad (1.1.11)$$

Ezen kívül teljesülnie kell még a veszteségmentességnek is. Ez leszűkíti a lehetséges C_{ij} együtthatók értékét. Ebből már kirajzolódik az energiaátalakítók két nagy csoportja. Az első csoportot a transzformátorok (váltók) alkotják, ahol a változók a velük azonos típusú változóktól függenek

$$\begin{bmatrix} \chi_{12} \\ \phi_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & 0 \\ 0 & -1/C_{11} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \chi_{34} \\ \phi_2 \end{bmatrix}. \quad (1.1.12)$$

A C_{11} paraméter ekkor egyértelműen jellemzi a transzformátor működését. A transzformátorok közé sorolható a gyakorlatban is előforduló energiaátalakítók többsége, mint a villamos transzformátor, a fogaskerék áttétel, a fogaskerék-fogasléc kapcsolat, a vonóelemes hajtások, illetve a golyósorsós mozgásátalakító.

A második csoportba a girátorok (fordító váltók) tartoznak. Ekkor az összefüggés különböző típusú változók között születik meg

$$\begin{bmatrix} \chi_{12} \\ \phi_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & C_{12} \\ -1/C_{12} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \chi_{34} \\ \phi_2 \end{bmatrix}. \quad (1.1.13)$$

A transzformátorhoz hasonlóan a C_{12} paraméter egyértelműen jellemzi a girátor működését. Girátornak tekinthetőek például a pneumatikus és hidraulikus munkahengerek.

Ezzel a Trent-analógia elemeit teljes egészében definiáltuk. Most vizsgáljuk meg a két talán leggyakoribb rendszertípusnál; translációs mechanikai és villamos rendszerek esetén, hogy az egyes passzív elemeket hova sorolhatjuk, illetve, hogy milyen alakban írhatjuk fel a komplex impedanciájukat. (A mechanikai rendszertípusok – translációs és forgó – közötti szoros kapcsolat miatt a megállapított összefüggések a megfelelő paraméterek cseréjével igazak lesznek a forgó rendszerekre is.)

Mechanikai rendszerek esetén az $\dot{A}$ -tároló a rugó lesz, hiszen ennél valósul meg az erőn keresztül történő energiátárolás.

$$E_\phi = \frac{F^2}{2k}. \quad (1.1.14)$$

Az elem komplex impedanciája a már ismertetett módon a rajta „eső” keresztváltozó (jelen esetben sebesség) és a rajta „átfolyó” átmenőváltozó (jelen esetben erő) hányadosával számítható

$$Z(s) = \frac{V(s)}{F(s)} = \frac{V(s)}{\frac{1}{s}V(s)k} = \frac{s}{k}, \quad (1.1.15)$$

kihasználva, hogy az elmozdulás, amellyel az erő arányos, a sebesség integrálásával kapható. ($V(s)$, illetve $F(s)$ a sebesség és az erő Laplace-transzformáltja.) Ebből már következik, hogy a K-tárolóként a tömeg viselkedik. Valóban, a mozgási energia révén itt valósul meg a keresztváltozó általi energiátárolás

$$E_\chi = \frac{1}{2}mv^2. \quad (1.1.16)$$

A rá jellemző komplex impedancia

$$Z(s) = \frac{V(s)}{F(s)} = \frac{V(s)}{sV(s)m} = \frac{1}{sm}. \quad (1.1.17)$$

Diszipatív elemként természetes módon a viszkózus csillapítás funkcionál, melynek impedanciája

$$Z(s) = \frac{V(s)}{F(s)} = \frac{V(s)}{cV(s)} = \frac{1}{c}. \quad (1.1.18)$$

Villamos rendszereknél az átmenőváltozón (áramerősségen) keresztül történő energiátárolást az induktív tekercs végzi, tehát ez az $\dot{A}$ -tároló

$$E_\phi = \frac{1}{2}Li^2. \quad (1.1.19)$$

A tekercs impedanciája a jól megszokott módon

$$Z(s) = sL. \quad (1.1.20)$$

A feszültség segítségével a kondenzátorban tárolódik energia, így ez a villamos rendszerek K-tárolója

$$E_\chi = \frac{1}{2}Cu^2. \quad (1.1.21)$$

A kondenzátor komplex impedanciája

$$Z(s) = \frac{1}{sC}. \quad (1.1.22)$$

1.1.4. táblázat. Passzív elemek a Trent-analógia szerint

Rendszertípus	Á-tároló	K-tároló	Disszipatív elem
villamos	induktív tekercs	kondenzátor	ellenállás
mech. transláció	rugó	tömeg	csillapítás
mech. forgó	torziós rugó	lendkerék	rotációs csillapítás
hidraulikus	fluid tehetetlenség	nyitott tartály	fojtás
pneumatikus	(levegő tehetetlenség)	tartály	fojtás

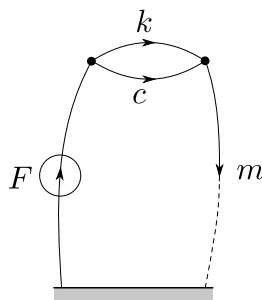
Végül a disszipatív elem az ellenállás, melynek impedanciája

$$Z(s) = R. \quad (1.1.23)$$

Ugyanezen gondolatmenet alapján a többi rendszertípusnál is meg lehet vizsgálni a passzív elemeket, a konklúziót az 1.1.4. táblázat tartalmazza.

Mivel a mechanikai és villamos rendszerek közötti megfeleltetés a Firestone- és a Trent-analógia esetén megegyezik, így a csillapított oszcillátor és a neki megfelelő RLC-kör vizsgálata megegyezne az ott tárgyalttal. Ez az egyszerű rendszer rejtve hagy továbbá egy olyan „rést” ami a teljes megfeleltetést nem teszi lehetővé. Ez a probléma onnan ered, hogy az egyszerű tömeg mozgásegyenletében – Newton második axiómája alapján – mindig az abszolút – vagy legalábbis az adott inerciarendszerhez képest mért – gyorsulás szerepel. Ezzel szemben az ideális K-tárolón megjelenő erőnek az elem pólusai közötti relatív gyorsulással kellene arányosnak lennie. Erre jól használható fizikai megvalósítás viszonylag sokáig nem létezett. Ezen változtatott Smith 2002-ben megjelent cikke [6], amely megalapozta az új mechanikai passzív elem az ún. inerter alkalmazását. Ezt a következő részben részletesen is meg fogjuk vizsgálni.

A teljességhez az is hozzátartozik, hogy a Trent-féle analógia a rendszertopológiák megjelenítésében is újdonságot hozott; a kötésgráfot felváltotta a struktúragráf. A struktúragráf már sokkal kézenfekvőbben modellezi a rendszereket a kötésgráfnál. Az első lépés a megrajzolásánál a referencia felvétele, majd a csomópontok meghatározása. Ezek lesznek azok a pontok, ahol a keresztváltozó egy adott értéket vesz fel. Így az elemek azon pólusai, ahol a keresztváltozó azonos értékkel rendelkezik minden időpillanatban, egy csomópontokhoz kapcsolódnak. A csomópontokat ezek után a megfelelő elemeket reprezentáló irányított gráfok kötik össze. A gráfokat magukat az adott elemre jellemző paraméterrel szokás jelölni. Álljon itt példának a már jól ismert csillapított oszcillátor struktúragráfja. A gráf bal oldalán található az erőforrást reprezentáló él, majd sorra a

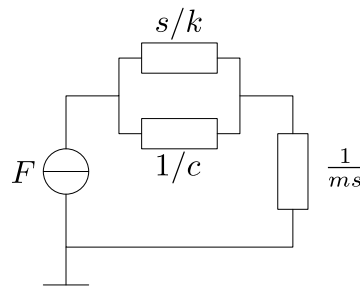


1.1.5. ábra. A csillapított oszcillátor struktúragráfja

passzív elemek. Fontos kiemelni, hogy a tömeg egy sajátos jelölést kap. Ennek az az oka,

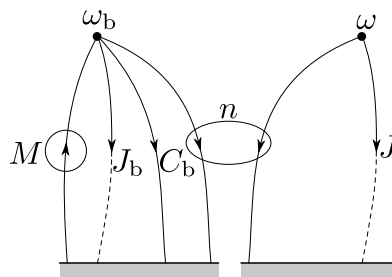
hogy a gyorsulását mindenképp a referenciához képest kell mérni. Ez a struktúragráfban úgy jelenik meg, hogy az egyik pólusának mindenképp a referenciához kell csatlakoznia. Így a tömeg és az összes többi elem (mint például a tehetetlenségi nyomaték), amely ezzel a tulajdonsággal rendelkezik a fent látható szaggatott vonalas jelölést kapja.

A számolásokhoz ezek után általában a rendszerből generált impedanciahálózatot szokás használni. Ez teljes mértékben megegyezik a villamosságban látott hálózatokkal. Így az általánosított impedanciák felhasználásával a Kirchhoff-törvények is alkalmazhatóvá válnak. A már sokszor vizsgált oszcillátor impedanciahálózata az 1.1.6. ábrán látható.



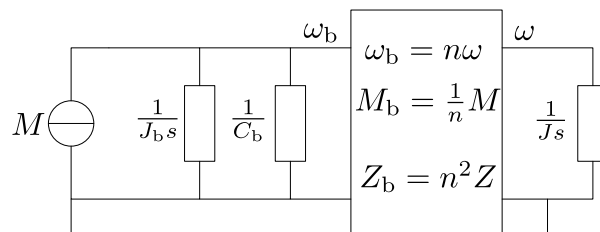
1.1.6. ábra. A csillapított oszcillátor impedanciahálózata

Az utolsó fontos kérdés, amit tisztázni szükséges, hogy az energiaátalakítók hogyan befolyásolják a rendszer számításának módját. Ehhez vizsgáljunk egy C_b belső ellenállással és J_b tehetetlenséggel, illetve n áttétellel rendelkező fogaskerék-hajtóművet. A hajtómű bemenetét konstans nyomatékkal hajtjuk, míg a kimenetén egy J tehetetlenségi nyomatékú forgórész van. A rendszer struktúragráfja az 1.1.7. ábrán látható. A struktúragráfban a



1.1.7. ábra. A fogaskerék-hajtómű struktúragráfja

transzformátorokat a fent is megfigyelhető ellipszissel összekötött élekkel szokás ábrázolni. Ez után meghatározható a rendszert jellemző impedanciahálózat. Az ideális áttételt jelző



1.1.8. ábra. A fogaskerék-hajtómű impedanciahálózata

blokk az átalakítást leíró egyenleteket tartalmazza. Ha a forgórészre valamilyen terhelés hat, célszerű az egész rendszert innen vizsgálni. Ehhez a transzformátor másik oldalán lévő elemeket a terhelés oldalára kell redukálni. A forrásoknál ez egyértelműen következik az előbbi egyenletekből, az impedanciáknál pedig a két egyenlet hányadosából adódik az összefüggés

$$\omega_b = n\omega, \quad (1.1.24)$$

$$M_b = \frac{1}{n}M, \quad (1.1.25)$$

$$Z_b = \frac{\omega_b}{M_b} = n^2 \frac{\omega}{M} = n^2 Z. \quad (1.1.26)$$

Arra jutottunk tehát, hogy az impedanciák redukálását az átalakítót jellemző paraméter négyzetével kell elvégezni.

1.1.5. Összefoglalás

Az analógiarendszerek áttekintése során tehát eljutottunk oda, hogy rendelkezünk egy olyan eszköztárral – a Trent-féle analógiával –, ami képes kitűnő hatékonysággal kezelni a különböző koncentrált paraméterű, lineáris rendszereket. Ennek az eszköztárnak köszönhetően a tervezési és vizsgálati módszerek is könnyebben általánosíthatók. Az egyik olyan terület, ahol ez igazán hasznos, az elektronikus szűrők és a mechanikai rezgéscsillapítások szinergiája. Ez a jelenlegi téma szempontjából is fontos, hiszen az általában használt robotkarok nem rendelkeznek passzív rezgésszigeteléssel, ami a működésük szempontjából hátrányos. Az szűrőtervezés mechanikába történő átültetésével kapcsolatos probléma továbbá ott jelentkezik, hogy a kondenzátornak a már említett módon sokáig nem volt teljes értékű analóg párja. Erre jelent megoldást a dolgozatom fő tárgyát képező inerter.

1.2. Az inerter

Az inerter születése alapján véve attól a kérdésfelvetéstől indult, hogy lehetséges-e olyan eszközt konstruálni, amely a kondenzátor teljes értékű mechanikai párja. Ha ez sikerül, az elektronikában alkalmazott rendszerszintézis – melynél az átviteli függvényre meghatározott bizonyos kritériumok alapján meg lehet adni azt a passzív fokozatot amely ezt teljesíti – átültethető a mechanikai rendszerekre is.

Az ideális inerter ezek után definíció szerint egy olyan mechanikai kétpólusú elem, amelynél a csomópontokban alkalmazott erő arányos a csomópontok közötti relatív gyorsulással

$$F = b(\dot{v}_2 - \dot{v}_1), \quad (1.2.1)$$

ahol a b arányossági tényező az *inertancia*, kilogramm mértékegységgel.

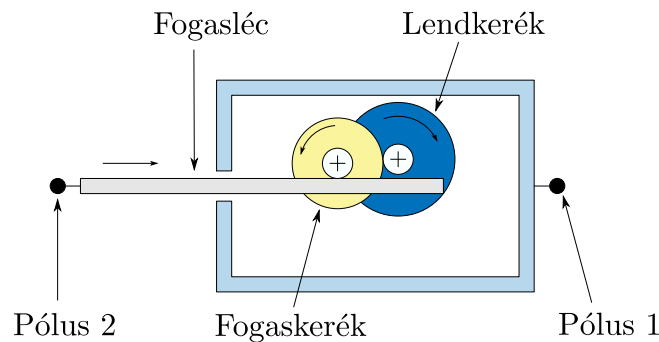
1.2.1. Megvalósítás

Simth eredetileg négy kritériumot [6] fogalmazott meg azzal kapcsolatban, hogy egy fenti tulajdonsággal rendelkező konstrukciót hatékonyan lehessen használni:

- az elem tömege legyen „kicsi”, függetlenül az inertanciától,

- ne legyen szükség az eszköz egyik részének a referenciához kapcsolására sem,
- legyen az eszköznek véges – és meghatározható – mozgástartománya, mindezt ésszerű méretekkel,
- az eszköz működjön megfelelően akármilyen orientációban és mozgás mellett.

Egy olyan elrendezés amely megfelel ezeknek a kritériumoknak, az 1.2.1. ábrán látható. Ennél a konstrukciónál egy fogaskerék-fogasléc kapcsolaton, illetve egy áttételen keresztül



1.2.1. ábra. Az inerte egy lehetséges megvalósítása [6]

a két pólus egymáshoz képesti mozgása a szerkezet belsejében található lendkereket forgat. Amennyiben a lendkerék tehetetlenségi nyomatéka J , az előző részben ismertetett módon a terhelés oldalra redukálással az inertancia

$$b = J \cdot \frac{1}{r^2 n^2}, \quad (1.2.2)$$

ahol r az első fogaskerék osztóköri sugara, n pedig az áttétel arányszáma. Fontos megjegyezni, hogy mivel gyorsító áttételről van szó, n értéke egynél kisebb.

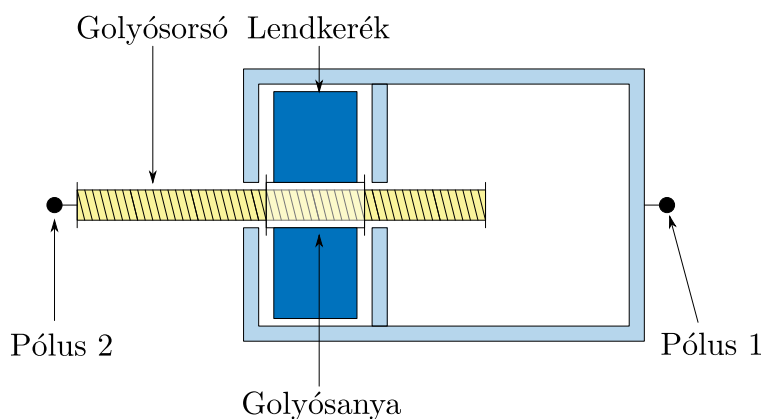
A rendszer működését alaposabban megvizsgálva a következő észrevételeket lehet tenni. Elsőként valamilyen tehetetlenséggel rendelkező elem beépítése mindenképp szükséges, hiszen az inerte többi része csak ennek hatását erősíti vagy módosítja. A módosítás abból ered, hogy konstrukció sajátosságai miatt a lendkerék forgását a pólusok relatív elmozdulása határozza meg. Az előbbi erősítés az áttételből, illetve a fogasléc mechanizmusából álló összetett energiaátalakítón keresztül jön létre. Tegyük fel, hogy a lendkerék egy R sugarú homogén korong, illetve hogy a többi elem tehetetlenségi nyomatéka elhanyagolható. Ekkor az inertancia

$$b = \frac{1}{2} m \frac{R^2}{r^2} \cdot \frac{1}{n^2}, \quad (1.2.3)$$

ahol m a lendkerék tömege. Ekkor például $R/r = 2$ aránynál, illetve $n = 1 : 5$ áttételnél az inertancia ötvenszerese lesz a lendkerék tömegének. Még kisebb áttételt, kisebb osztóköri sugarat, vagy több fokozatot alkalmazva ez az arány tovább növelhető. Ez már mutatja az inerteiben rejlő igen nagy potenciált, hiszen az első kritériumot – az inertanciához képesti csekély tömeget – még meglehetősen nagy inertanciák esetén is teljesíti.

Az inerte helyigényét és komplexitását tovább lehet csökkenteni egy golyósorsós mozgásátalakító segítségével [7], ahogy azt az 1.2.2. ábra is mutatja. Ebben az esetben a lendkerék a golyósanyához kapcsolódik. Ekkor az inertanciát megadó összefüggés

$$b = J \left(\frac{2\pi}{h} \right)^2, \quad (1.2.4)$$



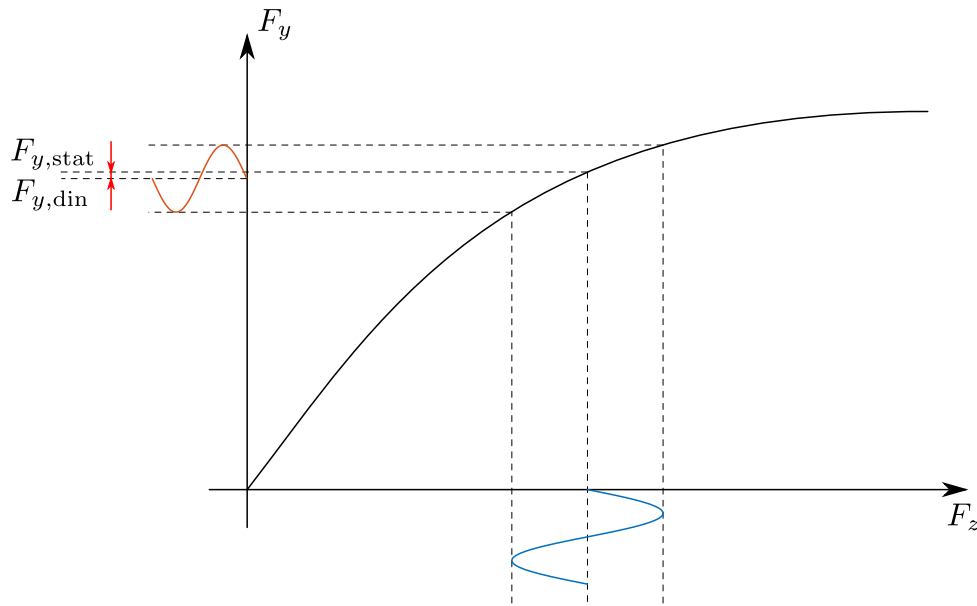
1.2.2. ábra. Golyósorsós inerte

ahol h a golyósorsó menetemelkedése.

1.2.2. Alkalmazás

Az előző részben már említésre kerültek olyan szempontok amelyek elméleti síkon alátámasztják az inerte használatának előnyeit. Ezen megállapítások helyességét mi sem igazolja jobban, mint az, hogy a 2002-es első koncepció után három évvel 2005-ben az inerte már a McLaren Formula 1-es versenyautóiban a felfüggesztés része volt. A következőekben vizsgáljuk meg egy Formula Student versenyautó [8] példáján keresztül ennek okait.

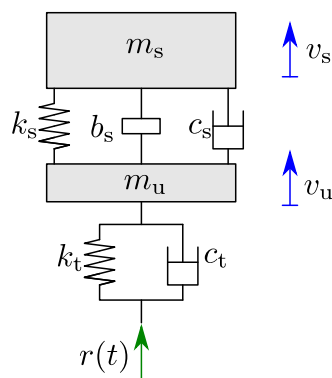
A motorsportban használt felfüggesztések tervezése egy meglehetősen összetett feladat. A bekötési pontok meghatározásánál elsősorban a futóműkinematika kerül előtérbe. A rugóstagok paramétereinek, illetve a mozgásviszonyok megadásánál a futómű frekvenciatartománybeli viselkedésén van inkább a hangsúly. A különféle szempontok figyelembe vételével történő tervezésnek végeredményében a fő célja, hogy a gumik, illetve az esetleges aerodinamikai csomag – első- és hátsószárnyak, diffúzor – teljes potenciálja ki legyen használva. (Ha nincs így, akkor lehet például az autón egy nagy leszorítóerőt generáló aerodinamikai csomag, amennyiben a folyamatosan ingadozó hasmagasság miatt nem tud az optimumában működni, összességében idővesztéssel jár a versenypályán.) Ez a két igény azonban a hagyományos felfüggesztéseknél ellentmondásra vezet. A jármű körüli áramlások szempontjából az az előnyös, ha a rugózott tömeg rezgésének amplitúdója minél kisebb, hiszen a talajhatás kihasználásához kis hasmagasságokat kell beállítani. Ezt egy keményebb és így nagyobb sajátfrekvenciájú futóművel lehet elérni. Ezzel szemben a gumik akkor működnek igazán jól, ha a normálerőfluktuáció a lehető legalacsonyabb. (Ez gyakorlatilag visszavezethető a rugózatlan tömeg rezgési amplitúdójára.) Ennek oka azon kívül, hogy így megbízhatóbb az autó, 1.2.3. ábrán is látható gumikarakterisztikában [9] keresendő. (Az ábrán F_z , a normálerő, F_y pedig az oldalirányú erő. Fontos megjegyezni, hogy a karakterisztika csak jelleghelyesen van felvéve.)



1.2.3. ábra. A gumikerekekből maximálisan „kinyerhető” erő a normálerő függvényében

A fenti ábrán megfigyelhető, hogy egy adott középérték körüli normálerőfluktuáció kisebb középértékű hossz- vagy oldalirányú maximális erőt eredményez a degresszív karakterisztika miatt. Emiatt például az elérhető oldalgyorsulás is kisebb lesz, azaz a pilóták kevesebb tempót tudnak átvinni az adott kanyaron, végeredményében idővesztést szenvedve.

A gumifalban ébredő rezgések általában nagyon nehezen csillapodnak, hiszen a gumis anyagának csillapítása gyakorlatilag elhanyagolható a merevsége mellett, továbbá a felfüggesztés lengéscsillapítói ebben az esetben kevésbé hatékonyak. A Formula 1-ben a rázókövek még tovább tetézik ezt a problémát.



1.2.4. ábra. Negyedjármű-modell

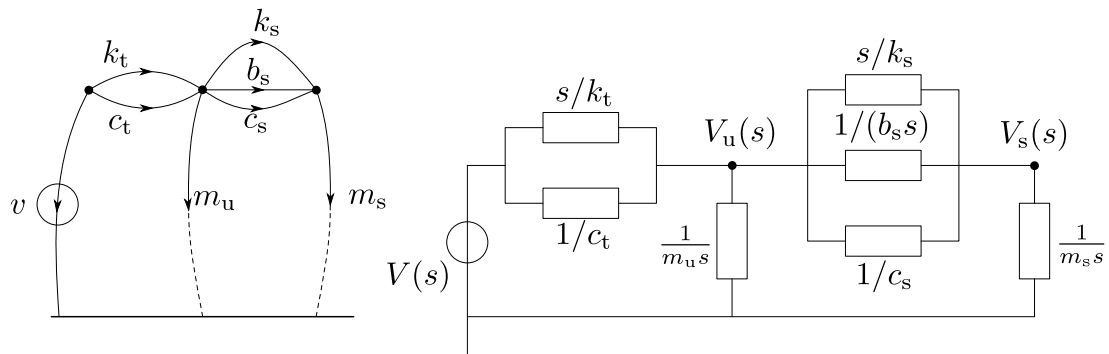
Az inerter előnyeinek megismeréséhez vizsgáljuk a fenti ábrán látható negyedjármű-modellt az alábbi táblázatban található paraméterekkel, [8] alapján megadva.

A következőekben vizsgáljuk meg a keréktalppontban működő útgerjesztés és a felfüggesztett- illetve a rugózatlan tömeg közötti frekvenciaátvitelt a Trent-analógiának megfelelően. Fontos megjegyezni, hogy ugyan a nehézségi erő hatását ebben az esetben nem lehet elhanyagolni, viszont egyensúlyi koordinátákat használva az elmozdulásokat nem befolyásolja. Ehhez a rendszert jellemző struktúragráf és impedanciahálózat az 1.2.5 ábrán

1.2.1. táblázat. A használt negyedjármű-modell paraméterei

Megnevezés	Jelölés	Érték	Mértékegység
Rugózott tömeg	m_s	60	kg
Rugózatlan tömeg	m_u	8	kg
Rugómerevség	k_s	35000	N/m
Gumimerevség	k_t	100000	N/m
Csillapítás	c_s	2000	Ns/m
Gumi anyagának csillapítása	c_t	10	Ns/m

látható. Ez után a villamosságtanból ismert módszerekkel meghatározható az útgerjesztés



1.2.5. ábra. A negyedjármű-modell reprezentációi

és a felfüggesztett, illetve rugózatlan tömegek mozgása közötti átviteli függvény. (Fontos megjegyezni, hogy közvetlenül a sebességek közötti átvitelek határozhatóak meg, viszont a rendszer linearitása miatt ez az elmozdulásokra is teljesülni fog.) A számítások egyszerűsítése érdekében jelölje Z_t a gumit, Z pedig a felfüggesztést jellemző impedanciát. Ekkor

$$Z_t = \frac{1}{\frac{k_t}{s} + c_t}, \quad (1.2.5)$$

$$Z_s = \frac{1}{\frac{k_s}{s} + c_s + b_s s}. \quad (1.2.6)$$

A rugózatlan tömegre vonatkozó átviteli függvényt egy feszültségosztó felírásával határozható meg. Legyen a $V_u(s)$ pont és a referencia közötti impedancia Z' ekkor

$$\frac{1}{Z'} = m_u s + \frac{1}{Z_s + \frac{1}{m_s s}}. \quad (1.2.7)$$

Ebből

$$Z' = \frac{1 + m_s s Z_s}{m_s m_u Z_s s^2 + (m_s + m_u) s}. \quad (1.2.8)$$

A rugózatlan tömeg sebessége ezek után

$$V_u(s) = \frac{Z'}{Z' + Z_t} V(s), \quad (1.2.9)$$

ahonnan a keresett átviteli függvény

$$W_u(s) = \frac{Z'}{Z' + Z_t}. \quad (1.2.10)$$

A rugózott tömeg mozgásának leírásához először egy Thevenin-átalakítás szükséges a $V_s(s)$ pont és a referencia között. A Thevenin-helyettesítő kép sebességforrása a Z_t és az $\frac{1}{m_us}$ impedanciákból álló „feszültségosztóból” nyerhető

$$V_{Th}(s) = \frac{1/(m_us)}{Z_t + 1/(m_us)} V(s) = \frac{1}{sm_u Z_t + 1} V(s). \quad (1.2.11)$$

A helyettesítő kép impedanciája a sebességforrást rövidzárral helyettesítve kapható

$$Z_{Th} = \frac{1}{\frac{k_t}{s} + c_t + m_us} + Z_s. \quad (1.2.12)$$

A rugózott tömeg sebessége ezek után egy újabb feszültségosztóból

$$V_s(s) = \frac{1/(m_s s)}{Z_{Th} + 1/(m_s s)} V_{Th}(s) = \frac{1}{sm_s Z_{Th} + 1} \cdot \frac{1}{sm_u Z_t + 1} V(s). \quad (1.2.13)$$

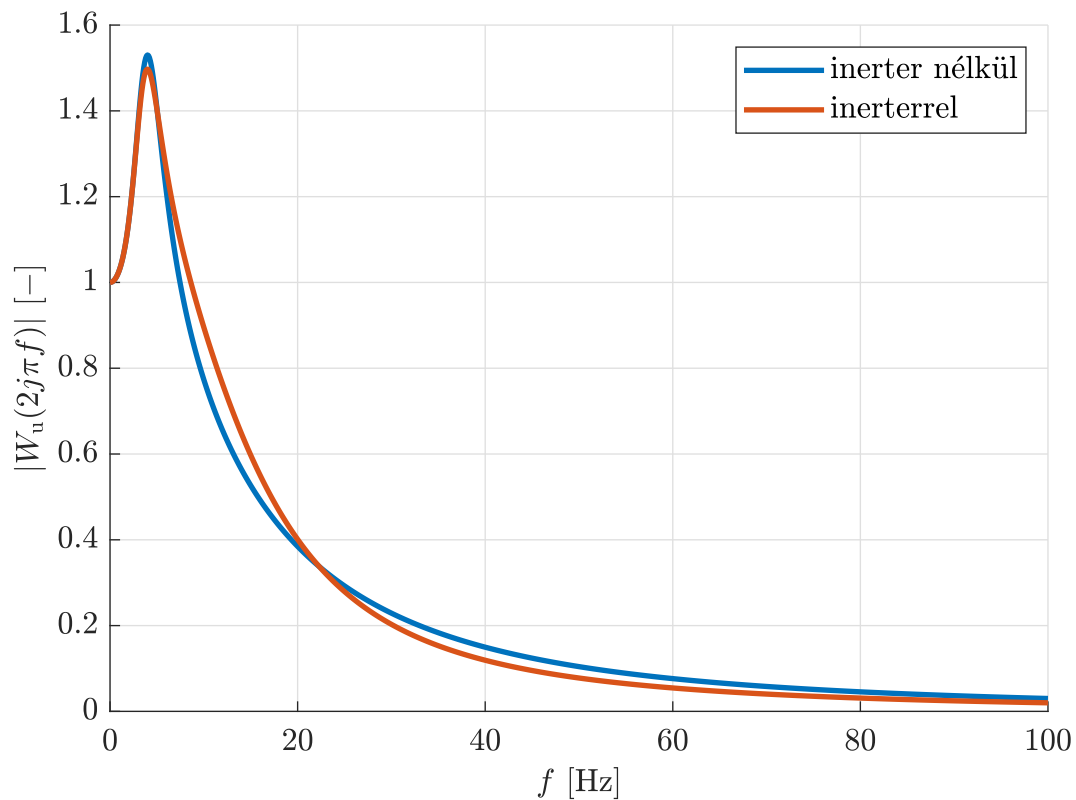
Így a keresett átviteli függvény

$$W_s(s) = \frac{1}{sm_s Z_{Th} + 1} \cdot \frac{1}{sm_u Z_t + 1}. \quad (1.2.14)$$

A Laplace-tartományban megadott átviteli függvények képesek leírni az adott rendszer viselkedését, mind tranziens esetben, mind állandósult állapotban. Az esetek nagy részében azonban megelégszünk az utóbbival, mivel a mérnöki gyakorlatban tervezett rendszerek gyakran egy adott munkapont környezetében működnek. Az ehhez szükséges frekvencia-átviteli függvényt meg lehet kapni a fenti átviteli függvényekből, az $s \rightarrow j\omega$ formális helyettesítést elvégezve. Az eredmény ekkor egy komplex függvény lesz, melynek abszolút értéke megadja az adott gerjesztési körfrekvenciához tartozó erősítési arányt (A_r), az argumentuma pedig a fáziskülönbséget (mivel a gerjesztés fázisát általában nullának vesszük, gyakorlatilag a fázistolást)

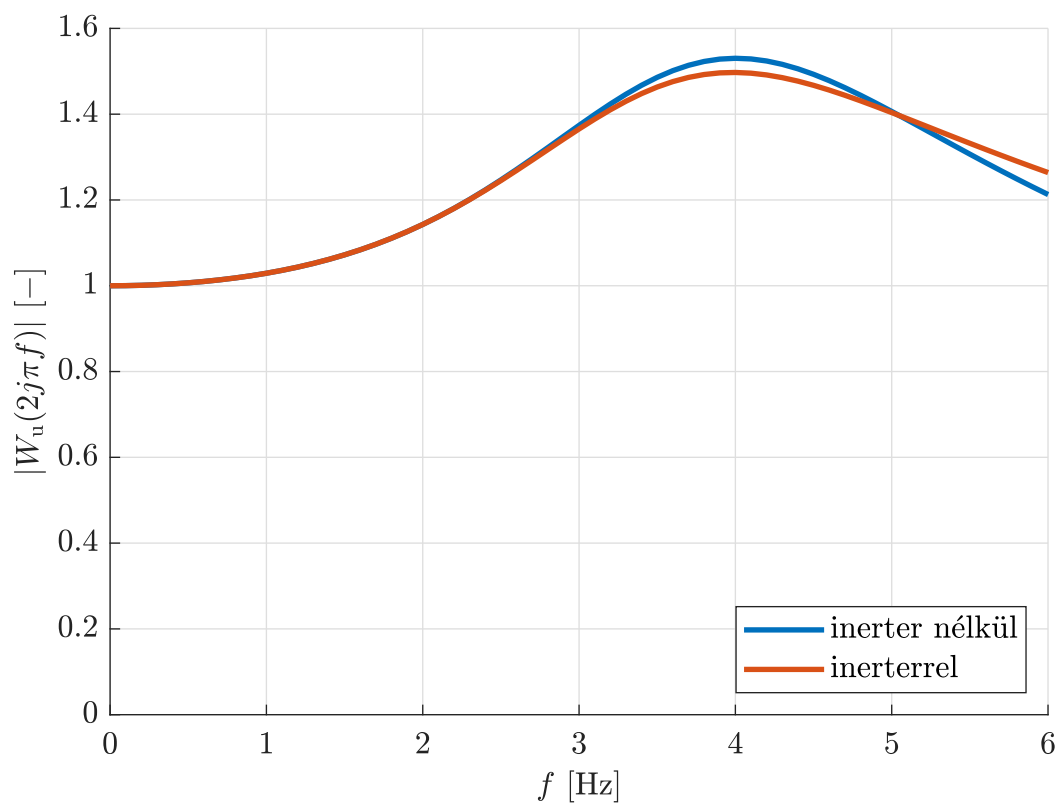
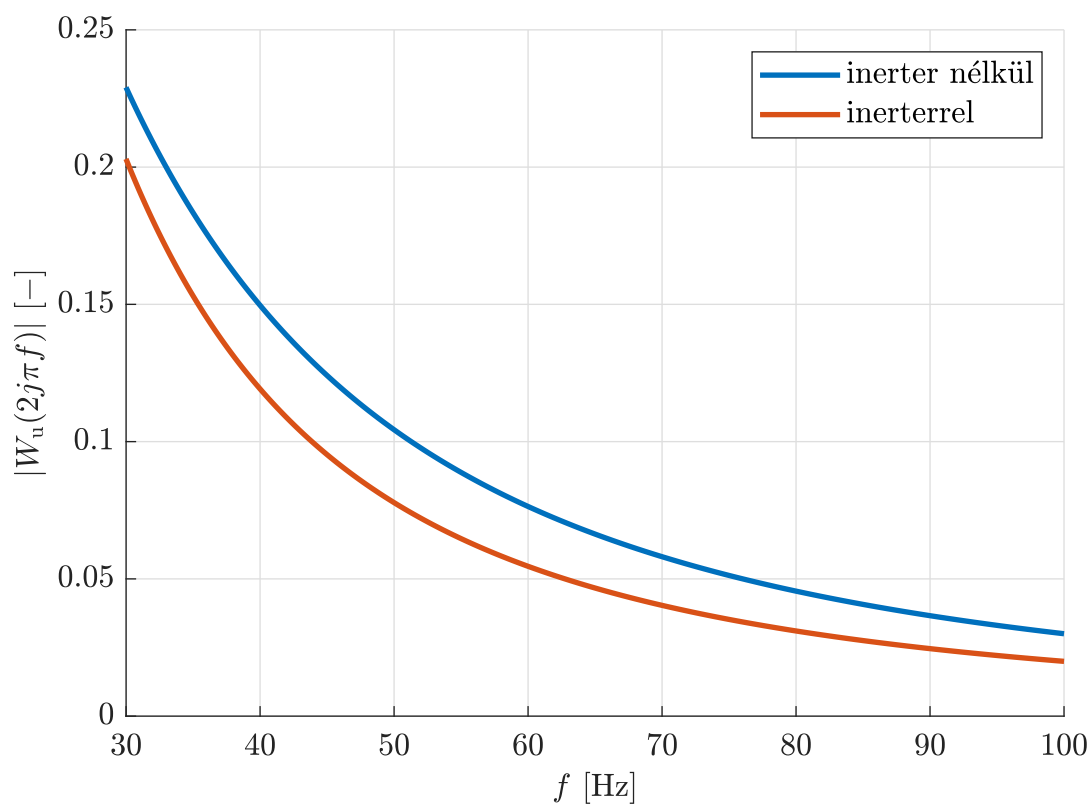
$$A_r(f) = |W(2j\pi f)|. \quad (1.2.15)$$

Az inerter hatásának vizsgálatához tehát a $W_s(j\omega)$ és $W_u(j\omega)$ függvények abszolút értékét kell felhasználni. Továbbá, mivel a Hertzben értelmezett frekvencia szemléletesebb, az $\omega = 2\pi f$ helyettesítéssel élünk. A következő amplitúdómenetek $b = 0$, illetve $b = 5$ kg inertanciák esetén lettek felvéve. Ekkor a rugózatlan tömegre vett nagyítási függvény az 1.2.6. ábrán látható.



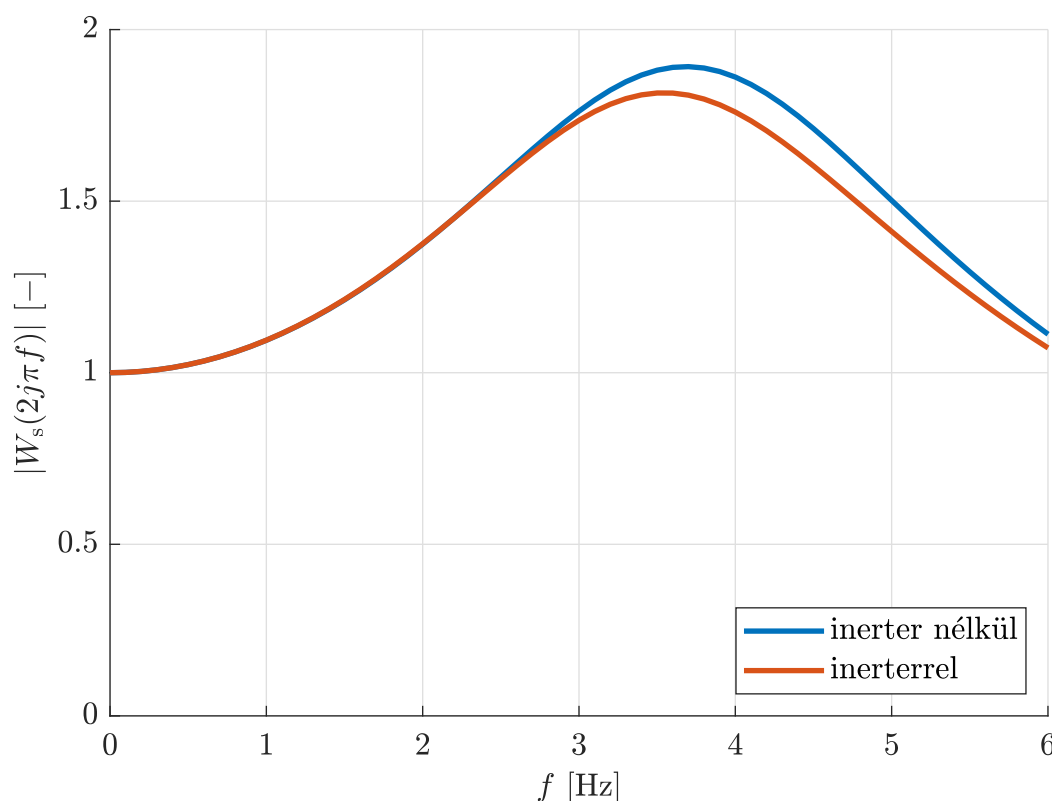
1.2.6. ábra. A rugózatlan tömegre vonatkozó nagyítási függvény

A számítások szerint a vizsgált frekvenciatartomány közepén az inerteres megoldás némileg nagyobb erősítéssel dolgozik, viszont mind a sajátfrekvencia közelében, mind pedig magas frekvenciákon csökkenti a rezgések amplitúdóját (1.2.7. és 1.2.8. ábra).

1.2.7. ábra. A_{ru} a sajátfrekvencia környezetében1.2.8. ábra. A_{ru} magas frekvenciákon

Az inerteres megoldás további előnyeként említhető, hogy a rugózott tömeg amp-

litúdója is csökken, így elméletileg jobban ki lehet használni az aerodinamikai csomagban rejlő lehetőségeket.



1.2.9. ábra. A rugózott tömegre vonatkozó nagyítási függvény

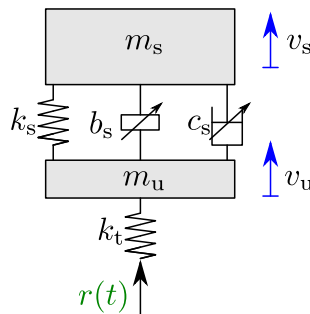
Fontos megjegyezni, hogy a fent említett két tényező (mechanikai tapadás és aerodinamikai hatások) egy Formula Student versenyautónál különösen nagy hatással van az elérhető köridőkre, alátámasztva az inerte által nyújtott előnyöket, még a többlet tömeg ellenére is. (Ezen megállapítások forrása a BME Formula Racing Team által végzett köridőszimulációk.)

1.3. Félaktív felfüggesztés

A hagyományos futóműveknél és általánosan akármilyen passzív rezgéscsillapító rendszerrel, a paraméterek meghatározása után egyetlen, fix frekvenciaátvitel nyerhető. Ez természetesen teljes mértékben megfelelő, amennyiben a gerjesztési frekvencia állandó, vagy legalábbis egy jellegzetes tartományban mozog. Így egy kis komplexitású rendszerrel elérhető – adott esetben kompromisszumokkal – az optimális viselkedés. Amennyiben azonban a gerjesztési frekvencia széles tartományban változik, az előbbi kompromisszumok is egyre kevésbé tarthatóak. Ebben az esetben szükség van egy olyan megoldásra, mely segítségével a rezgéscsillapítás viselkedése a gerjesztéshez igazítható. Erre a kihívásra az autópárházban számos megoldás létezik. A különböző járműveknél egy további szempontot jelent, hogy a biztonságos vezethetőség (a keréktalpponti normálerőfluktuáció csökkentése), illetve a kényelem (a rugózott tömeg rezgéseinek csökkentése) a hagyományos felfüggesztéseknél két egymásnak ellentmondó igény.

A jelenleg is alkalmazott megvalósítások alapvetően két csoportra bonthatóak [10], [11], félaktív és aktív felfüggesztésekre. A félaktív felfüggesztések esetén a beavatkozók csak a rendszert jellemző paramétereket – például csillapítás – állítják. Ezzel szemben az aktív felfüggesztésnél a beavatkozó közvetlen módon formálja az energafolyamot, például ilyen lehet egy hidraulikus munkahenger. Ebben az esetben elméletileg akármilyen viselkedés elérhető teljes mértékben megvalósítva a kívánt célt, célokat. A hátrány azonban, hogy az energafolyamba történő közvetlen bekapcsolódás miatt a teljesítményigény sokkal magasabb lesz, mint a félaktív esetben. Mivel az imént említett tetszőleges viselkedésre alapján véve nincs szükség, a kisebb energiafogyasztás miatt gyakran a félaktív felfüggesztéseket használják.

A félaktív felfüggesztés működésének illusztrálására vizsgáljuk ismételten a már ismert, alábbi ábrán látható negyedjármű modellt – ez esetben egy személyautóra jellemző paraméterekkel –, a cél pedig legyen a rugózott tömeg lengési amplitúdójának minimalizálása.



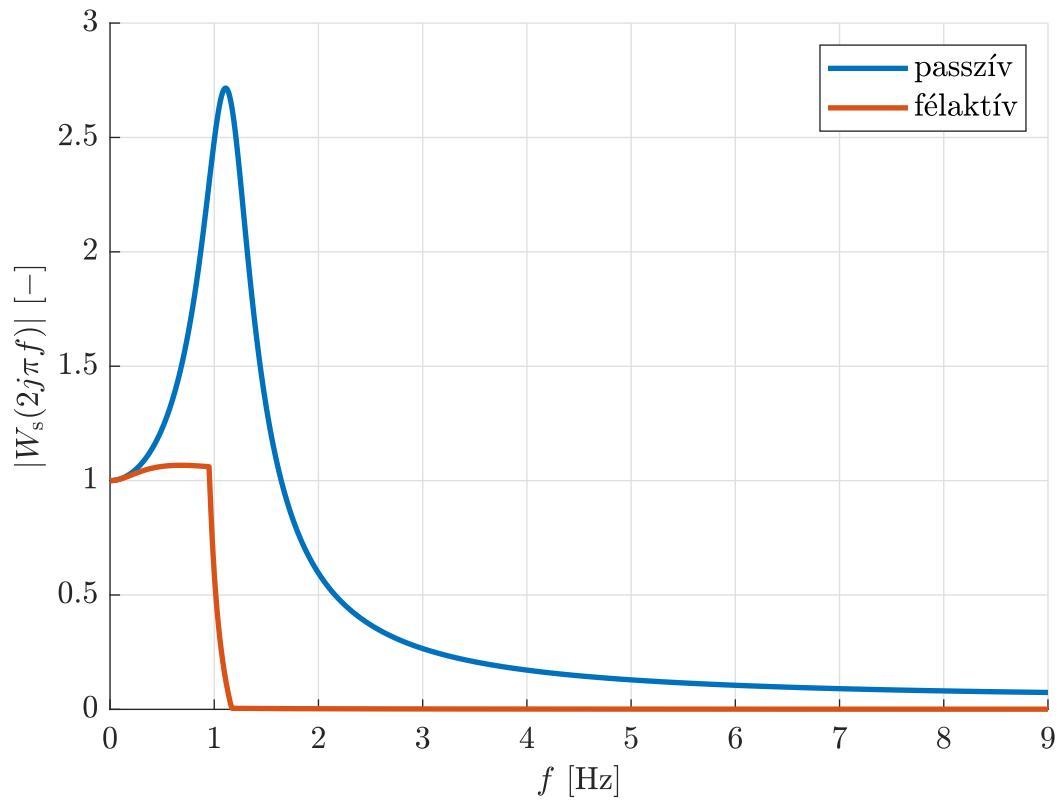
1.3.1. ábra. A félaktív felfüggesztés vizsgálatához használt negyedjármű modell

A vizsgálathoz első lépésben a fentiekhez hasonló módon kiszámítottam az útgerjesztés és a rugózott tömeg mozgása közötti átviteli függvényt, inerte nélkül az alábbi táblázatban található paraméterekkel.

1.3.1. táblázat. A negyedjármű modell paraméterei [12]

Megnevezés	Jelölés	Érték	Mértékegység
Rugózott tömeg	m_s	290	kg
Rugózatlan tömeg	m_u	15	kg
Rugómerevség	k_s	16200	N/m
Gumimerevség	k_t	191000	N/m
Csillapítás	c_s	1000	Ns/m

Ezek után egy változtatható inerte ($b_s \in [0; 300]$ kg) és változtatható csillapítást ($c_s \in [0; 8000]$ Ns/m) adva a rendszerhez, a Wolfram Mathematica szoftver numerikus módszerei segítségével meghatároztam az előbbi korlátokkal esetén az elérhető minimális lengési amplitúdót. Ennek eredménye az 1.3.2. ábrán látható.



1.3.2. ábra. A vizsgált félaktív felfüggesztés hatása

2. fejezet

A változtatható inerter

Az előzőekben megismertük az inerter használatának előnyeit mind egy hagyományos, passzív, mind pedig egy félaktív felfüggesztés részeként. A munkám távlati célja, hogy egy olyan gépjárművekbe építhető, rezgésszigetelő rendszert tervezzek, melynek része egy változtatható inerter és alkalmas egy kisebb robotkar rezgésszigetelésére. Ezt az indokolja, hogy ezen robotkarok nem rendelkeznek alapjában véve rezgéscsillapítással, ami egy dinamikus környezetben rontja a működésüket. Az előbbi fejezetben látott módon, a csillapító rendszer működését tovább lehet javítani azzal, ha a viselkedést a gerjesztéshez igazítjuk. Erre változtatható csillapítással már vannak jól bevált megoldások, viszont az inertereknél a paraméterhangolás napjainkban is folyamatos kutatások tárgyát képezi, így esett erre a választás.

A mérnöki gyakorlatra jellemző módon ebben az esetben sem lehet egy olyan rendszert tervezni, amely minden körülmények között ugyanolyan jól funkcionál. Ezért a „nulladik” lépés annak eldöntése, hogy a változtatható inerter milyen módon csatlakozzon a rezgésszigetelő szakaszba. A jelentős számú konfigurációt leszűkítve, az egyszerűsége – és ezzel együtt a költségek alacsonyan tartására – helyezve a hangsúlyt olyan elrendezéseket vizsgáltam elsősorban, melyek egy rugót, egy viszkózus csillapítást, illetve egy változtatható inertert tartalmaznak. Ezek vizsgálatát a következő részben ismertetem.

2.1. Konfigurációk vizsgálata

Az előbbi korlátokat tovább szűkíti, hogy a rendszernek mindenképp rendelkeznie kell egy statikus merevséggel. Ez a gyakorlatban azt jelenti, hogy csak olyan elrendezések jöhetnek szóba, amelyeknél a rugóval csak párhuzamosan vannak kötve elemek. Esetünkben ez egy csillapítás és egy inerter használata esetén kettőre csökkenti a lehetséges konfigurációk számát. Ezek lehetnek együtt soros elrendezésben a rugóval párhuzamosan (2.1.1. ábra), illetve a egymással – és a rugóval is – párhuzamosan kapcsolva (2.1.4. ábra).

Az inerter tervezéséhez szükséges ismerni azt, hogy mekkora tömeg rezgéscsillapítását kell elvégezni. Esetünkben a választott robotkar egy OpenMANIPULATOR-X [13], melynek tömege $m_1 = 0,7$ kg. Ehhez hozzáadva a kamerát, illetve a hozzá tartozó objektívet megkaphatjuk az össztömeget. A kamerarendszer tömege körülbelül $m_2 = 0,15$ kg [14]. Mivel a rendszernek még tartalmaznia kell a robotkar felfogatását, és más esetleges alkatrészeket, első közelítésben a tömeg legyen $m = 1$ kg.

A vizsgálatot megkönnyíti, hogy a rendszer tömege sokkal kisebb egy gépjármű rugózott tömegénél, így a kocsiszekrény felől érkező gerjesztést lehet útgerjesztésként kezelni. Továbbá az eredő átvitel keréktalpponti gerjesztés és a robotkar felfogatása között számítható

első közelítésben a negyedjármű modell és a megtervezett rezgéscsillapító rendszer átviteli függvényének szorzataként

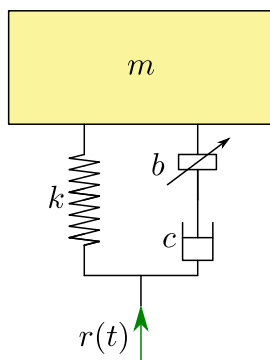
$$W(s) = W_s(s)W_{cs}(s), \quad (2.1.1)$$

ahol $W(s)$ az eredő, $W_s(s)$ a járműtől származó, $W_{cs}(s)$ pedig a csillapító szakasztól származó átviteli függvény. A vizsgálatokhoz alkalmazott – az inertancián kívüli – fix paramétereket az alábbi táblázat tartalmazza.

2.1.1. táblázat. A konfigurációk vizsgálatához használt fix paraméterek

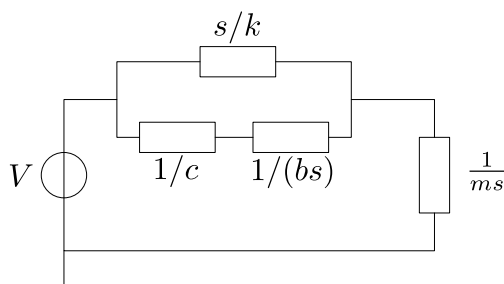
Megnevezés	Jelölés	Érték	Mértékegység
Tömeg	m_s	1	kg
Rugómerevség	k_s	270	N/m
Csillapítás	c_s	3,3	Ns/m

2.1.1. Soros elrendezés



2.1.1. ábra. A soros elrendezés vázlata

A soros kapcsolás esetén a számításokhoz használt impedanciahálózat az alábbi ábrán látható.



2.1.2. ábra. A soros elrendezés impedanciahálózata

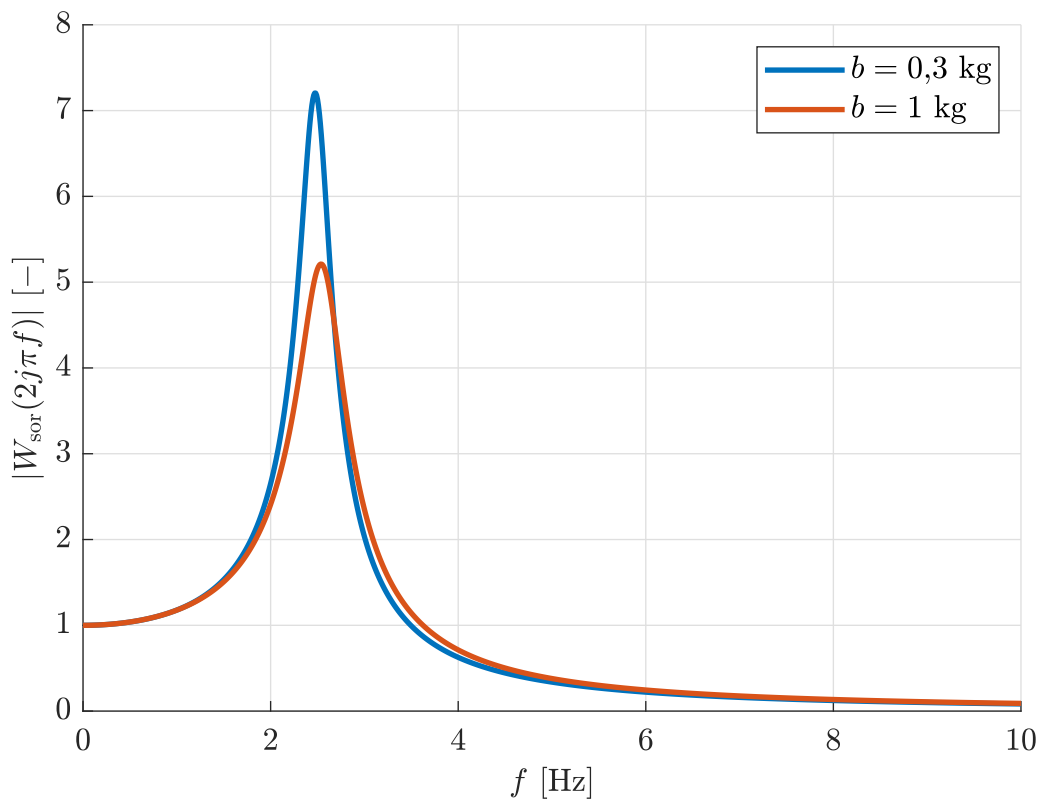
A tömeg sebessége a már megszokott módon egy feszültségosztó felírásával számítható. Ehhez a csillapító tag impedanciája

$$Z = \frac{1}{\frac{k}{s} + \frac{1}{\frac{1}{c} + \frac{1}{bs}}}. \quad (2.1.2)$$

A feszültségosztóból a keresett átviteli függvény

$$W_{\text{sor}}(s) = \frac{1/(ms)}{Z + 1/(ms)} = \frac{bcs^2 + bks + ck}{bms^3 + (cm + bc)s^2 + bks + ck}. \quad (2.1.3)$$

Az változó inertancia hatását az alábbi ábra szemlélteti. (A nagyítási függvény ismét az $s \rightarrow j\omega$ formális helyettesítéssel, majd komplex abszolút érték képzésével nyerhető.) Az figyelhető meg, hogy az inerter a sajátfrekvenciát csak nagyon kis mértékben, a sajátfrekvencián megjelenő amplitúdót már jelentősen változtatja. Itt $b \rightarrow 0$ esetben az inerter semmiféle „ellenállást” nem fejt ki, így a csillapítás hatását megszünteti. $b \rightarrow \infty$ esetben egy merev összekötésként viselkedik, így végeredményében egy másodrendű lengő rendszert kapunk. Összességében tehát – leegyszerűsítve – soros elrendezésben az inerter az eredő csillapítás nagyságát változtatja.



2.1.3. ábra. A változtatható inerter hatása soros konfigurációban

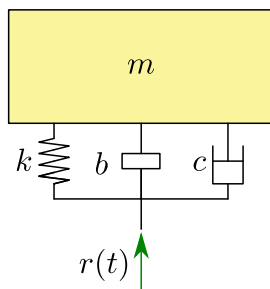
2.1.2. Párhuzamos elrendezés

A párhuzamos elrendezés impedancia-hálózatát a 2.1.5. ábra tartalmazza. Ez alapján a csillapító tag impedanciája a már ismert módon írható fel

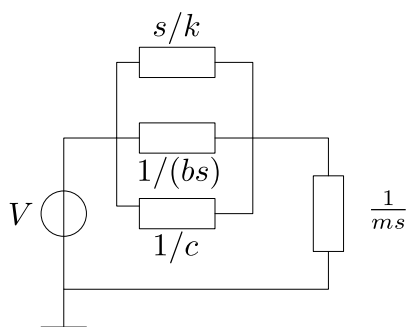
$$Z = \frac{1}{\frac{k}{s} + c + bs}. \quad (2.1.4)$$

A tömeg sebességét megadó átviteli függvény az előzőhöz hasonló módon számítható

$$W_{\text{par}}(s) = \frac{1/(ms)}{Z + 1/(ms)} = \frac{bs^2 + cs + k}{(b + m)s^2 + cs + k}. \quad (2.1.5)$$

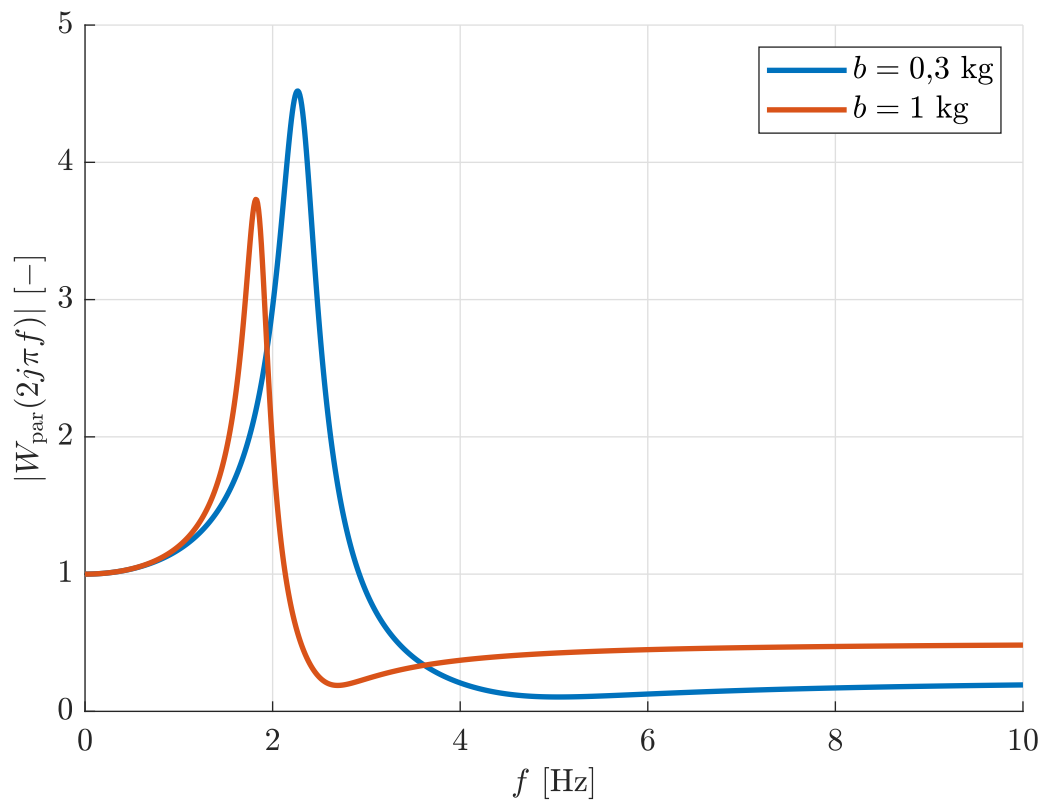


2.1.4. ábra. A párhuzamos elrendezés vázlata



2.1.5. ábra. A párhuzamos elrendezés impedanciájának hálózata

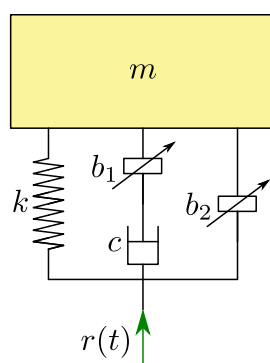
A rendszerre jellemző nagyítási függvény a 2.1.6. ábrán látható. Itt az vehető észre, hogy az inverter egyrészt eltolja a sajátfrekvenciát, másrészt létrehoz egy lokális minimumot – ún. antirezonanciát – is az amplitúdómenetben. Amennyiben az antirezonancia frekvenciáját egy szabályozó logika képes a gerjesztési frekvenciára – vagy legalábbis annak domináns komponensének frekvenciájára – beállítani, magasabb frekvenciákon sokkal hatékonyabb rezgésszigetelés érhető el, mint a hagyományos rugóstagnál. Az alacsonyabb frekvenciákon jelentkező erősítés pedig azért nem jelent problémát, mert ezeket a rezgéseket a robotkar megfelelő mozgásával lehet egyensúlyozni.



2.1.6. ábra. A változtatható inerter hatása párhuzamos konfigurációban

2.1.3. Kombinált elrendezés

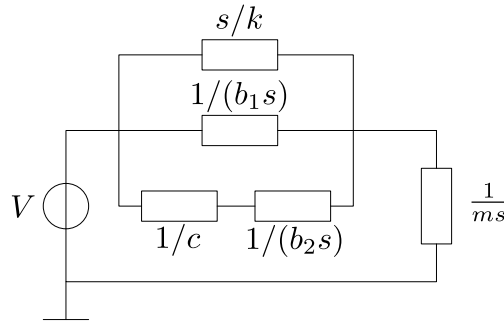
Érdekességgként meg lehet vizsgálni azt az esetet is, amikor a soros és a párhuzamos konfigurációt kombinálva az alábbi rendszerhez jutunk.



2.1.7. ábra. A kombinált elrendezés vázlata

A szükséges impedancia ebben az esetben

$$Z = \frac{1}{\frac{1}{\frac{1}{b_1 s} + \frac{1}{c}} + b_2 s + \frac{k}{s}}, \quad (2.1.6)$$

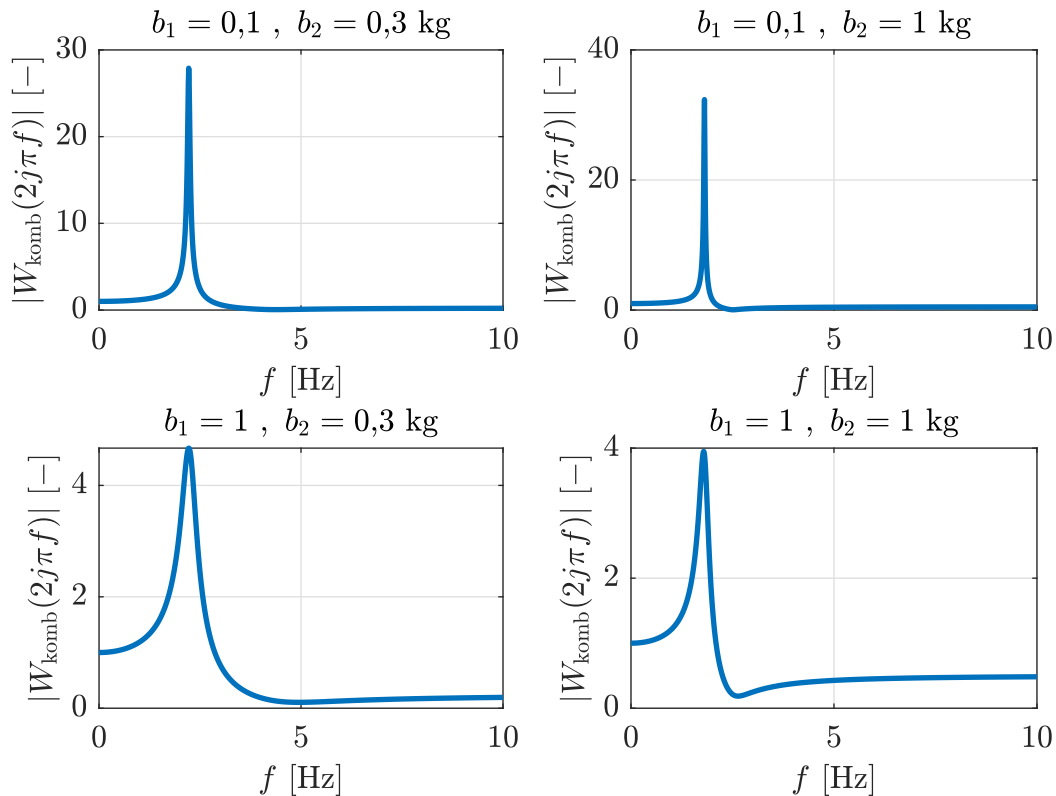


2.1.8. ábra. A kombinált elrendezés impedanciájának hálózata

amelyből az átviteli függvény

$$W_{\text{komb}}(s) = \frac{1/(ms)}{Z + 1/(ms)} = \frac{b_1 b_2 s^3 + (b_1 + b_2)cs^2 + b_1 ks + ck}{b_1(b_2 + m)s^3 + (b_1 + b_2 + m)cs^2 + b_1 ks + ck}. \quad (2.1.7)$$

Az amplitúdómenetet ismét megvizsgálva arra juthatunk, hogy a rendszer frekvenciaátvitelben is ötvözi a soros és a párhuzamos elrendezés tulajdonságait. A sorosan kapcsolt inerter a csillapítás mértékét változtatja, a párhuzamosan kapcsolt pedig a sajátfrekvenciát, illetve az antirezonancia frekvenciáját hangolja.



2.1.9. ábra. A változtatható inerter hatása kombinált konfigurációban

2.1.4. Konklúzió

A fenti elrendezések közül a frekvenciaátvitteleket megvizsgálva, a párhuzamosan kapcsolt inerter tudja teljesíteni azt az elvárást, hogy az átvitelt a gerjesztéshez lehessen hangolni. Fontos továbbá átgondolni a csillapítás szerepét is a rendszerben. Kis csillapításnál igaz, hogy a sajátfrekvenciánál megnő az amplitúdó, azonban az antirezonancia is erősebb lesz. Így a csillapításnak egy olyan értéket kell választani, amely az antirezonanciát nem gyengíti, azonban a sajátfrekvencia környékén is képes „megvédeni” a rendszert.

2.2. Követelmények

Az előzőekben ismertetett vizsgálatok alapján megadható az, hogy a változtatható inerter milyen módon illeszkedik a realizálni kívánt rezgéscsillapító szakaszba. A tervezés következő lépése a követelmények megfogalmazása, amit az inerternek teljesítenie kell. Ezen követelmények egy része a „hagyományos” inertertől származik, ahogy azt az 1.2.1. részben is láttuk. Ezen felül keletkeznek igények a változtathatóság miatt, továbbá abból kifolyólag, hogy a cél egy rezgéscsillapítás megalkotása. (Utóbbi esetén a megfogalmazott feltételek kiterjednek a rugómerevség és a csillapítás megállapítására is.)

A követelményekhez érdemes prioritást is rendelni, annak érdekében, hogy az esetleges ellentmondásoknál a kompromisszum jól meghatározott módon elérhető legyen. Esetünkben, mivel a rendszer nem túlságosan bonyolult, két prioritási szint megadása elegendő. 1-es prioritást kapnak azok a kritériumok, amelyek teljesülése nélkül nem lehet megvalósítani a célként kitűzött félaktív rezgésszigetelő rendszert. 2-es prioritással azok a követelmények szerepelnek, amelyek csak hatékonyabb/jobb működés miatt szükségesek.

Mint ahogy az már említésre került, az első követelmények megegyeznek a Smith által [6] meghatározottakkal. A legfontosabb ezek közül természetesen az, hogy a tervezett eszköz kövesse – de legalábbis közelítse – az ideális inerter karakterisztikáját. A következő, hogy az elkészített szerkezet az inertanciához képest kis tömegű legyen, illetve, hogy az előbbi karakterisztikát tetszőleges két sebességszint között biztosítsa, azaz ne legyen valamelyik pólus állandóan a referenciával kapcsolatban. A rendszernek természetesen véges mozgástartománnyal, illetve ésszerű méretekkel kell rendelkeznie. Az előbbi követelmények mind 1-es prioritásúak, hiszen ha nem teljesülnek a rezgéscsillapító tag nem tudja ellátni a funkcióját. Az, hogy az inerter bármely orientációban tudjon működni, jelen esetben csak 2-es prioritást érdemel, hiszen ezt az alkalmazási környezet nem követeli meg.

A következő kritérium az, hogy a tervezett inerter inertanciáját lehessen változtatni, minél szélesebb tartományon, ésszerű gyorsasággal. A rendszer alapvető célja az, hogy a robotkar által már nem kezelhető magasabb frekvenciákon csillapítsa a gerjesztéseket, figyelembe véve, hogy az inerter hajlamos a magasabb frekvenciákat éppen kiemelni. A csillapításhoz hozzátartozik az is, hogy a tervezett szakasz a sajátfrekvenciája közelében is ésszerű mértékű erősítéssel rendelkezzen; illetve, hogy a személyautókra jellemző sajátfrekvenciával ez ne essen egybe. Ezen követelmények szintén 1-es prioritást élveznek.

A rendszer hatékony működéséhez járul hozzá – így 2-es prioritást kap – az inerter játékanak alacsonyan tartása. Az utolsó szempont, hogy az javasolt eszköz legyen minél egyszerűbb, könnyen cserélhető alkatrészekkel, melyből már következik a kedvező ár is. A megállapított prioritás mindkét esetben 1-es.

A követelményeket összefoglalva a 2.2.1. táblázat tartalmazza.

2.2.1. táblázat. A rendszerrel szemben támasztott követelmények

No.	Követelmény	Prioritás
1	Inerter karakterisztika teljesítése	1
2	Inertanciához képesti kis tömeg	1
3	Két tetszőleges sebességszint közötti működés	1
4	Véges mozgástartomány	1
5	Ésszerű méretek	1
6	Tetszőleges orientáció	2
7	Tág határok között változtatható inertancia	1
8	Inertancia értékek közötti gyors váltás	1
9	Magas frekvenciák megfelelő csillapítása	1
10	Ésszerű mértékű erősítés a sajátfrekvencián	1
11	Személyautókra jellemzőtől megfelelően eltérő sajátfrekvencia	1
12	Kis játék	2
13	Egyszerű felépítés, könnyű javíthatóság	1
14	Kedvező ár	1

2.3. Specifikációk

A követelmények megfogalmazása ugyan egy fontos lépés bármilyen berendezés tervezésében, azonban a szükség van ezek egzakt, számszerű módon történő megadására, ezek az adott rendszerre jellemző specifikációk. Az alapos munka része, hogy ezek a specifikációk ellenőrzésre is kerüljenek, így az ellenőrzés módját is meg kell határozni. A fenti követelmények alapján megadott specifikációkat az alábbi táblázat tartalmazza.

2.3.1. táblázat. A rendszer specifikációi

No.	Specifikáció	Ellenőrzési mód
1	Pólusok közötti relatív gyorsulással arányos erő	szimuláció, mérés
2	Inertanciához képesti kis tömeg: $m \leq b_{\max}/10$	szimuláció, mérés
3	Két tetszőleges sebességszint közötti működés	konstrukció vizsgálata
4	Véges mozgástartomány: 100 mm	konstrukció vizsgálata
5	Inerter befoglaló mérete maximum $300 \times 300 \times 300$ mm	CAD modell vizsgálata
6	Tetszőleges orientáció	konstrukció vizsgálata
7	Tág határok között változtatható inertancia: $0,3b_{\max} \geq b_{\min}$	szimuláció, mérés
8	Inertancia értékek közötti váltás kevesebb, mint 2 s	szimuláció, mérés
9	$f \rightarrow \infty$ esetén $A_r \leq 0,5$	szimuláció, mérés
10	A sajátfrekvencián mérhető eredő erősítés $A_{re} \leq 3$ $b_{\min}$ mellett	szimuláció, mérés
11	Személyautókra jellemzőtől kétszeresen eltérő csillapítatlan sajátfrekvencia $b_{\min}$ mellett	szimuláció, mérés
12	Maximum 10 mm játék	mérés

A táblázatban található specifikációk ellenőrzése természetesen már részben túlmutat jelen dolgozaton, azonban a további munka szempontjából ezeket elengedhetetlen meg-

határozni. A megfogalmazott számszerűsített kritériumok helyenként igen megengedőek. Ennek oka a rendszer prototípus mivolta, hiszen a hangsúly elsősorban a koncepció igazolásán van, a teljes potenciál kihasználása szintén a későbbi munka tárgyát képezi.

A személyautók tulajdonságaira hivatkozó részek természetesen ebben a formában még nem eléggé egzaktak. Először is le kell szögezni, hogy a megfelelő karakterisztikákat egy negyedjármű-modellből lehet megkapni. Ezen negyedjármű paraméterei pedig az útegyenletlenségek vizsgálatára általánosan használt, rugózott tömeggel normalizált, ún. Golden Car modell alapján vannak megadva [15].

2.3.2. táblázat. A Golden Car modell paraméterei

Paraméter	Érték	Mértékegység
k_s/m_s	63,3	$1/s^2$
k_t/m_s	653	$1/s^2$
c_s/m_s	6	$1/s$
m_u/m_s	0,15	—

2.4. Funkciók

A következő lépés azoknak a funkcióknak a meghatározása, amely segítségével a tervezett rendszer képes teljesíteni a megadott specifikációkat. Ezen funkciók, illetve a következő részben ismertetett koncepcióvizsgálat már csak magára a változtatható inerterre vonatkozik. Az itt meghatározott funkciók két szintre oszthatóak, egy főfunkcióra és alfunkciókra.

A főfunkció jelen esetben a változtatható inertancia létrehozása az eszköz két mechanikai pólusa között. Ezt a viszonylag összetett főfunkciót további alfunkciókra kell osztani.

Az inerter fontos tulajdonsága, hogy a már ismertetett megvalósításoknál végeredményében az inertancia generálására a „hagyományos” egyik pólusán állandóan a referenciához kapcsolódó elemet használ. A másik, szabad pólust azonban egy megfelelő energiaátalakítóval a szükséges relatív sebességgel hajtja. Az első alfunkció tehát ez a energiaátalakítás. Mivel a rendszer alapjában véve egy K-tárolóként kell, hogy működjön, az energiatárolás is a funkciók közé tartozik. Az utolsó alfunkció az inerter félaktív jellegét biztosító változtathatóság.

2.4.1. táblázat. A változtatható inerter funkciói

No.	Név	Leírás
F	Főfunkció	Változtatható inertancia létrehozása az eszköz két mechanikai pólusa között
1	Energiaátalakítás	Az inerter pólusai és a belső energiatároló elem közötti megfelelő energiaátalakítás
2	Energiatárolás	—
3	Változtathatóság	A rendszer pólusai között megjelenő inertancia változtathatósága

2.5. Konceptiók

Miután a funkciók meghatározásra kerültek, meg lehet kezdeni annak vizsgálatát, hogy ezen funkciók megvalósítása pontosan milyen módon is történjen. Ezek eldöntésére szolgál az itt ismertetett koncepcióvizsgálat.

2.5.1. Morfológiai mátrix

Az egyes funkciókra vonatkozó megoldási elveket egy morfológiai mátrixban lehet összegyűjteni.

2.5.1. táblázat. A változtatható inerter morfológiai mátrixa

No.	Név	Elv 1	Elv 2	Elv 3	Elv 4
1	Energiaátalakítás	Golyósorsó	Fogaskerék-fogasléc	Vonóelemes hajtás	Munkahenger
2	Energiatárolás	Mozgási energia formájában (lendkerék)	Mozgási energia formájában (fluid tehetetlenség)	Elektromos energia formájában (kondenzátor)	—
3	Változtathatóság	Disszipatív elem	Átalakításra jellemző konstans változtatása	Tömegeloszlás változtatása („lendkerék”)	—

Az egyes funkciók megoldási módjai jelen esetben egy kivételtől eltekintve egymástól függetlenek, így célszerű a morfológiai mátrix sorainál egyenként elvégezni a koncepciók vizsgálatát, majd az ezeknél legjobbnak ítélt megoldások kombinációjából összeállítani a végleges koncepciót. (A fluid tehetetlenségre történő támaszkodásnál természetesen mindenképp munkahengert kell használni energiaátalakításra.) Az egyes koncepciók kiválasztásánál általános szempont, a már említett egyszerűség mellett, hogy érdemes elektronikusan vezérelhető elemeket használni, hiszen ez megkönnyíti a változtathatóságot biztosító szabályozók működését.

2.5.2. Energiaátalakítás

A szóba jövő energiaátalakítóknál a választás szempontjai a tömeg, az egyszerűség az ár és a játék. Ezek alapján el lehet végezni az összehasonlítást a négy felsorolt koncepció között. Az árak összehasonlításához a norelem online katalógust használtam [16].

A golyósorsókra jellemző, hogy jó merevséggel, kis játékkal tudnak viszonylag nagy terhelések esetén is működni. Azokban az esetekben, ahol ténylegesen fellépnek nagyobb terhelések, ezt a megoldást előszeretettel használják [17]. A golyósorsó hátrányai közé tartozik a magas ára, illetve a viszonylagos összetettsége.

A fogaskerék-fogasléc kapcsolattal történő mozgásátalakításra nagy vonalakban ugyanazok az előnyök, illetve hátrányok mondhatóak el, mint a golyósorsóra. Nemi különbség jelentkezik az egyszerűség és így az ár tekintetében, ilyen tekintetben a fogasléces megoldás előnyösebb.

A vonóelemes mozgásátalakítóknál a kis játékra vonatkozó kritérium miatt vagy a lánchajtás vagy a fogasszíjas hajtás jöhet szóba. Mivel a terhelések nem túl nagyok, az kis komplexitás és a kedvező ár miatt a fogasszíjas hajtás felel meg jobban a kritériumoknak. Ennek egyetlen hátránya az eddigi energiaátalakítókkal szemben a kisebb merevség.

Amennyiben a fluid tehetetlenségre [18] kívánunk alapozni, mindenképpen egy munkahengert kell alkalmazni. Hasonló a helyzet abban az esetben, amikor az energiatárolásra egy lendkereket használunk, amelyet egy hidraulikus motorral hajtunk meg. A munkahenger azonban az energiaátalakítók között gyakorlatilag nem rendelkezik előnyös tulajdonsággal a fenti szempontok alapján, egyetlen előnye, hogy megfelelő légtelenítés esetén tud kisebb játékkal működni, mint a vonóelemes hajtások.

Az előbb felsorolt előnyök és hátrányok alapján már lehet egy kialakult képünk arról, hogy melyik kialakítást érdemes alkalmazni, azonban ezt a döntést kevésbé szubjektívvé lehet tenni egy döntési mátrix használatával. A döntési mátrix első két oszlopa megadja a döntést befolyásoló szempontokat, illetve az ezekhez rendelt súlyokat. A fejléc tartalmazza az egyes koncepciókat. Ezek után a szempontok alapján pontozunk, majd ezek súlyozott összegét képezve minden koncepcióra megállapítunk egy pontszámot. Ezek közül az lesz a befutó amelyik a legtöbb pontot kapta. A súlyok értéke jelen esetben 0 és 1, a pontok értéke 0 és 10 között változhat.

Fontos megjegyezni, hogy a tömegre adott pontszám jelen esetben nem magával a tömeggel arányos, hiszen épp az a jó, ha az adott megoldás könnyű, így minél kisebb a tömeg annál több pontot kap egy koncepció erre a szempontra. Hasonló a helyzet a játéknál, illetve az árnál is. További fontos tudnivaló, hogy mivel a döntési mátrixnak az a lényege, hogy minél inkább elkülöníthetőek legyenek egymástól az egyes koncepciók, valamely szempont esetén nem az ér nulla pontot, ha a megadott feltételek egyáltalán nem teljesülnek, hanem az, ha az adott megoldás az említett feltételeket a legkevésbé teljesíti. (Éppen emiatt érdemes kihasználni a teljes pontozási tartományt, hogy a döntés valóban egyértelmű legyen.)

Ezek után már meghatározható az energiaátalakítókra vonatkozó döntési mátrix.

2.5.2. táblázat. Az energiaátalakítókra vonatkozó döntési mátrix

Szempont	Súly	Golyósorsó	Fogasléc	Fogasszíj	Munkahenger
Tömeg	0,7	3	5	10	0
Ár	0,8	1	5	10	0
Egyszerűség	1,0	2	5	10	1
Játék	0,5	10	5	0	7
Összefoglalás	Pont:	9,9	15	25	4,5
	Helyezés:	3.	2.	1.	4.

2.5.3. Energiatárolás

Az energiatárolást jellemző szempontok az egyszerűség, az ár, a méret és a tömeg és annak a mértéke, hogy az adott megoldás mennyire jól közelíti az ideális inerter karakterisztikáját. Utóbbira a későbbiekben egyszerűen karakterisztikaként fogok hivatkozni.

A lendkerékkel, vagy más ehhez hasonló eszközzel történő energiatárolás [6], [17], [19] mindenképpen egyszerű, olcsó és jól közelíti a kívánt karakterisztikát. Az egyetlen hátránya az, hogy a megfelelő inertanciák létrehozásához az ehhez elegendő tömeggel is rendelkeznie kell. (Természetesen, mivel ebben az esetben az inertancia végeredményében

a tehetetlenségi nyomatéktól függ, a tömegeloszlást is lehet változtatni, viszont ez például a méretbeli korlátok miatt csak egy bizonyos mértékig kivitelezhető.)

A fluid tehetetlenségre támaszkodó megoldás [18] már jelentősen komplikáltabb az előzőnél, illetve drágább is. (Utóbbi abból ered, hogy míg egy lendkeréknél egy nagyon egyszerű alkatrészt kell legyártani, addig a fluid tehetetlenségnél a szükséges csőszervevényeket, és a megfelelő folyadékot kell megvásárolni.) A csőszervevényekben jelentkező ellenállás továbbá a karakterisztikát is rontja valamelyest, illetve az elrendezés komplexitása miatt tömegben és méretben is kedvezőtlen.

Végül az energiatárolás elvégzése lehetséges kondenzátorokban is. Ehhez egy DC-motor szükséges a kondenzátoron kívül, amely elvégzi az elektromechanikus energiaátalakítást. Annak meghatározásához, hogy pontosan mekkora kondenzátorra is van szükség, ebben az esetben érdemes egy gyors számolást végezni. Alapjában véve azt szeretnénk elérni, hogy a motor mechanikai oldalán egy ésszerű mértékű ekvivalens tehetetlenségi nyomaték keletkezzen. Referenciának vizsgáljunk egy 5 cm átmérőjű, 10 cm magasságú alumínium hengert. Az alumínium sűrűségét vegyük $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$. Ekkor a henger tömege és tehetetlenségi nyomatéka

$$m = \rho \frac{d^2 \pi}{4} h \approx 0,530 \text{ kg}, \quad (2.5.1)$$

$$J = \frac{1}{2} m \frac{d^2}{4} \approx 0,000166 \text{ kgm}^2. \quad (2.5.2)$$

A motorra jellemző nyomatékkonstans a Maxon katalógusa [20] alapján legyen nagyságrendileg $k_m \approx 0,01 \text{ Nm/A}$. Ebből a terhelés oldalra redukált tehetetlenségi nyomaték $J_{\text{red}} = k_m^2 C \approx 0,0001 C \text{ kgm}^2$, ahol a C kapacitás értéke Farad-ban értendő. Ezek alapján a kapacitás értékének valahol az 1-10 Farad nagyságrendbe kell esnie. Ekkora kondenzátorokat természetesen lehet vásárolni [21], azonban ezek már elektrolit-kondenzátorok. Mivel az ilyen típusú kondenzátorokat csak meghatározott polaritással lehet bekötni egy áramkörbe, jelen alkalmazásnál nem használhatóak.

2.5.3. táblázat. Az energiatárolókra vonatkozó döntési mátrix

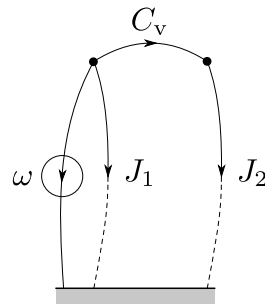
Szempon	Súly	Lendkerék	Fluid	Kondenzátor
Tömeg	0,7	8	2	—
Ár	0,8	10	1	—
Egyszerűség	1,0	10	2	—
Méret	0,5	10	3	—
Karakterisztika	1,0	10	5	—
Összefoglalás	Pont:	38,6	10,7	—
	Helyezés:	1.	2.	—

2.5.4. Változtathatóság

A változtathatóságra vonatkozó szempontok megegyeznek az energiatárolásnál látottakkal, kiegészítve a változtathatóság tartományával (a későbbiekben csak röviden tartomány).

A disszipatív elemet használó megoldásnál az inerte belsejében két egymástól jelentősen eltérő inertanciát generáló elem közé egy változtatható impedanciával rendelkező disszipatív elemet helyezünk. Erre példa a mechanikai koncepcióknál két lendkerék összekötése egy változtatható csillapítással [17], [22]. Ez a változtató csillapítás lehet

egy magnetoreológiai folyadékokra alapuló, vagy egy örvényáramú tengelykapcsoló. Egy ilyen inerter belső topológiája a 2.5.1. ábrán látható struktúragráfos formában. Itt a szögsebességforrás már a fent megvizsgált valamely mozgásátalakító kimenete.



2.5.1. ábra. Disszipatív elemet használó változtatható inerter

A J_1 és J_2 tehetetlenségi nyomatékokat tehát a C_v változtatható rotációs csillapító elem köti össze. (Ideális esetben $J_2 \gg J_1$.) Ennek az elrendezésnek az előnye, hogy a J_1 tehetetlenségi nyomatékhoz tartozó b_1 és a J_2 tehetetlenségi nyomatékhoz tartozó b_2 inertancia között elméletileg a csillapítás megfelelő állításával bármilyen érték elérhető; mindezt viszonylag kis mérettel és tömeggel, jól vezérelhetően. A valóságban azonban több dolog is árnyalja a helyzetet. Egyrészt a b_2 inertancia csak akkor teljesíthető, ha a tengelykapcsoló képes végtelen csillapítást generálni. További hátráltató tényező a nehéz tervezhetőség, a magas ár, illetve az, hogy ugyan az eszköz által generált komplex impedancia „inertív” jellegű, azonban a disszipatív elem miatt ez nem tiszta inertanciát jelent. Végül, a rendszerhez rendelhető inertancia függvénye lesz a gerjesztő frekvenciának is, így megnehezítve a hangolást.

A következő felmerülő megoldás az inerter két pólusa és a belső energiatároló közötti energiaátalakító viselkedésének változtatása, hiszen ahogy azt már láthattuk, az eredő inertanciát megadó kifejezésben a mozgásátalakítóra jellemző konstans négyzete is megjelenik. Ez fluid rendszereknél megvalósítható változó munkatér fogatú elemek használatával, mechanikai rendszereknél egy folytonosan változtatható áttétel (fokozatmentes sebesség-váltó) alkalmazásával [23]. A megoldás előnye az egyszerűbb tervezhetőség, illetve inertert jól közelítő karakterisztika. Hátránya a komplexitás és így nagyobb tömeg és magasabb ár, illetve a rendszer megvalósításához szükséges méret növekedése.

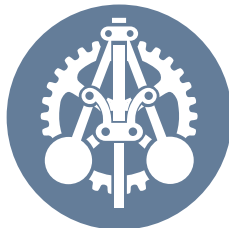
A forgórésszel történő energiatárolást megvalósító inerterek esetében az inertanciát meghatározó kifejezés az alábbi alakot ölti

$$b = r^2 J, \quad (2.5.3)$$

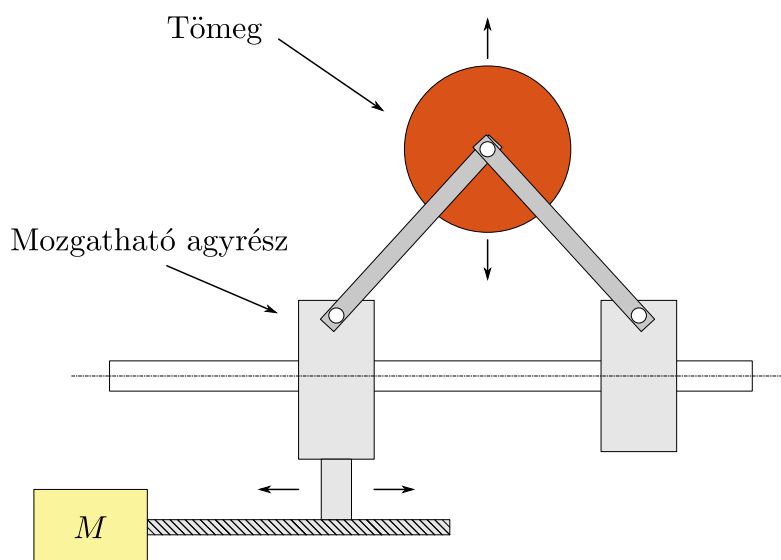
ahol r az energiaátalakításra jellemző mennyiség, J pedig a forgórész tehetetlenségi nyomatéka. Az inertancia változtatását tehát alapvetően ezen mennyiségek változtatásán keresztül tudjuk elérni. Az utolsó koncepció amit vizsgálni kell ezek alapján, az az, hogy a tehetetlenségi nyomatékot miképpen lehet változtatni. A tehetetlenségi nyomaték maga is két dologtól függ, a forgórész tömegétől, illetve ennek a tömegnek az eloszlásától. Mivel a tömeg maga nehezen változtatható, az eloszlásán keresztül érdemes beavatkozni. Az alapelv ebben az esetben az, hogy a forgórészt több kis egységből építjük fel, majd ezen egységek forgástengelytől mért távolságának változtatásával állítjuk tehetetlenségi nyomatékot, illetve ezen keresztül az inertanciát.

A tömegek mozgatása történhet közvetlenül [24], például egy rugóval, vagy valamilyen mechanizmussal [19], hasonló elrendezésben (2.5.3. ábra), mint a BME Gépészmérnöki

Kar logóját [25] ihlető centrifugálregulátornál (2.5.2. ábra). A csuklós mechanizmus aktuálását ebben az esetben egy motor és egy menetes orsó segítségével lehet megvalósítani. (Fontos, hogy mivel a mozgatható agyat a centrifugális erőkből folyamatosan axiális erő terheli, amelyet nehéz előrejelezni. Emiatt konstrukciós szempontból érdemes önzáró menetet alkalmazni.)



2.5.2. ábra. A BME Gépészmérnöki Kar logója



2.5.3. ábra. Csuklós mechanizmussal megvalósított változtatható inerter

A itt ismertetett megoldás előnye, hogy szintén jól követi az inerter-karakterisztikát, viszonylag egyszerű és jól tervezhető, kedvező árú, mivel nem tartalmaz különleges alkatrészeket. Tömeg, méret és a változtathatóság szempontjából közepesnek mondható.

2.5.4. táblázat. Az változtathatóságra vonatkozó döntési mátrix

Szempont	Súly	Disszipatív elem	Energiaátalakító	Tömegeloszlás
Tömeg	0,7	9	3	5
Ár	0,8	0	5	10
Egyszerűség	1,0	0	5	8
Méret	0,5	10	5	5
Karakterisztika	1,0	2	10	10
Tartomány	0,7	8	8	5
Összefoglalás	Pont:	18,9	29,2	35,5
	Helyezés:	3.	2.	1.

2.5.5. Konklúzió

A koncepciók vizsgálatának eredménye tehát az, hogy az általam definiált szempontrendszer és súlyozás alapján egy fogasszíjas mozgásátalakítóval rendelkező, mozgási energián keresztül történő energiatárolást megvalósító, csuklós mechanizmus segítségével állítható konstrukció az optimális. A következő fejezetben ennek a rendszernek az eddig megvalósult vizsgálatát fogom ismertetni.

3. fejezet

Modellezés és szimulációk

A mérnöki gyakorlatban előforduló rendszereket általában több lépésben érdemes szimulálni. Egy leegyszerűsített modell, amely a rendszer viselkedésének lényegét megragadja, gyorsabban futtatható, így alkalmas a rendszer kvalitatív vizsgálatára. Ezen szimulációk alkalmasak a paraméterek nagyságrendi meghatározására. Ha azonban a pontos viselkedésre van szükségünk érdemesebb részletesebb szimulációkat használni, melyekkel kvantitatív vizsgálatok is végezhetőek. (Fontos megjegyezni, hogy még utóbbi esetben is csak egy modelltől beszélhetünk, hiszen a valóságot minden tekintetben pontosan nem tudjuk leírni.)

A változtatható inerter vizsgálatához a fentiek alapján két szimulációs környezetet készítettem el. Az egyik egy koncentrált paraméterű modellre alapszik, míg a másik az inerter – jelenleg jelentősen leegyszerűsített – geometriai és mechanikai modelljét használja a változtatáshoz szükséges szabályozók, illetve a szerkezetben ébredő erők vizsgálatához.

3.1. Koncentrált paraméterű modellezés

3.1.1. Előzetes számítások

A szimulációs környezet felállítása előtt meg kell határozni azt a csillapítás és rugómerevség értéket, amellyel a megszabott specifikációk teljesülnek. Az első lépés ezek közül annak a maximális inertanciának a meghatározása, amellyel az $f \rightarrow \infty$ határmenetben is maximum 0,5 lesz a csillapító szakasz erősítése. Ehhez ismételt a már levezetett átviteli függvényt kell vizsgálni

$$W(s) = \frac{1/(ms)}{Z + 1/(ms)} = \frac{bs^2 + cs + k}{(b+m)s^2 + cs + k}. \quad (3.1.1)$$

Ennél elvégezve az $s \rightarrow j\omega$ helyettesítést és ω -val tartva végtelenbe az alábbi határértéket kapjuk

$$A_{r\infty} = \frac{b}{b+m}. \quad (3.1.2)$$

Ebből a keresett inertancia

$$\frac{b_{\max}}{b_{\max} + m} = 0,5, \quad (3.1.3)$$

$$b_{\max} = m = 1 \text{ kg}, \quad (3.1.4)$$

amelyből $b_{\min} = 0,3b_{\max} = 0,3 \text{ kg}$.

A rugómerevség meghatározásához először a már említett Golden Car modell sajátfrekvenciájának számítása szükséges. Ez numerikus számítások után

$$f_{\text{GC}} \approx 1,144 \text{ Hz.} \quad (3.1.5)$$

Az inertert tartalmazó rendszer csillapítatlan sajátfrekvenciája $b_{\min}$ esetén tehát

$$f_0 = 2f_{\text{GC}} \approx 2,288 \text{ Hz.} \quad (3.1.6)$$

Ez a sajátfrekvencia ott jelentkezik, ahol a $W(j\omega)$ frekvencia átviteli függvény nevezője zérus. Ezek alapján

$$-(b_{\min} + m)\omega^2 + k = 0, \quad (3.1.7)$$

$$k = (b_{\min} + m)4\pi^2 f_0^2 \approx 270 \frac{\text{N}}{\text{m}}. \quad (3.1.8)$$

A viszonylag durva kerekítéseket az indokolja, hogy mivel a valóságban a keresett rugót egy katalógusból kell választani, így a pontos értékek amúgy sem feltétlenül elérhetőek.

Mivel a sajátfrekvencián mérhető amplitúdót a Golden Car modell és a tervezett rezgéscsillapító tag eredőjével került megadásra, a csillapítás meghatározásához ismét numerikus számításokat kell alkalmazni a magas fokszámú egyenletre vezető probléma miatt. Ezt észben tartva a csillapítás értékére

$$c \approx 3,3 \frac{\text{Ns}}{\text{m}} \quad (3.1.9)$$

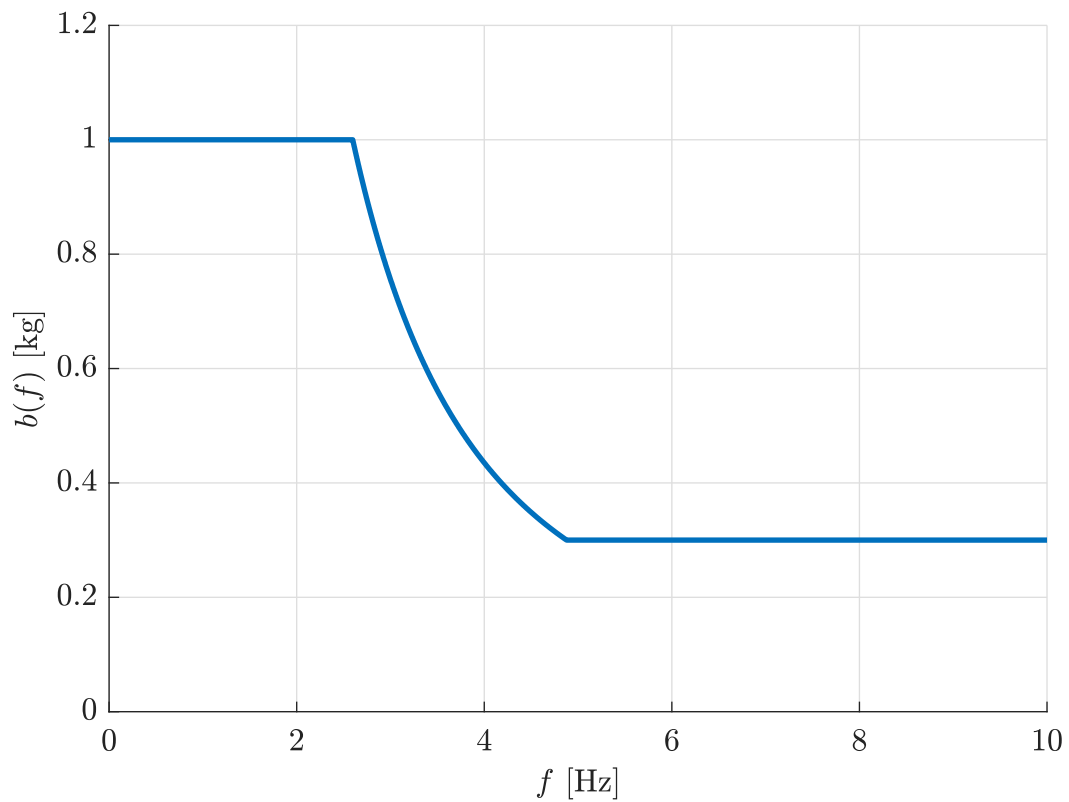
adódik.

A következő lépés annak meghatározása, hogy amennyiben rendelkezésre áll a gerjesztés frekvenciája, milyen inertanciát válasszon a szabályozó. Azon a frekvenciatartományon, ahol el lehet érni az antirezonanciát ez a kérdés egyértelmű. Az ezen kívül eső frekvenciákon a szabályozó logika egyszerűsítése érdekében valamelyik szélsőértéket fogja felvenni az inerter. Mivel az antirezonancia frekvenciája az inertancia növelésével csökken az inertanciát megadó szabály a következő

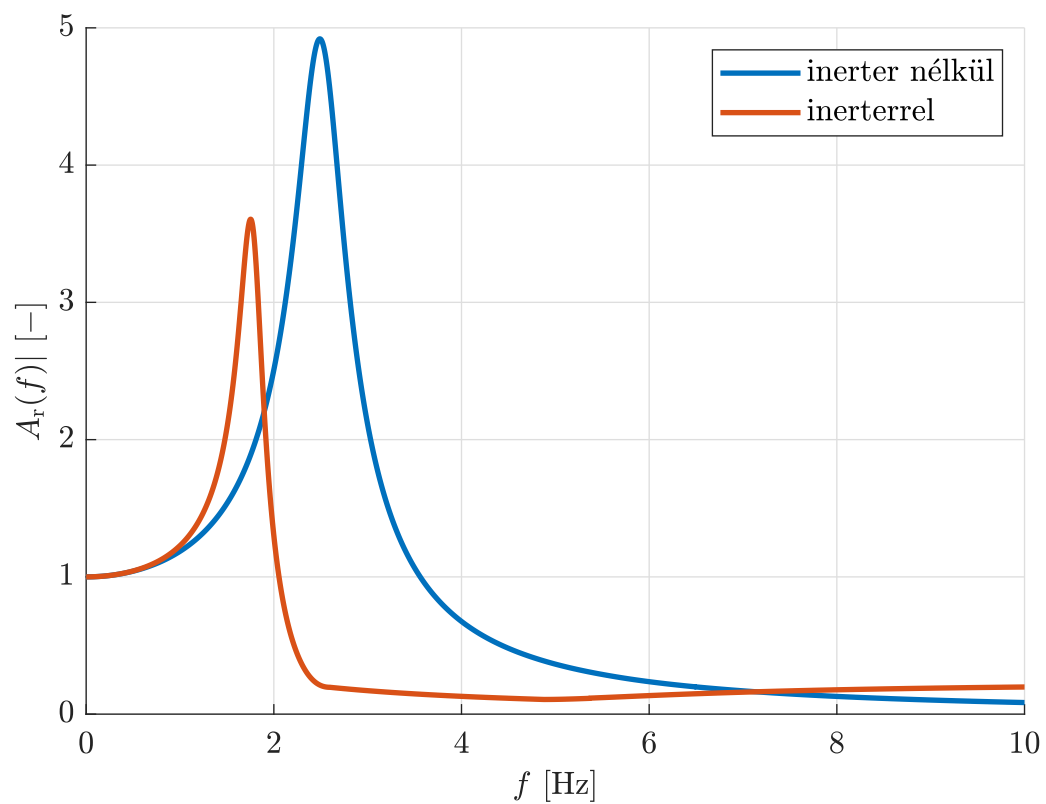
$$b(f) = \begin{cases} b_{\max} & \text{ha } f < f_{a,\min} \\ b'(f) & \text{ha } f_{a,\min} \leq f \leq f_{a,\max} \\ b_{\min} & \text{ha } f > f_{a,\max} \end{cases}, \quad (3.1.10)$$

ahol f a gerjesztési frekvencia, $f_{a,\min}$ az elérhető legkisebb, $f_{a,\max}$ az elérhető legnagyobb antirezonancia-frekvencia, $b'(f)$ pedig azt az inertancia értéket megadó függvény, amelynél teljesül, hogy f az antirezonancia frekvenciája.

Az optimális inertanciát MATLAB segítségével kiszámolva a 3.1.1. ábrán is látható karakterisztikát kapjuk.



3.1.1. ábra. Optimális inertancia a gerjesztő frekvencia függvényében



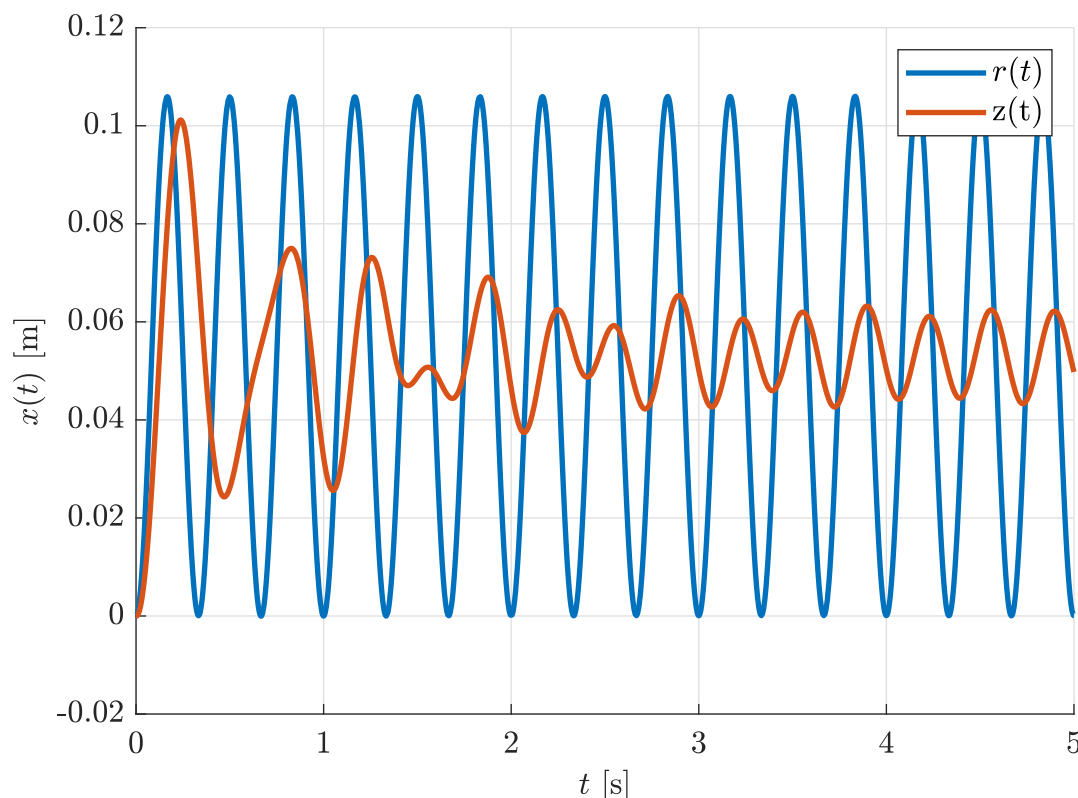
3.1.2. ábra. A változtatható inerterrel optimalizált frekvencia átvitel

Ha ismert a kívánt inertancia a frekvencia függvényében, kiszámítható az optimalizált

frekvencia átvitel is. Ez az optimalizált átvitel látható a 3.1.2. ábrán, összevetve azzal az esettel, amikor a rendszer nem tartalmaz inertert. Ebből nagyon jól látszik, hogy azokon a gerjesztő frekvenciákon, amelyekre ténylegesen rá tudjuk hangolni a rezgéscsillapítást, sokkal jobb eredmények érhetőek el, mint a hagyományos rugóstaggal.

3.1.2. Modellezés Simscape-ben

A rendszer koncentrált paraméterű modellezését Simscape környezetben végeztem el. Itt egy szkript segítségével lehet megadni a rendszer paramétereit, illetve a gerjesztő frekvenciát. A szkript ezek után az optimális inertanciát is kiszámolja. A Simscape modell a végzett szimulációkat elmenti a MATLAB workspace-ben így a későbbi feldolgozás is lehetővé válik. Egy példát a futtatott szimulációkra a 3.1.3. ábrán lehet látni ($r(t)$ az útgerjesztés, $z(t)$ pedig a rugózott tömeg elmozdulása).

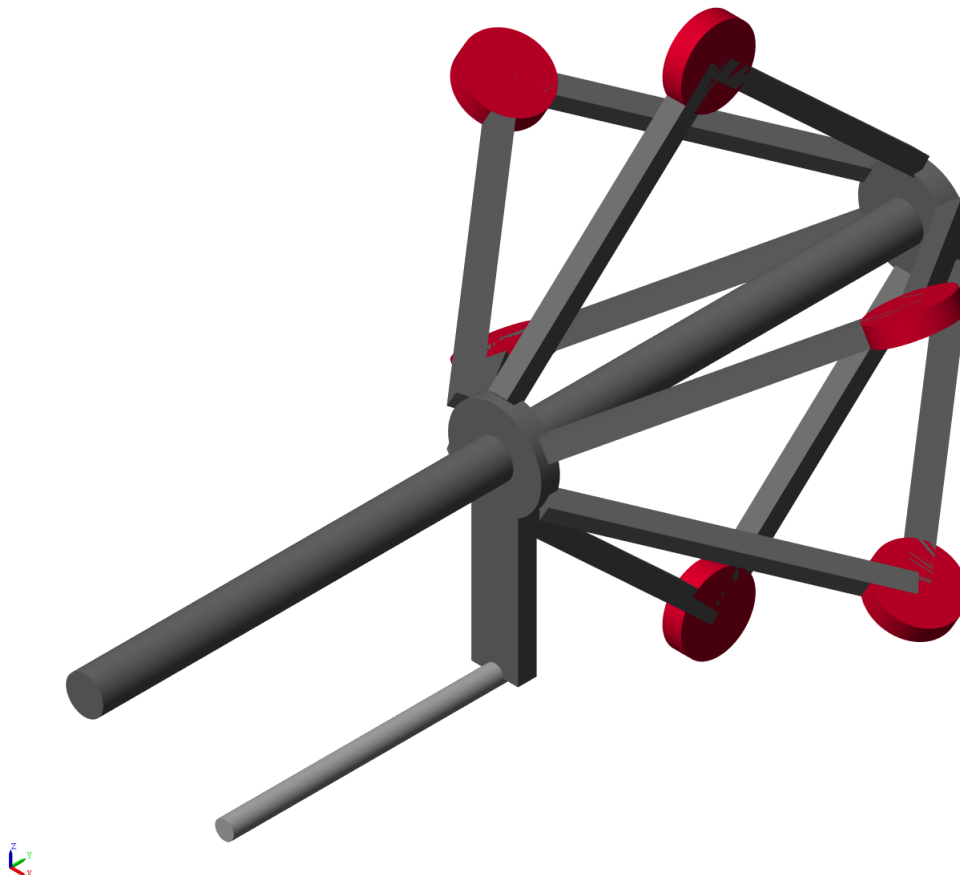


3.1.3. ábra. A változtatható inerter működése 3 Hz-es gerjesztő frekvencia mellett.

3.2. Modellezés Simscape Multibody környezetben

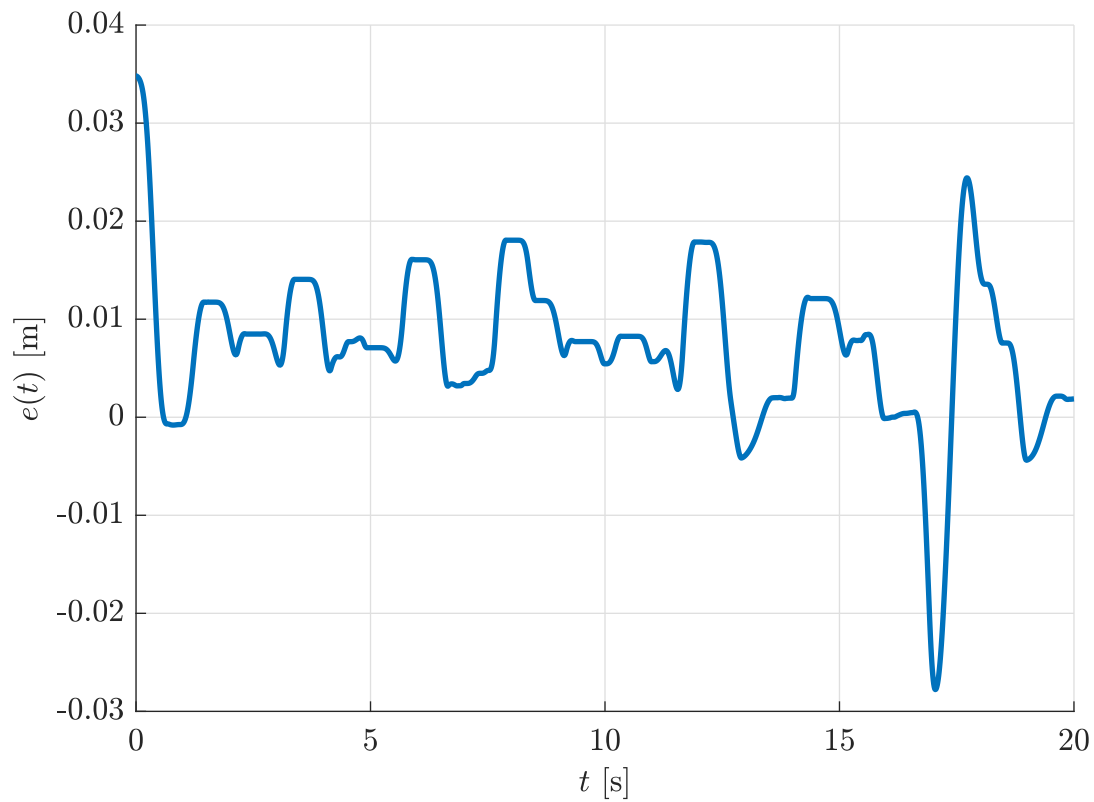
A Simscape Multibody környezetben való modellezés lehetővé teszi, hogy a rendszerünket merev testek összeállításaként modellezzük. Ez lehetővé teszi a mechanizmust működtető szabályozó, illetve a szerkezetben megjelenő igénybevételek vizsgálatát. A multibody modell az előző ponthoz hasonlóan egy MATLAB szkripttel paraméterezhető. Jelen esetben a szkript számítja a piros színnel jelölt tömegek tömegközéppontjának forgástengelytől mért távolsága alapján a két agyrész közötti távolságot. A szabályozó jelen állás szerint ezt szabályozza, a menetes orsóra kifejtett nyomatékon keresztül. A dolgozatom-

nak alapvetően nem célja a szabályozók pontos megtervezése. Éppen ezért, a következőekben bemutatott szimulációk első sorban ahhoz használhatók, hogy a koncepció működőképességét igazoljam. A rendszert P- és PI-szabályozó hatása működtetése mellett vizsgáltam. A hibajel időbeli változását a 3.2.2. és a 3.2.3. ábrákon láthatjuk.

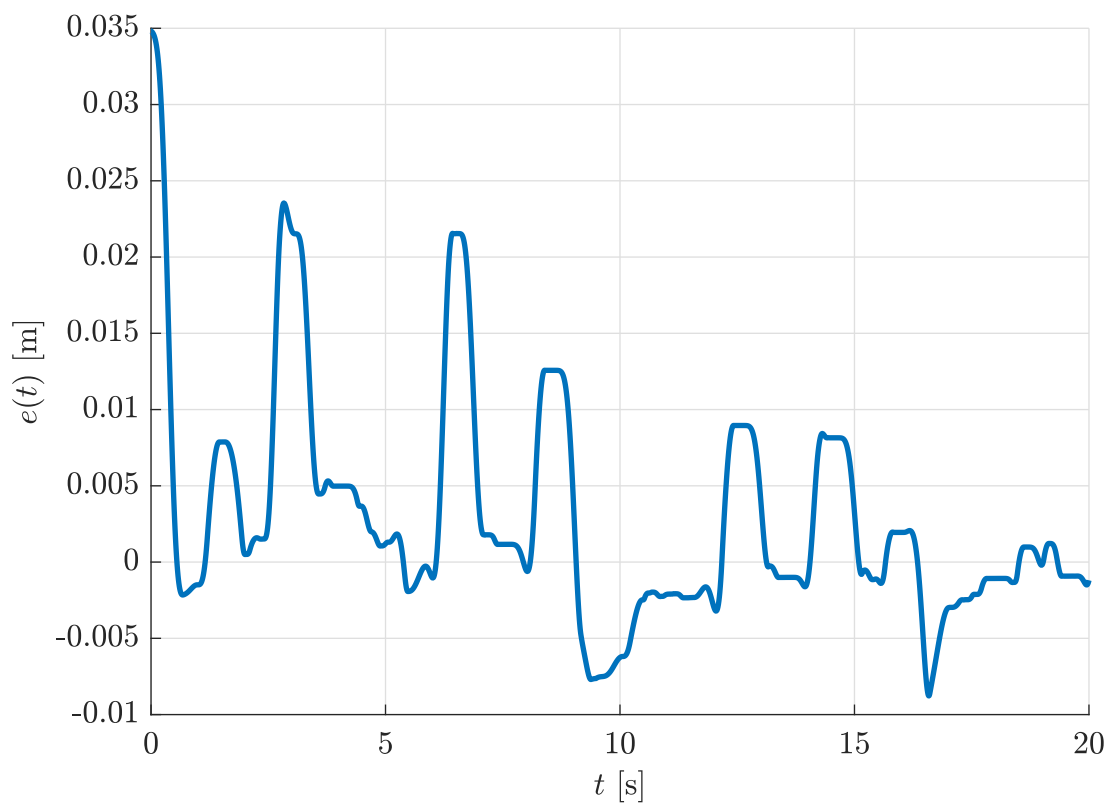


3.2.1. ábra. A változtatható inverter modellje Simscape Multibody-ban

Fontos megjegyezni, hogy a 3.2.1. ábrán is látható modell csak koncepciójában helyes, a specifikációkat egyelőre nem képes teljesíteni. A modellen végzett eddigi szimulációk alapján elmondható, hogy a változtathatóságot biztosító szabályozás elkészítése egy érdekes irányítástechnikai probléma. Egyrészt, a folyamatos forgás miatt a rendszer közel sem tekinthető időinvariánsnak, másrészt a menetes orsóra jellemző szárazsúrlódás is nehezítő körülményt jelent. (Ezen szárazsúrlódás modellezését [26] alapján végeztem.) Ezek miatt a lineáris rendszereknél megismert szabályozásmélet erre az esetre csak nagyon nehezen alkalmazható.

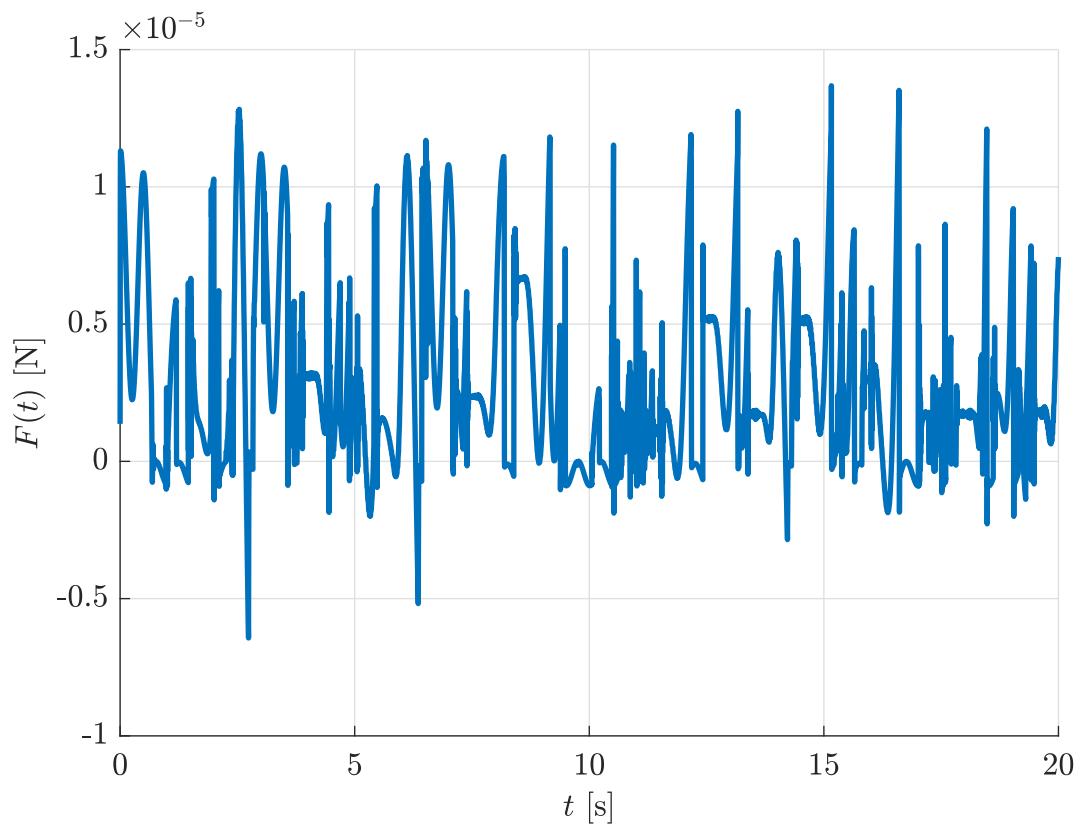


3.2.2. ábra. A hibajel időbeli változása P szabályozóval



3.2.3. ábra. A hibajel időbeli változása PI szabályozóval

A szimulációs környezet alkalmas a kényszerekben ébredő erők meghatározására is. Erre mutat példát a 3.2.4. ábra.



3.2.4. ábra. A menetes orsónál ébredő axiális erő PI szabályozóval

4. fejezet

Összefoglalás

A dolgozatomban egy félaktív rezgésszigetelő rendszerbe illeszkedő változtatható inerter tervezésének első lépéseit mutattam be. Első lépésként a passzív inerter viselkedését vizsgáltam egy alkalmazási példán keresztül. Ezek után megvizsgáltam, hogy egy változtatható inerter milyen módon befolyásolja a hagyományos rugóstag frekvenciaátvitelét, illetve egy egyszerűsített modellel alátámasztottam, hogy a változtathatóság ténylegesen előnyökkel jár a rezgéscsillapítást tekintve.

Az elvégzett irodalomkutatásnak köszönhetően átfogó képet nyerhettem arról, hogy a rendszert milyen megoldásokkal lehet megvalósítani. Ezen koncepciókat összehasonlítottam, illetve egy megadott szempontrendszer szerint kiválasztottam a mobil robotkar rezgésszigeteléséhez optimálisnak ítélt koncepciót. Ehhez a koncepcióhoz egy szimulációs környezetet készítettem, amely alkalmas a rendszer tesztelésére, illetve az ebben elvégzett – koncepció működését igazoló – szimulációk eredményeit ismerttettem.

Köszönetnyilvánítás

Köszönöm témavezetőmnek, Dr. Budai Csabának a kutatásom során nyújtott segítségét. A Kulturális és Innovációs és Minisztérium **ÚNKP-22-1-I-BME-63** kódszámú Új Nemzeti Kiválóság Programjának a Nemzeti Kutatási, Fejlesztési és Innovációs Alapból finanszírozott szakmai támogatásával készült.

Irodalomjegyzék

- [1] James Clerk Maxwell. “VIII. A dynamical theory of the electromagnetic field”. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London* 155 (1865), 459–512. old. DOI: 10.1098/rstl.1865.0008. eprint: <https://royalsocietypublishing.org/doi/pdf/10.1098/rstl.1865.0008>. URL: <https://royalsocietypublishing.org/doi/abs/10.1098/rstl.1865.0008>.
- [2] F. A. Firestone. “A NEW ANALOGY BETWEEN MECHANICAL AND ELECTRICAL SYSTEMS”. *The Journal of the Acoustical Society of America* 4.3 (1933), 249–267. old. DOI: 10.1121/1.1915605. eprint: <https://doi.org/10.1121/1.1915605>. URL: <https://doi.org/10.1121/1.1915605>.
- [3] Horace M. Trent. “Isomorphisms between Oriented Linear Graphs and Lumped Physical Systems”. *The Journal of the Acoustical Society of America* 27.3 (1955), 500–527. old. DOI: 10.1121/1.1907949. eprint: <https://doi.org/10.1121/1.1907949>. URL: <https://doi.org/10.1121/1.1907949>.
- [4] Ilene J. Busch-Vishniac. *Electromechanical Sensors and Actuators*. Springer New York, NY, 1999. ISBN: 978-0-387-98495-7. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-1-4612-1434-2>.
- [5] Klaus Janschek. *Mechatronic Systems Design*. Springer Berlin, Heidelberg, 2012. ISBN: 978-3-642-17530-5. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-17531-2>.
- [6] M.C. Smith. “Synthesis of mechanical networks: the inerter”. *IEEE Transactions on Automatic Control* 47.10 (2002), 1648–1662. old. DOI: 10.1109/TAC.2002.803532.
- [7] Michael Z.Q. Chen, Christos Papageorgiou, Frank Scheibe és tsai. “The missing mechanical circuit element”. *IEEE Circuits and Systems Magazine* 9.1 (2009), 10–26. old. DOI: 10.1109/MCAS.2008.931738.
- [8] Julian Borowski, Ralf Stetter és Stephan Rudolph. “Design, Dimensioning and Simulation of Inerters for the Reduction of Vehicle Wheel Vibrations—Case Studies”. *Vehicles* 2 (2020. jún.), 424–437. old. DOI: 10.3390/vehicles2030023. URL: <https://doi.org/10.3390/vehicles2030023>.
- [9] Hans B. Pacejka. “Chapter 8 - Applications of transient tyre models”. *Tyre and Vehicle Dynamics (Second Edition)*. Szerk. Hans B. Pacejka. Second Edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2006, 364–411. old. ISBN: 978-0-7506-6918-4. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-075066918-4/50008-3>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780750669184500083>.
- [10] Kőfalusi Pál. *Futómű rendszerek mechatronikája*. 2014. URL: https://mogi.bme.hu/TAMOP/futomu_rendszerek_mechatronikaja/index.html.

- [11] Daniel Fischer és Rolf Isermann. “Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions”. *Control Engineering Practice* 12.11 (2004). Mechatronic Systems, 1353–1367. old. ISSN: 0967-0661. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2003.08.003>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0967066103001771>.
- [12] *Quarter car suspension model transfer function*. URL: <https://x-engineer.org/quarter-car-suspension-transfer-function/>.
- [13] *OpenMANIPULATOR-X specifikációk*. 2022. URL: https://emmanual.robotis.com/docs/en/platform/openmanipulator_x/specification/#hardware-specification.
- [14] *Edmund Optics online katalógus*. 2022. URL: <https://www.edmundoptics.eu/p/basler-ace2-a2a1920-160ucbas-color-usb3-basic-camera/44060/>.
- [15] Andreas Loizos és Christina Plati. “Evolutional Process Of Pavement Roughness Evaluation Benefiting From Sensor Technology”. *International Journal on Smart Sensing and Intelligent Systems* 1.2 (2008), 370–387. old. DOI: [doi:10.21307/ijssis-2017-295](https://doi.org/10.21307/ijssis-2017-295). URL: <https://doi.org/10.21307/ijssis-2017-295>.
- [16] *Norelem online katalógus*. 2022. URL: <https://www.norelem.hu/hu/hu/Term%C3%A9kek/Term%C3%A9kek-%C3%A1ttekint%C3%A9se/Rendszerek-%C3%A9skomponensek-g%C3%A9pek-%C3%A9s-berendez%C3%A9sek-%C3%A9p%C3%ADt%C3%A9s%C3%A9hez/22000-Hajt%C3%A1stechnika.html>.
- [17] Wei-Min Zhong, An-Ding Zhu, Xian-Xu Frank Bai és tsai. “Integrated Shock Absorber With Both Tunable Inertance and Damping”. *Frontiers in Materials* 7 (2020). ISSN: 2296-8016. DOI: [10.3389/fmats.2020.00204](https://doi.org/10.3389/fmats.2020.00204). URL: <https://www.frontiersin.org/article/10.3389/fmats.2020.00204>.
- [18] N.D.J. Smith és David Wagg. “EACS 2016 paper - A FLUID INERTER WITH VARIABLE INERTANCE PROPERTIES”. (2017. márc.). DOI: [10.15131/shef.data.4206096.v1](https://doi.org/10.15131/shef.data.4206096.v1). URL: https://figshare.shef.ac.uk/articles/journal_contribution/EACS_2016_paper_-_A_FLUID_INERTER_WITH_VARIABLE_INERTANCE_PROPERTIES/4206096.
- [19] Minoru Takino és Takehiko Asai. “Development and performance evaluation of an electromagnetic transducer with a tuned variable inerter”. *Journal of Vibration and Control* (2022). DOI: [10.1177/10775463221074078](https://doi.org/10.1177/10775463221074078). eprint: <https://doi.org/10.1177/10775463221074078>. URL: <https://doi.org/10.1177/10775463221074078>.
- [20] *Maxon online katalógus*. 2022. URL: https://www.maxongroup.com/maxon/view/category/motor?etcc_cu=onsite&etcc_med_onsite=Product&etcc_cmp_onsite=A-max+Program&etcc_plc=Overview-Page-DC-Motors&etcc_var=%5bcom%5d%23en%23_d_&target=filter&filterCategory=amax.
- [21] *Farnell online katalógus*. 2022. URL: <https://hu.farnell.com/c/passive-components/capacitors?capacitance=10f>.
- [22] Donghong Ning, Shuaishuai Sun, Haiping Du és tsai. “An electromagnetic variable inertance device for seat suspension vibration control”. *Mechanical Systems and Signal Processing* 133 (2019), 106259. old. ISSN: 0888-3270. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.106259>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0888327019304741>.

- [23] M. Lazarek, P. Brzeski és P. Perlikowski. “Design and modeling of the CVT for adjustable inerter”. *Journal of the Franklin Institute* 356.14 (2019). Special Issue on Inerter-based Systems, 7611–7625. old. ISSN: 0016-0032. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jfranklin.2018.11.011>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016003218306902>.
- [24] Wenfeng Li, Xiaomin Dong, Jianqiang Yu és tsai. “Vibration control of vehicle suspension with magneto-rheological variable damping and inertia”. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 32.13 (2021), 1484–1503. old. DOI: 10.1177/1045389X20983885. eprint: <https://doi.org/10.1177/1045389X20983885>. URL: <https://doi.org/10.1177/1045389X20983885>.
- [25] *BME arcuati elemek*. 2022. URL: <https://www.bme.hu/mediakit-arcuati-elemek>.
- [26] *MATLAB Help Center*. 2022. URL: <https://www.mathworks.com/help/sm/ug/lead-screw-with-friction.html>.