



MŰSZAKI TUDOMÁNYI DOKTORI ISKOLA

**VONTATMÁNYRA HATÓ, TEREPEEN ÉS PRÓBAPÁLYÁN
LÉTREJÖVŐ IGÉNYBEVÉTELEK ÖSSZEHASONLÍTÓ
ELEMZÉSE**

Doktori (PhD) értekezés

Gurmai László

Gödöllő
2015

A doktori iskola megnevezése:

Műszaki Tudományi Doktori Iskola

tudományága:

Agrárműszaki tudományok

vezetője:

Prof. Dr. Farkas István, DSc
egyetemi tanár
SZIE, Gépészmérnöki Kar

témavezető:

Prof. Dr. Kiss Péter, PhD
egyetemi tanár
SZIE, Gépészmérnöki Kar
Folyamatmérnöki Intézet

.....
Az iskolavezető jóváhagyása

.....
A témavezető jóváhagyása

TARTALOMJEGYZÉK

JELÖLÉSJEGYZÉK	5
1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK	7
1.1. A választott témakör jelentősége	7
1.2. Célkitűzés	8
2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS	9
2.1. Jármű-talaj kapcsolat	9
2.2. Terepen vontatott járművekre ható erőhatások.....	9
2.2.1. <i>A vontatmányok csoportosítása és rendszerezésük</i>	10
2.3. A talaj mechanikai tulajdonságai a jármű-talaj kapcsolatban.....	10
2.4. Terepegyenetlenség leírása	15
2.5. A vontatott jármű, mint lengőrendszer	23
2.5.1. <i>Átviteli függvény</i>	24
2.5.2. <i>Önlengésszám meghatározása</i>	27
2.5.3. <i>Lengőrendszer teljesítménye és munkavégzése</i>	28
2.5.4. <i>Lengőrendszer dinamikai modellje</i>	29
2.6. Dinamikus erőhatások élettartam csökkentő hatása	30
2.7. A szakirodalmi áttekintés összefoglaló értékelése	31
3. ANYAG ÉS MÓDSZER	33
3.1. Terepen vontatott szállítókocsit érő erőhatások	33
3.2. A vontatmány mint lengőrendszer	33
3.3. Jármű-terep kapcsolat modellezése	34
3.4. Eddig ismert fárasztóvizsgálati módszerek és értékelésük	34
3.5. Méréseszközök, és mérési módszerek	36
3.5.1. <i>A mérések alapelvei</i>	36
3.5.2. <i>Mérendő paraméterek</i>	37
3.5.3. <i>Mérő és adatfeldolgozó eszközök</i>	37
3.6. A szállítókocsi akadályleküzdő képességének mérése	42
3.7. A szállítókocsi szimulációja különböző gerjesztések esetén.....	45
3.8. Szállítókocsi járműdinamikai tulajdonságainak mérése	51
3.9. Szabadföldi vontatási vizsgálatok.....	53
3.10. Műpályás fárasztóvizsgálatok bemutatása.....	56
3.10.1. <i>Mérések görgős tesztpadon</i>	56
3.10.2. <i>Mérések a gödöllői körpályán</i>	58
3.10.3. <i>Akadálykalibrációs mérés</i>	61
3.10.4. <i>Különböző akadálytípusok gerjesztő hatásának vizsgálata</i>	64
3.11. Mérési eredmények kiértékelési szempontjai	65
3.11.1. <i>Terepprofil analízise</i>	65
3.11.2. <i>Teljesítménysűrűség spektrum meghatározása</i>	68
3.11.3. <i>Gyorsulások maximális és RMS értékeinek meghatározása</i>	71
3.11.4. <i>Gyorsulások szórása és vizsgálata a valószínűségi hálón</i>	73
3.11.5. <i>Fourier analízis a gyorsulásértékek elemzésére</i>	74
3.11.6. <i>Vontatási teljesítményigény meghatározása</i>	76
3.12. Lengésvizsgálat mérési eredmény kiértékelése	77
3.13. Az akadályleküzdő képesség virtuális mérésének kiértékelése.....	83
3.14. A szállítókocsi mozgás szimulációjának kiértékelése	83
3.15. Szabadföldi vizsgálatok mérési eredményeinek kiértékelése.....	85
3.15.1. <i>Talaj mechanikai tulajdonságainak hatása a vontatmányra</i>	86
3.16. Műpályás fárasztóvizsgálatok mérési eredményei	89
3.17. Akadálykalibrációs mérés kiértékelése.....	90
3.18. Különböző akadálytípusokon végzett mérések kiértékelése	93

3.18.1. A különböző akadálytípusokon mért eredmények kiértékelése.....	94
4. EREDMÉNYEK.....	101
4.1. Kapcsolatrendszer a terepprofil és jármű lengései között	101
4.2. Lengésgyorsulás értékek eloszlásának vizsgálata	105
4.3. Az akadály és kerék ütközésekor létrejövő gyorsulások meghatározása	106
4.4. Terepprofilok összehasonlító módszere	108
4.5. Épített akadályrendszerek összehasonlítása	108
4.6. Módszer az épített akadályrendszer kialakítására.....	109
4.7. A kutatás gyakorlati eredményei	111
4.8. Új tudományos eredmények	112
5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK.....	115
6. ÖSSZEFOGLALÁS	117
7. SUMMARY	119
8. MELLÉKLETEK	121
M1: Felhasznált irodalmak jegyzéke	121
M2: Az értekezés témaköréhez kapcsolódó saját publikációk	125
M3: Szállítóközi paraméterei	127
M4: Szállítóközi statikus terhelése és tömegközéppontja.....	128
M5: Terepen történő áthaladási képesség meghatározása	129
M6: Folytonos borítású, sima aszfaltút (Gödöllő, SZIE Kísérleti terület)	130
M7: Kavicsos-murvás földút (Gödöllő, SZIE Kísérleti terület)	131
M8: Homokos út (Gödöllő-repülőtér, Ökörtelek völgy)	132
M9: Agyagos út (Törökszentmiklós).....	133
M10: Töredezett borítású (kátyús) aszfaltút (Törökszentmiklós).....	134
M11: Szabadföldi mérések RMS kiértékelésének eredményei	135
M12: Gyorsított fárasztó vizsgálati eljárások RMS értékei.....	138
M13: Épített akadályrendszerek profilkiosztása.....	139
M14: Épített akadályrendszerek mérési eredményei	140
M15: Különböző akadályok lengésgerjesztő hatása.....	142
M16: A gumiabroncs felfekvési felületének változása.....	144
M17: Csillapodó lengőrendszert leíró összefüggések	145
M18: Különböző úttípusok statisztikai kiértékelése.....	146
M19: Mért gyorsulásértékek összehasonlítása különböző sebességek és eltérő akadályokon.....	147
M20: Mért gyorsulásértékek összehasonlítása különböző h/R értékek esetén	149
M21: Különböző akadálytípusokon történő áthaladás ütközési gyorsulásai	151
9. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS	153

JELÖLÉSJEGYZÉK

a :	jármú egy pontjának gyorsulása	[m/s ²]
a_{gmax} :	gerjesztő függvény maximális pozitív irányú lengésgyorsulása	[m/s ²]
a_{gmin} :	gerjesztő függvény maximális negatív irányú lengésgyorsulása	[m/s ²]
a_{vmax} :	válaszfüggvény maximális pozitív irányú lengésgyorsulása	[m/s ²]
a_{vmin} :	válaszfüggvény maximális negatív irányú lengésgyorsulása	[m/s ²]
A_i :	talaj deformációjára jellemző állandó	[-]
A :	lengőrendszer gerjesztett gyorsulás amplitúdója	[m/s ²]
A_0 :	lengőrendszer alap gyorsulás amplitúdója	[m/s ²]
c :	rugómerevség	[N/m]
c_{fh} :	hasonlósági egyenlet konstans értéke félhenger esetén	[-]
c_{zsz} :	hasonlósági egyenlet konstans értéke zártszelvény esetén	[-]
\bar{C} :	merevségi mátrix	[N/m]
d :	csillapítási tényező:	[Ns/m]
D_i :	disszipációs teljesítmény	[J/s]
D :	Lehr-féle csillapítási szám	[-]
\bar{D} :	csillapítási mátrix	[Ns/m]
D_f :	felfekvési felülete	[m ²]
D_k :	a kerék átmérője	[m]
E :	rugalmassági modulus	[GPa]
f :	frekvencia	[Hz]
f_0 :	periódus jel alapharmonikusa	[Hz]
\bar{F}_{ger} :	gerjesztő erő vektora	[N]
F_i :	tehetetlenségi erő	[N]
F_{VRMS} :	vonóerő-igény RMS értéke	[kN]
G :	egy kerékre jutó terhelés	[N]
$\bar{G}_{xx}(f)$:	a terepprofil spektrális teljesítménysűrűség mátrixa	[m ² s]
$\bar{G}_{yy}(f)$:	a gerjesztett lengőrendszer spektrális teljesítménysűrűség mátrixa	[m ² s]
$G_x(f)$:	terepprofil spektrális teljesítménysűrűség függvénye	[m ² s]
$G_y(f)$:	gerjesztett lengőrendszer spektrális teljesítménysűrűség függvénye	[m ² s]
h :	zártszelvény magassága	[m]
$\bar{H}_{xy}(f)$:	a lengőrendszer átviteli frekvenciafüggvény mátrixa	[-]
$H(\omega)$:	nagyítástényező függvény	[-]
J_1 :	tömegközéppont tehetetlenségi nyomatéka a tengelyre nézve	[kgm ²]
J_2 :	a tömegközéppont tehetetlenségi nyomatéka a hossz tengelyre nézve	[kgm ²]
K :	talaj deformációjára jellemző állandó	[-]
K_0 :	talaj deformációjának sebességére vonatkozó állandó	[-]
L :	mintavételezés hossza	[m]
l :	nyomtávolság	[m]
l_1 :	tömegközéppont és a jobb oldali kerék nyomvonalának távolsága	[m]
l_2 :	tömegközéppont és a bal oldali kerék nyomvonalának távolsága	[m]
m :	tömeg	[kg]
\bar{M} :	tömegmátrix	[kg]
n :	hullámszám	[1/m]
P :	lengőrendszer teljesítménye	[W]
P_{cs} :	csúszási teljesítmény veszteség	[kW]
P_{em} :	emelkedési teljesítmény-igény	[kW]
P_g :	gördülési teljesítmény veszteség	[kW]

P_{gy} :	gyorsítási teljesítmény-igény	[kW]
P_v :	vontatási teljesítmény-igény	[kW]
r :	félgömb akadály sugara	[m]
R :	a gumibroncs statikus sugara	[m]
RMS_p :	profil négyzetes középértéke	[cm]
t :	idő:	[s]
t_I :	lengési idő intervallumának eltolása	[s]
t_0 :	illesztési paraméter ideje	[s]
T :	kinetikus energia	[J]
T_i :	T idő fél intervallumot jelöli	[s]
T_0 :	függvény periódusideje	[s]
T_G :	spektrális teljesítménysűrűség függvény területe	[mm ²]
U :	potenciális energia	[J]
V :	talaj deformáció sebességére vonatkozó állandó	[-]
v_t :	talajterhelés sebessége	[m/s]
v_v :	vontatási sebesség	[m/s]
W :	lengőrendszer munkavégzése	[J]
$x_{1,2}$:	korrigált profil	[cm]
x_0 :	kitérés a kezdő pillanatban	[m]
\bar{x}_t :	számtani átlag	[m/s ²]
x :	elmozdulás	[m]
X :	lengőrendszer gyorsulás amplitúdója	[m/s ²]
y_0 :	kezdeti térfogattömeg	[g/cm ³]
y :	a tömegközéppont vertikális irányú elmozdulása	[m]
y_1 :	a jobb kerék vertikális irányú elmozdulása	[m]
y_2 :	a bal kerék vertikális irányú elmozdulása	[m]
y_3 :	a vonószem vertikális irányú elmozdulása	[m]
z :	talaj deformáció	[m]
α :	fáziseltolódás szöge	[°]
β :	merev kerék és talaj, valamint az akadály érintési pontja közti szög	[°]
β_e :	első terepszög	[°]
β_h :	hátsó terepszög	[°]
β_{krit} :	kritikus terepszög	[°]
ε :	fajlagos nyúlás	[-]
Λ :	logaritmikus dekrementum	[-]
μ :	csillapítás viszonyszám	[1/s]
ς :	csillapítási viszonyszám	[-]
ξ_t :	t pillanatban bekövetkezett esemény értéke	[m]
$\xi_t(\omega)$:	egy útszakasz valószínűségi változója t időpillanatban	[m]
$\xi_t(\omega_0)$:	egy gépegyedre vonatkozó realizáció függvénye	[m]
$\xi(\omega)$:	konkrét útszakasz teljes profiljához tartozó valószínűségi változó	[m]
$\xi(x)$:	útszakasz profiljának vertikális irányú valószínűségi változója	[m]
σ :	szórás	[-]
φ_x :	fázisszög	[°]
χ :	kitérés mértéke	[m]
ω_0 :	periodikus jel körfrekvenciája	[1/s]
ω_{cs} :	csillapított rezgés frekvenciája:	[Hz]
ω_e :	egy útszakaszra vonatkozó elemi esemény	[-]

1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK

1.1. A választott témakör jelentősége

Magas fokú megbízhatóság, költséghatékony gyártás, funkcióknak megfelelő optimális kialakítás, súlycsökkentés, élettartamra történő alkatrésztervezés... Néhány példa a napjainkban oly gyakran elhangzó elvárásoknak, melyeknek a konstruktőrök által fejlesztett gépeknek meg kell felelniük. A jelenlegi piaci igényeinek megfelelően mind a jármű-, mind pedig a mezőgazdasági gépiparban egyre tökéletesebb és megbízhatóbb járműveket kell tervezni és legyártani. Ahhoz, hogy a konstruktőr tervezőmunkája során megfeleljen ezen elvárásoknak, számos információra van szüksége. Ilyen információ a jármű szerkezetének méretezéséhez elengedhetetlenül szükséges útprofilok egyenetlenségeiből adódó gerjesztések dinamikus igénybevételeinek ismerete.

A termékfejlesztés tervezést követő lépése az elkészült prototípus gépek funkcionális és szilárdsági tesztelése és validálása. A fejlesztés ezen fázisában győződik meg a tervező arról, hogy a fejlesztett szerkezet méretezését megfelelően végezte-e el.

Az eltérő terepviszonyokon történő közlekedésre tervezett járművek esetén a terepprofilból adódó gerjesztések ismerete nélkülözhetetlen információ. A terepen közlekedő járművek fárasztóvizsgálata számos esetben a valós terepi körülményeknél fellépő hibajelenségektől eltérő meghibásodásokat eredményezett. Ez arra vezethető vissza, hogy az eddig használt vizsgálati módszerek nem, vagy nem elegendő pontossággal modellezik a valóságban is előforduló, járműveket érő erőhatásokat. A terepen vontatott járművekre ható, a szerkezetet igénybevevő hatások megismeréséhez méréssorozatok lefolytatása szükséges. A mérési eredmények felhasználásával létrehozott terepmodellek segítségével lehetőség nyílik a valóságban is előforduló erőviszonyokat jobban megközelítő fárasztóvizsgálati és méretezési módszerek kidolgozására.

A terepen mozgó járművek, ide sorolva a vontatmányokat is, mozgásának vizsgálatával a terepjárás-elmélet foglalkozik. A talaj és jármű kapcsolatával a Szent István Egyetem Gépészmérnöki Karának Folyamatmérnöki Intézetében a Járműtechnika Tanszéken már több évtizede folynak kutatások. Az itt folyó kutatások eredményeinek bemutatását a Laib (2002) által szerkesztett Terepen mozgó járművek című könyv foglalja össze. A tanszéken elért kutatási eredményeket alapul véve kezdtem meg a kutatásaimat.

1.2. Célkitűzés

Minél szélsőségesebb körülmények között használunk egy járművet, az annál hamarabb elhasználódik, tönkremegy. Ahhoz, hogy megállapítsuk, milyen hatások befolyásolják járműveink élettartalmát, ismernünk kell az azokat kiváltó környezeti hatásokat. A kutatás célja egy olyan terepviszony jellemzőket összehasonlító módszer kidolgozása és kipróbálása, amelynek segítségével a fárasztóvizsgálatok során mért erőhatások összevethetőek a terepen mozgó járművekre ható erőhatásokkal.

A különböző terepviszonyokon közlekedő járműveket érő erőhatások ismeretében készíthető olyan, fárasztóvizsgálatok lefolytatására alkalmas eljárás, mellyel a normál üzemi körülmények mellett előforduló hatások modellezhetőek. Az új járműkonstrukciók fejlesztése során így gyorsabb és pontosabb képet kaphatunk a szerkezet várható meghibásodási helyeiről, mely hozzájárul a járművek pontosabb és ez által költséghatékonyabb méretezéséhez.

A kutatás célkitűzése tehát, a terepen közlekedő járművek és a terepviszonyok között létrejövő kapcsolatrendszer elemzése. Bővebben a terepprofilból, azaz a mikro és makro akadályokból eredő, járművekre ható gerjesztések leírása, vizsgálata és ezen hatások összehasonlítására alkalmas módszer kidolgozása.

A célkitűzés pontosítása során a következő követelményeket fogalmaztam meg az összehasonlító módszer kidolgozását megelőzően:

1. Az útprofilokat összehasonlító módszer, mérőjármű használata nélkül, csupán a profiladatok felhasználásával bárhol elvégezhető és kiértékelhető legyen.
2. A módszer egyértelmű és rangsorolható eredményeket adjon a különböző útprofilok járműveket igénybevevő hatásairól.
3. Az összehasonlító módszer során kapott eredmények felhasználhatóak legyenek a gyorsított fárasztóvizsgálatok során alkalmazott mesterséges útprofilok kialakítása során.
4. Az összehasonlító módszer felhasználásával két különböző fárasztóvizsgálati rendszer járműveket igénybevevő hatása is összehasonlítható legyen.
5. A kidolgozásra kerülő módszer alapján létrehozott mesterséges útprofilok járműveket igénybevevő hatásának meg kell egyeznie az eredetileg, a normál üzemi körülmények mellett rögzített útprofil igénybevételeket okozó hatásával.

2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS

2.1. Jármű-talaj kapcsolat

A célkitűzésnek megfelelően meg kell vizsgálni a jármű és terep kapcsolatrendszerét. A kutatás során a terepjárás-elmélet tárgykörébe tartozó módszereket és elméleti megfontolásokat vettem alapul. A terepjárás-elméleten belül a gumiabroncs-talaj kapcsolat témakör foglalkozik a terepen gördülő kerék kinematikai és kinetikai vizsgálatával. A vizsgálatok során a gördülő kerék és pálya viszonyát meghatározó négy modell közül – a gumiabroncs-talaj kapcsolatra legjobban jellemző – a „deformálódó kerék gördülése deformálódó pályán” modellt célszerű a megfelelő terepmodell leírásához alkalmaznunk. A modell alapján első lépésben külön foglalkoztam a deformálódó talaj mechanikai viselkedésével és profilrendszerének statisztikai elemzésével, ezt követően pedig a járművet, mint lengőrendszert leíró irodalmakat tekintetem át.

A kerék alatt létrejövő talajdeformáció energiát nyel el, amely a gördülő mozgást hátráltatja, ez tehát része a gumiabroncs-talaj kapcsolatban kialakuló gördülési ellenállásnak. A másik, a gördülő mozgást hátráltató tényező a gumideformáció. A jármű terepen való mozgása során a terep egyenetlensége függőleges lengéseket gerjeszt, amely energiaveszteséggel jár és a lengések gerjesztette tömegek további járulékos talaj- és abroncsdeformációt hoznak létre. A gördülési ellenállást, mint ahogy a klasszikus Omeljanov-i (1948) képlet is kifejti, két tényező befolyásolja jelentősen: a talaj és a gumiabroncs. E két anyag kerékterhelés okozta deformációja, valamint a terepprofil gerjesztette sztochasztikus lengésgyorsulások tömegerejének járulékos deformációja a talajban és a gumiban okozza a gördülési ellenállást. A gördülési ellenállás tehát négy komponensre bontható, ebből kettőt a talaj, kettőt a gumiabroncs befolyásol.

Tehát a terepegyenetlenségek következtében – még sík terepen haladva is – a jármű helyzeti energiája időpillanatról időpillanatra változik. A változó talaj- és gumideformáció változtatja a jármű helyzeti energiáját, ennek köszönhetően a vontatott szerkezetek vonóerő igénye, valamint a járművet igénybevevő erőhatások is dinamikusan változóak. A mikroakadályok azaz a jármű lengéseit gerjesztő útprofilok tulajdonságait csak statisztikai függvények segítségével lehet leírni. A talajfelszín borító terepegyenetlenségek matematikai leíró összefüggéseit Gedeon (1981) szerint sztochasztikus, más megközelítésben kaotikus folyamatoknak nevezzük. A sztochasztikus folyamatok a kaotikus események vagy alakzatok olyan fizikailag összetartozó csoportja, amelyek összes statisztikai paramétere azonos.

A terepegyenetlenségek sztochasztikussága miatt a járműre ható erőhatások jellege is hasonlóképpen sztochasztikus jellegű lesz. Ebből azt a következtetést lehet levonni, hogy a jármű-talaj kapcsolatrendszerének vizsgálata során, egy olyan analitikai módszert kell kiválasztani, amely numerikus számítások segítségével statisztikus eredményeket szolgáltat.

2.2. Terepen vontatott járművekre ható erőhatások

Terepen történő vontatás során számos dinamikusan változó erő hat a vontatott szerkezetre. Laib et al. (1998) Traktorok – Autók könyvében megfogalmazottak alapján a dinamikus hatásokat módosító tényezők: a szerkezet tömege, a csillapító- és rugalmas elemek, a vontatási sebesség, a haladási iránnyal megegyező gyorsulás és lassulás, valamint a terepviszonyok hatásai. A terepviszonyok járművekre gyakorolt hatásait elsősorban a terepprofilra, másodsorban a talaj mechanikai tulajdonságaira lehet visszavezetni. A vontatás során fellépő dinamikus hatásokat mérésrel és statisztikai kiértékelő módszerekkel lehet meghatározni.

A mezőgazdaságban vontatott szerkezetek kerekei tolt vagy futókerekesek lehetnek, amelyek feladata a rájuk eső teher hordása. A talaj a kerékre ható erők hatására összenyomódik. A talajra merőleges, azaz normál irányú terhelés hatására alakul ki a gördülési ellenállás.

A gyorsulva vagy lassulva haladó járműnél dinamikusan változó erők lépnek fel. A fellépő erők számításához figyelembe kell venni a tehetetlenségi ellenállást is. Jelentős dinamikus erők ébrednek a gyorsuló vagy lassuló járműveknél akkor is, ha az egyenetlen talajon közlekedik. Ez utóbbi esetben ugyanis a talaj egyenetlenségeiből adódó lökések jelentős, többnyire függőleges gyorsulásokat kelthetnek.

Mind a haladó, mind pedig a forgó mozgást végző szerkezeti részeknél tehetetlenségi erők (F_t) lépnek fel melyet az

$$F_t = ma = m \frac{dv}{dt} \quad (2.1)$$

összefüggés segítségével lehet meghatározni. A gyorsulva haladó mozgásból adódó tehetetlenségi erő a teljes járműre, és pedig a jármű tömegközéppontjában hat, iránya pedig párhuzamos a mozgás irányával. A (2.1) összefüggés alapján megállapítható, hogy a járműre ható erők, amelyek a jármű igénybevitelét okozzák arányosak a jármű adott pontjának gyorsulásával.

Az út vagy terep egyenetlenségein áthaladó vontatmány a profil egyenetlenségei miatt kialakuló gerjesztő erők hatására lengésbe jön. A jármű több szabadságfokú, ezért összetett lengések keletkeznek. Ha ismerjük az útprofil által gerjesztett lengésekből a tömegközéppontban ébredő gyorsulás függőleges komponensét, továbbá a forgó lengések szöggyorsulását, a gerjesztés által létrehozott járulékos dinamikus tengelyterhelések kiszámíthatók. Az útgerjesztés következtében a dinamikus tengelyterhelések elérhetik a statikus tengelyterhelés többszörösét is.

2.2.1. *A vontatmányok csoportosítása és rendszerezésük*

A mezőgazdaságban alkalmazott járművek nagy része nehéz terepi körülmények között látja el feladatát. Számos változata létezik a járművek csoportosításának, a terepen vontatott szerkezetekre ható terhelések szempontjából a következő megközelítés a legcélravezetőbb. Laib et al. (1998) szerint a vontatmányokat érő erőhatások alapján két fő csoportra lehet bontani a vontatott szerkezeteket. Az első csoportba olyan két- vagy többtengelyes járművek tartoznak, amelyek csak a vonóerő-igény szempontjából terhelik a vontató gépet, míg a másik csoport, a félig függesztett vontatmányok, melyek tömegük jelentős részével a vontató járművet terhelik, így növelve annak adhéziós súlyát. A félig függesztett rendszerű vontatmányok esetében a terepegyenlenségekből származó erőhatások nem csak a vontatmány kerekein keresztül, hanem a vontató jármű mozgásából adódóan a vonószemen is átadódnak.

2.3. **A talaj mechanikai tulajdonságai a jármű-talaj kapcsolatban**

A terepegyenlenségek igénybevevő hatásának vizsgálata előtt meg kell ismerni a deformálódó talaj mechanikai tulajdonságait. Különböző talajtípusoknak eltérő, a hatóprofilból adódó gerjesztő tulajdonságuk, valamint a talaj szemcseszerkezetéből (belső súrlódásából) adódó csillapító hatásuk van. Kézdi (1954) szerint a mechanikai tulajdonságot nagymértékben befolyásolja a talaj inhomogenitása, nedvességtartalma valamint a külső hőmérséklet is. Az inhomogenitás a különböző talajtípusok, növényzet és egyéb idegen anyagok keveredéséből adódik. A nedvességtartalom befolyásolja a talaj konzisztenciáját, tapadó képességét. A külső hőmérséklet befolyásolja a talajban található nedvesség mennyiségét, valamint halmazállapotát. Söhne (1952) szerint mindezen tényezők változása befolyásolja a terepen közlekedő jármű mozgásképeségét és ez által módosítja a jármű élettartamát.

Jól látható, hogy a talaj valamint a terepviszonyok befolyása a járműszerkezetekre igen sok változótól függ. Különböző talajon gördülő kerék modelleket írtak le, például: Morin (1840), Bernstein (1913), M. G. Bekker (1956) és Söhne (1953) által is vizsgált és leírt összefüggések, de jelenleg olyan egységesen is elfogadott modell, ami a rugalmas talaj valamint a rugalmas kerék kapcsolatát jól modellezné, még nem létezik.

Hazánkban Arany (1943), Rázsó (1958) és Stefanovits (1975) foglalkoztak elsőként a talaj mechanikai és fizikai tulajdonságának kapcsolatával. Sitkei (1972) szerint a talaj fizikai-mechanikai tulajdonságait az alábbi tényezők befolyásolják:

- A talaj szemcseszerkezetének eloszlása, a talaj humusztartalma és a kötőanyagok jelenléte
- A talaj térfogati sűrűsége
- A talaj víztartalma, pontosabban a talaj víztenziója (pF-szám)
- A talaj szerkezeti állapota, a rögök és morzsák eloszlása, a külső és belső pórushányad
- Az igénybevétel módja és nagysága, a talaj, a telített állapot kivételével, mindig összenyomható s ezzel térfogati sűrűsége nő. A szemcsék egymáshoz viszonyított elmozdulása ugyanakkor a kohéziós erőket csökkenti
- A terhelés sebessége, a tehermentesítési ciklus lefolyása

A szemcsék mérete a kolloid mérettartományba eső részecskéktől, a néhány centiméter átmérőjű közettörmelékgig változhat. Az egyes szemcsecsoportok (homok, iszap, agyag), számszerű arányát a Stoppel-féle (1952) háromszög diagrammal vagy az úgynevezett szemcseeloszlás diagrammal jellemezhető. A különböző szemcsecsoportok jellemző fizikai tulajdonságokkal bírnak. A homok-szemcsefrakció között jelentéktelen a tapadóerő. Az iszapfrakció szemcséi egymáshoz erősebben tapadnak, a szemcsék átmérője jellemzően 0,2-0,002 mm. Az agyagfrakció szemcséi nagy fajlagos felületűek, a szemcsék közötti tapadóerő jelentős, melyet Kézdi (1952) valamint Sitkei (1986) is megállapított.

Talajok víztartó képességére jellemző szám a pF szám, melynek elemzésével Rajkai (1988) valamint műszaki értelemben vett vizsgálatával Sitkei (1991) foglalkozott. Vízzel való telítettsége függvényében más-más a pF értékeket kapunk, ugyan annál a talajnál is. Talajok pF száma: 0-7 érték között változhat, amely a vízoszlop centiméterekben kifejezett szívóhatás (nyomás) 10-es alapú logaritmus. Magyarországon Várallyay (1973) alakította ki és vezette be a talajok víztartó képességének meghatározását szolgáló mintavételi módszert, és mérésére a homok- és kaolinlapos, valamint a nyomásmembrános készülékeket. Mivel ez meglehetősen időigényes folyamat (akár 2-3 hónap is lehet) Rajkai (2004) módszert dolgozott ki a víztartó képesség becslésére a talaj tulajdonságai alapján. A talaj víztartó képességének diszkrét elemes vizsgálatával (DEM) Zang (2006) foglalkozott, melynek során modellezte a talajszemcsék közötti vízréteg összetartó erejét.

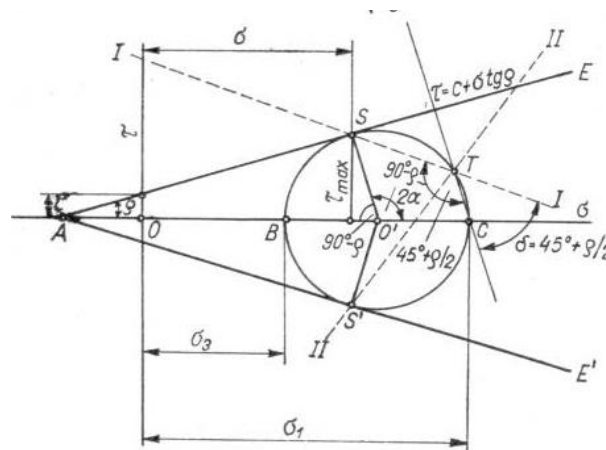
A talaj külső, mechanikai terhelésekkel szembeni ellenálló képességét a talaj szilárdsága határozza meg. A talaj szilárdságát meghatározó legfontosabb tulajdonságok a nedvességtartalom, illetve nedvességpotenciál, a szemcse- és agyagásvány összetétel, a szervesanyag-tartalom, a térfogattömeg és a pórusok mérete melynek kutatásával Sitkei (1991) és Kiss (2001) is foglalkozott. A terepjáró járművek és a talaj kapcsolatáról Laib (1989), (2002) írt átfogó tanulmányt, amelyben az itt kialakuló erők kölcsönhatásáról ír. A terepen közlekedő járművek mozgásuk közben kétfajta igénybevételt okoznak a talajnak:

- Normál jellegű igénybevételt, amely a jármű súlyerejéből adódik (taposás).
- Nyírás jellegű igénybevételt a hajtott kerekek kerületi ereje okozta terhelés és a vonóerő kifejtéséhez közben.

Rajaram és Erbach (1999) mérése szerint, mely magában foglalja a kúpos index értéket, kohéziót és talaj szemcseméret értékeit, a talaj szilárdsága növekedett a száradás függvényében. Ibarra et al. (2005) kimutatta, hogy a tömörödés mindig növeli a talaj szilárdságát, és a tömörítés utáni szárítás erősíti a talajszilárdságot. Söhne (1953) a traktorkerekek alatti tömörítés illetve talajnyomás szilárdsági változásait vizsgálta. Raper (2005) arról számolt be, hogy a nedvesség rontott a talaj szilárdságán, és a megnövekedett víztartalom módosította a talaj sűrűségét. A talaj sűrűségi illetve lazítottsági állapotának, azaz porozitásának vizsgálatával Czeratzki (1972) foglalkozott.

A talajszerkezet befolyásolja a mechanikai paraméterek változását, így a járműnyom szerkezetére is hatással van. Sánchez-Girón és társai (1998) szerint a magasabb agyagtartalmú talaj teherbíró képessége a normálirányú terhelésekkel szemben nagyobb. Horn és Fleige (2003) kimondta, hogy a talaj szilárdsága megváltozott a talaj szerkezetének és felépítésének módosulásával. Peng et al. (2004) vizsgálatai alapján megállapította, hogy a talaj szilárdságát a talaj szerkezete és a kezdeti talaj térfogattömeg befolyásolta. Minél durvább a talajszemcsék szerkezete és mérete, annál alacsonyabb a szilárdsága. Sommer (1985) szerint a talaj nedvességtartalma jelentős hatással van az abroncs és a talaj erőkapcsolatának jellemzőire. Ez a hatás függ a talaj szemcseösszetételétől. Minél kisebb szemcse szerkezetű a talaj, a nedvességtartalom hatása annál erőteljesebb. Söhne (1969) szerint a nedvességtartalom hatása homoktalajokon nagyon kicsi, míg vályog, illetve agyagtalajoknál 12-20 % közötti nedvességtartalom esetén a talaj szilárdsági jellemzői (nyomászilárdság, kohézió, súrlódási tényező) eléri a maximumot, majd ezek után ismét csökkenek a Procto-görbe szerint.

A talaj mechanikai tulajdonságait leginkább az adott talajra jellemző feszültségállapotok jellemzik. A legcélszerűbb a talajban ébredő feszültségeket a Mohr-féle feszültségábrázolási módszerrel (2.1. ábra) jellemezni. Általános esetben a különböző normál terhelések hatására létrejött feszültségek Mohr köreit burkoló egyenes, a Coulomb egyenes, melynek felvételével meghatározható a talaj belső kohéziója. A különböző talajtípusok esetében a kohéziót meghatározó egyenes eltérő meredekségű, illetve egyes talajtípusok esetében különböző lefutású görbe is lehet. A kohézió mértéke az egyik legfontosabb talajra jellemző mechanikai tulajdonság, melyet két talajtípus összehasonlításánál figyelembe kell venni.



2.1. ábra: A talaj általános feszültségi állapota és Mohr-köre (Faur et al. 2011., p. 8)

A terepen történő mozgás vizsgálatokor a talaj függőleges teherbíró képessége a talaj függőleges deformációval szemben kifejtett ellenállását jelenti. Az adott talajra jellemző érték továbbá a talaj tömörítettsége a mélység függvényében. Ennek a paraméternek a segítségével következtethetünk a talaj rétegeinek teherviselő képességére.

A másik fontos szempont a terepen történő mozgás esetén a talaj nyíró igénybevétellel szembeni ellenálló képessége. A talaj-jármű kapcsolatrendszer esetén a hajtott kerék alatt az átadott nyomaték miatt a talaj elnyíródik. Kománcsi (1992) folytatott vizsgálatokat a különböző talajfélések nyírással szembeni ellenálló képességének matematikai leírásáról. A talaj nyírással szembeni ellenállása nagyban befolyásolja a járműszerkezetek kerekeinek szlip veszteségeit, így közvetett módon a járművek fogyasztását is. Kománcsi (2006) tanulmányt készített a két és összerék hajtású járművek talajnyíró tulajdonságainak összevetéséről is. A vontatott szerkezetek esetében a talaj elnyíródása csak kismértékben jellemző, vontatás során nagymértékben csak a fékkel rendelkező vontatmányok fékezése esetén lépnek fel ilyen igénybevételek a talaj irányába.

A talaj kiterjedését nézve végtelen féltérnek tekinthető. A végtelen féltér rugalmas terheléseinek viszonyait a 19. század végén Boussinesq (1883) dolgozta ki, mely módszereket Sitkei (2002 a) használta fel a talaj mechanikai tulajdonságainak vizsgálata során.

Sitkei (1986) szerint a deformálódó gumiabroncs és deformálódó talaj kapcsolata egy sokváltozós, összetett rendszer. A merev pályamodelltől eltérően a talaj a jármű kereke alatt deformálódik, összenyomódik. Az összenyomódás során a terepprofil módosul, így a jármű mozgási energiája elnyelődik, ami visszavezethető a talaj lengéseket csillapító hatására. Azaz a járműre ható erők talajon történő átvontatása során kisebb mértékben hatnak, mint merev profilú útburkolatok esetében. Több olyan modellt is kidolgoztak mely jó megközelítéssel írja le a talaj deformációjának járműre gyakorolt vibráció elnyelő, vagy másképpen csillapító hatását is. Ilyen tanulmány készített Park (2004) amiben leírja, hogy mérései alapján milyen mértékű vibrációk léptek fel a járművön különböző állapotú talajok esetén.

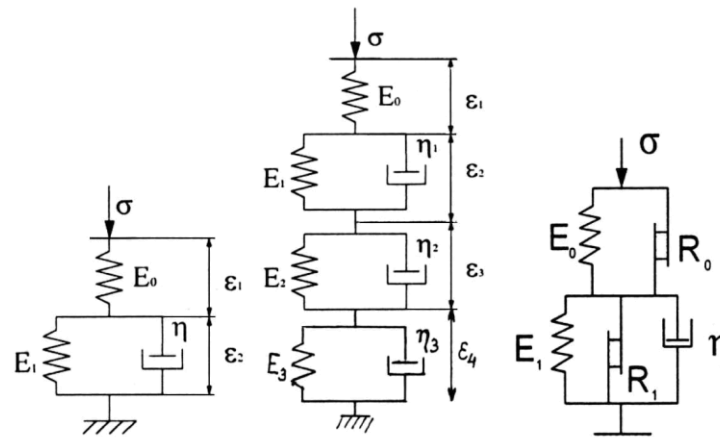
A talaj a szabad pórushányad rovására összenyomható, mivel a levegő könnyen távozik a talajból. A Sitkei (1972, a) leírása alapján a hézag nélküli talaj, valamint a vízzel telített talaj gyakorlatilag összenyomhatatlan. Ilyenkor a talaj külső erők hatására plasztikusan folyik, miközben össztérfogata nem változik. A talaj viszkoelaszto-plasztikus anyag, vagyis a feszültség-deformáció összefüggés a terhelés sebességétől is függ és jelentős maradó deformációval kell számolni. Sitkei (1972, b) nyomán a nyomás (p) deformáció (ε) összefüggés az alábbi formában használható

$$p = K \left[e^{A_0 y_0 \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}} - 1 \right]. \quad (2.2)$$

A fenti kifejezések egy adott terhelési sebességre vonatkoznak. A sebesség hatása úgy vehető figyelembe, ha az egyenlet K állandóját a sebesség függvényében írjuk fel:

$$K = K_0 \left[1 + 0,95 \left(1 - e^{-\frac{v_t}{V}} \right) \right] \quad (2.3)$$

A viszkoelasztikus és plasztikus viselkedés pontosabban csak nem-lineáris reológiai modellek segítségével írhatók le. A legegyszerűbb általánosan használható modell a háromelemes reológiai modell és annak változatai. Az egyszerű háromelemes modell csak viszkoelasztikus tulajdonságok leírására alkalmas és csak rövid idejű terhelésekre. Több Kelvin-elem sorba kapcsolásával hosszabb idejű terhelés illetve kúszás és relaxáció is jól leírható. A plasztikus deformáció csak súrlódásos elemek alkalmazásával írható le.



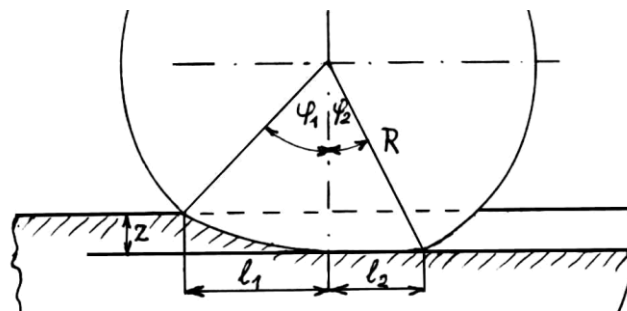
2.2. ábra: A háromelemes reológiai modell és változatai (Laib L. 2002 p. 92.)

A viszkoelasztikus modelleket (2.2. ábra) lineárisan viselkedő anyagokra dolgozták ki. Ez azt jelenti, hogy a modellben szereplő rugalmas és viszkózus elemek állandóak. A korábban lefolytatott mérési eredményekből azonban világosan látható, hogy tömörítéskor ezek az elemek nagymértékben változnak. Ezért a modelleket nem-lineáris formában kell kezelni.

A modellek differenciál egyenletei a nem-lineáris esetre is levezethetők. Megoldásuk azonban csak numerikusan lehetséges. Ezért célszerűnek mutatkozott olyan közelítő eljárás keresése, amely elegendően egyszerű, ugyanakkor pontossága elfogadható.

A dinamikus penetrométer által meghatározott mért értékek felhasználásával a talajtípusra jellemző reológiai modell számítógépes szimuláció segítségével meghatározható. Ahhoz azonban, hogy összefüggést találjunk a talaj reológiai modellje és a jármű lengéseit csillapító hatása között ismerni kell a gumiabroncs alatti benyomódás sebességét.

A kerék alatti terhelési sebesség a tényleges haladási sebességtől és a relatív besüllyedéstől függ



2.3. ábra: Az abroncs felfekvése deformálódó pályán (Sitkei 1972, b)

Az átlagos terhelési sebesség az 2.3 ábrán feltüntetett z deformáció és az l úthossz megtételéhez szükséges idő hányadosaként számolható. A φ_1 befogási szög a relatív besüllyedés négyzetgyökével arányos.

$$\varphi_1 = 116,6 \sqrt{z/D_k}, \quad (2.4)$$

Ezek után az ismert összefüggések

$$v = \frac{D_k \pi n}{60}, \text{ és } \varphi_1 = 6nt \quad (2.5)$$

felhasználásával a közepes terhelési sebesség

$$u_k = \frac{z}{t} = 0,983 \cdot v \cdot \sqrt{z/D_k} . \quad (2.6)$$

A gyakorlatban elfogadott $v=2$ m/s (7,2 km/h) haladási sebesség mellett a közepes terhelési sebesség 0,2-0,5 m/s között változhat a relatív besüllyedéstől függően. A φ_2 szögelfordulás alatt a terhelés gyakorlatilag állandó és itt a kúszás jelensége áll fenn. Ez utóbbi még kismértékben növeli a besüllyedést.

A terepi vizsgálatok során, a különböző terhelések hatására történő talajfelszín benyomódás mérési eredményeiből, valamint a gumiabroncs talajra ható terhelési sebességének meghatározásával leírható az adott talaj deformációjára jellemző karakterisztika. A karakterisztika ismeretében kiválasztható a megfelelő reológiai modell, amely a legjobban megközelíti a mért értékeket. A megfelelő modell ismeretében már létre lehet hozni olyan talajfelszín modellt, amely hasonlóan viselkedik a terepi méréseknél tapasztaltakkal. A talaj deformációs modelljének pontosításán számos kutatócsoport dolgozik, hiszen ennek nem csak mezőgazdaság viszonylatában, hanem az űrkutatásban is jelentős szerepe van.

2.4. Terepegyenetlenség leírása

A terepen mozgó járművek elméletével foglalkozó rendszerezett kutatómunka az 1954-ben, Bekker által megalapított Land-Lo-motion laboratóriumban kezdődött el. Bekker (1956) az elért kutatási eredményekről összefoglaló művet jelentetett meg. Ekkor tudatosodott a szakmai közvéleményben a tudományág elnevezése, a terepjárási-elmélet. A terepjárási elméleti kutatások az 1950-es évektől indultak meg intenzíven.

Az újítást a kerék-pálya modellek új értelmezése adta. Az eddigi modellek a merev kerék - merev pálya, merev kerék - deformálódó pálya, deformálódó kerék - merev pálya kapcsolatán alapultak. Az új modell a deformálódó kerék - deformálódó pálya kapcsolata, azaz a fűvott gumiabroncs és a terep közötti kölcsönhatás értelmezése melyről Kiss (2001) és Laib (2009) is beszámoltak tanulmányaikban. A terepen közlekedő vontatott jármű esetében, a deformálódó pálya (terep) és a jármű között fellépő erőhatásokat kell figyelembe venni, a két rendszer egymásra hatásának összefüggéseit Bekker (1976) foglalta össze.

A mezőgazdasági és terepjárművek fejlesztésénél elsődleges szempont a terepen való haladás, azaz a mozgékonyság biztosítása. Ezen a területen jelentős kutatási eredményeket értek el Laib (1989) majd Laib (2002) és munkatársai, kidolgozták a terepen mozgó járművek mozgásképségének meghatározására alkalmas mozgékonyági modellt.

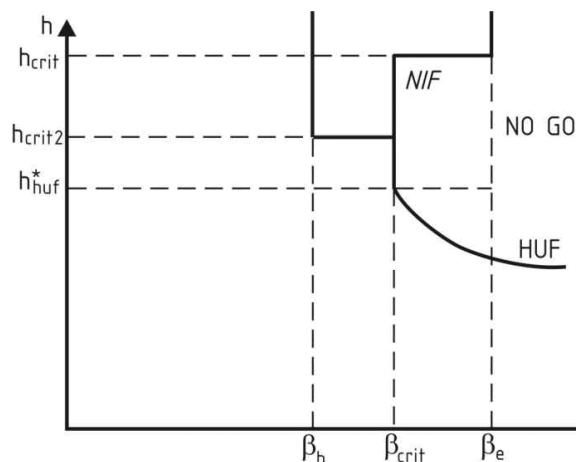
A terep és a környezet tulajdonságai jelentősen befolyásolják a jármű sebességét, így a mozgékonyságát is (Kiss 2009). A terep sajátosságaihoz tartozik a lejtőszög, a terep makroakadályai, a mikroakadályok, a növényzet és a talaj típusa és mechanikai tulajdonsága.

A terep geometria tulajdonsága alapján megkülönböztethetünk mikro- és makro- akadályokat. Minden olyan akadályfajtát, ami 250 milliméternél kisebb mikroakadálynak, míg az ettől nagyobbakat pedig makroakadálynak nevezünk. A makro akadályok esetén megkülönböztethetőek lépcsős- árok- és gát- jellegű akadálytípusokat. Laib (2009) csoportosítása szerint ide tartoznak a nagyobb kövek, sziklák, árkok, vízmosások, kidőlt fatörzsek, de ide tartoznak a patak- és folyómedrek is. A gyepeképző növények viszont segíthetik a jármű ingoványos, süppedékes területen való áthatolását. A jármű geometriája (mellső és hátsó kinyúlás, szabad has-magasság) alapvetően befolyásolja a leküzdhető makroakadály nagyságát (Laib) 2002, Mezei (2009) leírása szerint.

A járművek mozgásképeségének megállapításánál első és legfontosabb kritérium, hogy a jármű geometriai kialakításából adódóan átjusson ezen akadályokon. A makroakadályok esetén fontos szempont, hogy a vontatott szerkezet az áthaladás során ne veszítse el a stabilitását, azaz ne csússzon le a terepakadályról, valamint ne boruljon fel. A jármű makroakadály-leküzdő képességét Laib (1994) alapján a jellemző áthatolási „VSE” függvény szerkesztésével lehet meghatározni.

Az áthatolási, vagy a VSE (Vehicle Slope Elevation) görbét Bekker (1960) és csoportja alakította ki. Egy adott járműre elkészítve, a görbe megmutatja a jármű általános makroakadály-leküzdő képességét (2.4. ábra). Ezt a diagramot a jármű geometriai adataiból lehet elkészíteni. Megmutatja a lejtőszög (β) függvényében a még leküzdhető akadályok magasságát (h). A görbe két részből áll:

- A has-felütközés határgörbéje, a HUF (Hang Up Failure)
- És az első, illetve a hátsó konzol-akadály kapcsolat jellemzéséből a NIF (Nose In Failure).



2.4. ábra: Áthatolási görbe (VSE görbe) (Laib L. 2002, p. 290.)

A koordináta-tengelyek és a hozzájuk közelebb eső vonalak által határolt területbe eső akadályokon a jármű át tud haladni, míg az ezen területen kívül esőkön elakad. Ez a görbe a terepjáró járművek makroakadály-leküzdő képességének általános jellemzésére és összehasonlítására ad lehetőséget. Egy jármű mikroakadály-leküzdő képessége annál jobb, minél magasabban van a járműre vonatkozó VSE függvénye.

A haladó jármű lengégyorsulásait nem csak a terep domborzati formáiból adódó makroakadályok, hanem a talaj felszínét borító mikroakadályok is gerjesztik. A terepprofil mikroakadály-rendszerének járműveket gerjesztő hatásaival valamint az így létrejövő vibrációval Laib (1996) foglalkozott tanulmányában. Mikroakadályoknak vagy terepprofilnak nevezzük a talajfelszín érdességét Kiss (1999). A terepprofil mérhető tereptulajdonság. Kiss (2001) doktori értekezésében mutatott rá arra, hogy háromféle állapotot különböztetünk meg: deformálatlant (szűz) profil, a ható profil, amely a jármű kereke alatt az áthaladás pillanatában alakul ki, és a jármű áthaladása után mért deformált profil. A jármű függőleges lengéseire nagymértékben hat a terepprofil Ju et al. (2010) megfogalmazása alapján. A lengést gerjesztő profil a ható profil. Ha a lengések kedvezőtlenül befolyásolják a jármű stabilitását, felborulásra lehet számítani.

A mikroakadályok hatásának tanulmányozása a szerkezetekre már sokkal összetettebb feladat, mivel ezen profiltípusokat csak statisztikai függvényekkel lehet leírni. Az útprofilnak mint a jármű gerjesztő rendszerének vizsgálata a hatvanas évek elején kezdődött meg. Az Amerikai Egyesült Államokban Bogdanoff és Kozin (1961) volt az első, aki az útprofil leképzésével foglalkozott. A méréseket kezdetben optikai úton végezték. Később speciális készüléket szerkesztettek. A profil

leképzését a mérőkerék végzi, amely az azonos nagyságú hajtókerék középpontja körül fordul el. Az elmozdulás nagyságát elektromos érzékelők regisztrálják és továbbítják a jelrögzítőbe. A mérőkészüléket giroszkóp tartja vízszintesen. Bogdanoff (1961) munkájában összefoglalja azt a matematikai apparátust, melynek segítségével az útprofil matematikailag is leírható.

Európában Coenenberg (1962) volt az első, aki az útprofil leképzésével foglalkozott. Optikai módszerekkel dolgozott. A matematika apparátus hiánya miatt azonban csak közelítő kiértékelést végzett. Vizsgálata csupán egyes útprofilra terjedt ki. Wendeborn (1965) és Mitschke (1979) már mezőgazdasági utakat is vizsgált. A leképzést optikai úton végezték. Az adatok kiértékelésekor a sztochasztikus folyamatok elméletet is felhasználták. A mezőgazdasági utak, szántóföldek terepegyenetlenségeire ma már rendelkezünk mérési eredményekkel, többek között Sayers et al. (1996) útprofilok méréséről és kiértékeléséről készült tanulmányában található megfelelő pontossággal felvett profil adatokat.

Az időben változó terhelésnél kifáradási folyamat indul meg, ami az alkatrész terhelhetőségének folyamatos csökkenését eredményezheti. Márialigeti (1994) szerint a kifáradási folyamat alakulására döntő befolyással van a terhelés időbeli viselkedése, ezért fontos a tényleges $F(t)$ terhelés-idő függvény vizsgálata. Az $F(t)$ függvény sok változó körülmény befolyásolja így matematikai statisztika és a valószínűségszámítás módszereit kell alkalmazni. A sztochasztikus folyamatok elemzését Márialigeti (2008) valószínűségszámítás alapmódszereit ismertető művében foglalta össze.

A sztochasztikus folyamatok elmélete az időben lejátszódó véletlen folyamatokkal foglalkozik, ilyen folyamatnak tekinthetők Gedeon (1981) valamint Abarbanel (1996) megállapítása alapján a tereprofilok és a járművekre ható a tereprofilból származtatható lengésgyorsulások is.

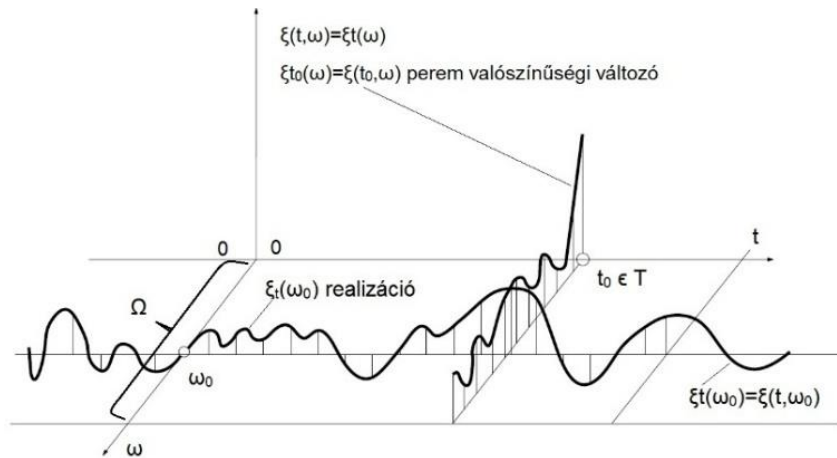
Egy időben lejátszódó véletlen folyamat egy realizációjának a lefutása Márialigeti (1994) terhelésanalízis elemzésének alapján azt jelenti, hogy minden időpillanatban valamilyen, a folyamattal kapcsolatos, általunk megfigyelt esemény következik be. Borsa (2001) szerint determinisztikus folyamatoknál egy folyamat újbóli lefutása esetén, ugyanabban az időpillanatban ugyanaz az esemény fog bekövetkezni, míg ez sztochasztikus folyamatok esetén nem áll fenn. A sztochasztikus folyamatok fogalma a matematikában egy általános függvényosztályt jelöl. Ezen folyamatok vizsgálatainak matematikai alapjait teljes kifejtésben például Korn és Korn (1975) kézikönyvében, más vonatkozásaiban Csáki (1974) professzor szabályozástechnika könyvének 3.2 fejezetében találhatók.

A sztochasztikus folyamatok elmélete az időben lejátszódó véletlen folyamatokkal foglalkozik. Egy folyamat egy realizációja azt jelenti, hogy minden pillanatban a folyamattal kapcsolatos általunk megfigyelt esemény következik be.

Abban az esetben, ha a folyamat ismételt lefutása után az első lefutás és a második lefutás során kiválasztott ugyanazon t időpillanathoz tartozó ζ_t valószínűségi változó megegyezik, akkor a folyamat determinisztikus.

A következő lépésben bevezetésre kerül egy útszakaszra vonatkozó elemi esemény (ω) amely utal a realizációval kapcsolatos minden kezdeti paraméterre és későbbi eseményre. Továbbá be kell vezetni a $\zeta(\omega)$ amely egy konkrét útszakaszon mért teljes útprofilhoz tartozó valószínűségi változó. Ha megvizsgáljuk egy útszakasz valószínűségi változójának t időpillanatban vett értékét ($\zeta_t(\omega)$) és ezt összevetjük egy másik útszakasz ugyanabban az időpillanatban vett valószínűségi változójával akkor sztochasztikus folyamatok esetén a két érték értelemszerűen nem fog megegyezni.

Ha a rögzített t időpillanatban megvizsgáljuk több útszakasz realizációjának $\xi_t(\omega)$ valószínűségi változóját, értelmezhetjük ezen pontok perem valószínűségi változóját ($\xi_t(\omega_0)$). A perem valószínűségi változót jól szemlélteti a 2.5. ábra.



2.5. ábra: Sztochasztikus folyamat perem valószínűségi változója (Márialigeti J. 1994, p. 9.)

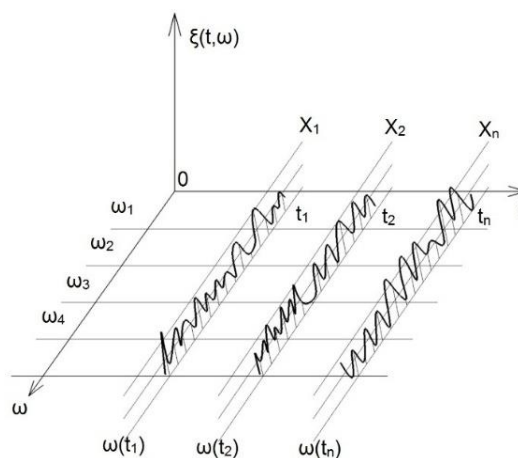
A peremvalószínűségi változók együttes eloszlásfüggvénye már felírható,

$$P\{\xi_{t_1}(\omega) < x_1; \xi_{t_2}(\omega) < x_2; \dots; \xi_{t_n}(\omega) < x_n\} = F_{\xi_{t_1}, \xi_{t_2}, \dots, \xi_{t_n}}(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (2.7)$$

összefüggéssel, amely leírja a folyamat valószínűségi viselkedését. A H esemény azt jelenti, hogy t_1, t_2, \dots, t_n időpontokban a sztochasztikus folyamat értékei éppen az adott X_1, X_2, \dots, X_n intervallumokban vannak. Ezt az összefüggést a

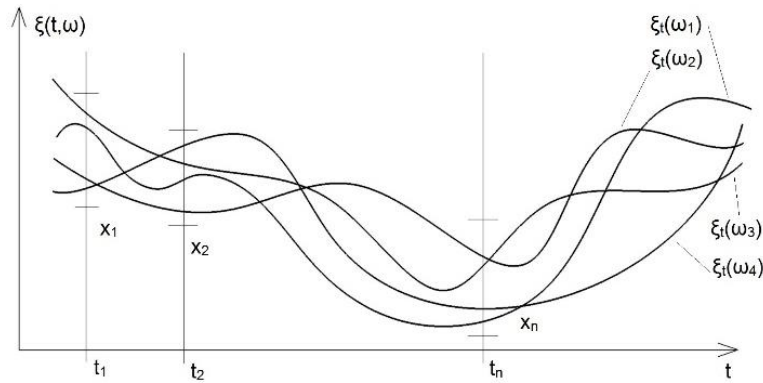
$$\begin{aligned} H(t_1, t_2, \dots, t_n; X_1, X_2, \dots, X_n) &= \{\xi_{t_1}(\omega) \in X_1, \xi_{t_2}(\omega) \in X_2, \dots, \xi_{t_n}(\omega) \in X_n\} = \\ &= \{\omega(t_1) \in x_1, \omega(t_2) \in x_2, \dots, \omega(t_n) \in x_n\} \end{aligned} \quad (2.8)$$

egyenlet írja le. A 2.6. ábrán a peremvalószínűségi változók lefutását mutatja be az egyes vizsgálati időpillanatokban.



2.6. ábra: A peremvalószínűségi változók és az X halmazok elhelyezkedése (Márialigeti J. 1994, p. 10.)

Ugyanezen peremvalószínűségi változók eloszlásának másik vetületét az 2.7. ábra mutatja be.



2.7. ábra: Realizációk vetülete (Márialigeti J. 1994, p. 10.)

A peremvalószínűségi változó az együttes sűrűségfüggvény integrálásával adódik, melyet a

$$P\{H(t_1, t_2, \dots, t_n; X_1, X_2, \dots, X_n)\} = \int dF_{\xi_{t_1}, \xi_{t_2}, \dots, \xi_{t_n}}(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (2.9)$$

összefüggés segítségével lehet meghatározni.

Ha a H eseményhez P szerinti valószínűségeloszlás függvényeket tetszőleges n számra meg tudjuk adni, a folyamat viselkedését tetszés szerinti pontossággal jellemezni tudjuk. Ezt nevezzük közvetlen valószínűségi leírásnak.

A sztochasztikus folyamatokat különböző statisztikai függvények segítségével lehet jellemezni. Ilyen függvény a peremvalószínűségi változó $m(t)$.

$$m(t) = M[\xi_t(\omega)], \quad t \in T. \quad (2.10)$$

A folyamat $\xi_t(\omega)$ realizáció ezen $m(t)$ függvény, mint középérték körül ingadoznak. Hasonlóan itt is értelmezhető a szórásnégyzet időfüggvény $d^2(t)$, amelyet a

$$d^2(t) = M\{\xi_t(\omega) - m(t)\}^2 = D^2[\xi_t(\omega)] \quad (2.11)$$

egyenlet segítségével írhatunk le.

A sztochasztikus folyamatok vizsgálatában jelentős szerepet játszanak a több valószínűségi változó kölcsönös függésének vagy függetlenségének jellemzésére bevezetett korrelációs együtthatóval, illetve kovarianciával analóg mennyiségek is. A korreláció megmutatja két tetszőleges érték közötti lineáris kapcsolat nagyságát és irányát. Ebben az esetben ez arra alkalmazható, hogy meghatározzuk, egy útprofil függvény mennyire hasonlít ugyanezen útprofil későbbi szakaszára. A kovariancia függvény segítségével lehet meghatározni két egymástól különböző változó, ebben az esetben útprofil együttmozgását. A kétváltozós függvényeknél legyen $s, t \in T$, $s < t$ a $B(s, t)$ autokorrelációs függvény a

$$B(s, t) = M\{\xi_s(\omega) \cdot \xi_t(\omega)\} \quad (2.12)$$

összefüggéssel határozható meg, a $C(s, t)$ autokovariancia függvényt a

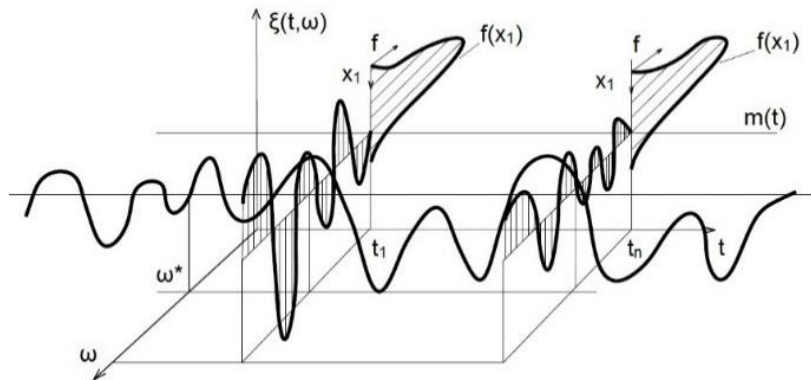
$$C(s, t) = M\{[\xi_s(\omega) - m(s)] \cdot [\xi_t(\omega) - m(t)]\} \quad (2.13)$$

összefüggés segítségével lehet meghatározni. Ezek alapján az $R(s,t)$: normált autokorrelációs függvényt az

$$R(s,t) = \frac{C(s,t)}{d(s) \cdot d(t)} \quad (2.14)$$

egyenlet segítségével értelmezhetjük. Ha a normált autokorrelációs függvény értéke kicsi, akkor a két útprofil valószínűségi változója között a lineáris kapcsolat gyenge.

Ha a vizsgált profilok peremeloszlás értékei, rögzített τ időköznyi távolságban megegyeznek a két peremeloszlás értéke azonos, akkor a folyamat szigorúan stacionárius. Ez azt jelenti, hogy minden realizációs függvény azonos $m(t)$ érték körül ingadozva, minden t -re azonos eloszlású illetve sűrűségű függvénnyel rendelkezik. Az 2.8. ábrán feltüntetett függvényen egy szigorúan stacioner folyamat látható.



2.8. ábra: Első rendű szigorúan stacionárius folyamat (Márialigeti J. 1994, p. 13.)

A tereprofil paraméterek további elemzése során azt kell megállapítani, hogy lehet-e egy úttípuson belüli útszakasz tereprofiljaiból a többi útszakasz profiljaira vonatkoztatni. Más megfogalmazásban milyen körülmények között lehet a sztochasztikus folyamat egy $\zeta_i(\omega)$ ω_0 rögzített realizációjából a folyamat valószínűségi struktúrájára nézve következtetéseket levonni.

Teljesen általános $\zeta_i(\omega)$ folyamat esetén ez nem lehetséges, bizonyos megszorítások esetén azonban igen. Laib L. (1989) értekezése alapján igazolható, hogy stacionárius sztochasztikus folyamatoknál egyetlen realizációból is megfelelő következtetéseket lehet megállapítani a többi útszakaszra nézve.

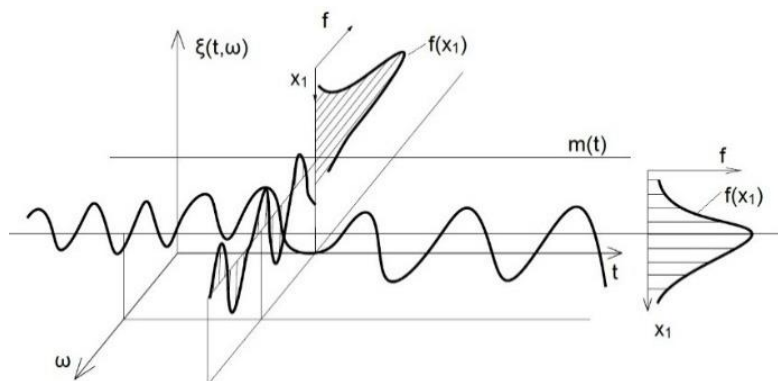
Amennyiben a folyamat várható értéke, mint egyetlen realizáció időátlaga is meghatározható, akkor az

$$m(t) = M[\zeta_t(\omega)] = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T \zeta_t(\omega_0) dt = const, \quad (2.15)$$

továbbá ha az autokorrelációs függvényekre is igaz, hogy $\tau = t - s$ esetén a

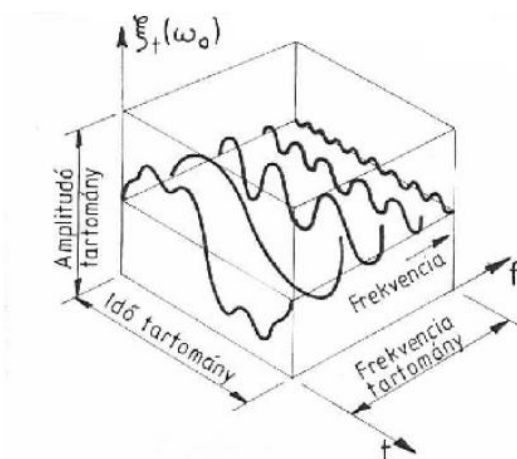
$$B(\tau) = B(s,t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T \zeta_t(\omega_0) \cdot \zeta_{\tau+t}(\omega_0) dt, \quad (2.16)$$

akkor kijelenthető, hogy a folyamat ergodikus. Ebben az esetben elegendő egy, megfelelően hosszú, azaz reprezentatív realizáció vizsgálata. Tehát ha a 2.9. ábrán látható módon a realizáció időátlaga és autokorrelációs függvénye állandó akkor ergodikus a folyamat.



2.9. ábra: Ergodikus sztochasztikus folyamat (Márialigeti J. 1994, p. 15.)

Amennyiben megállapítottuk, hogy a sztochasztikus realizációnk stacioner és ergodikus kijelenthetjük, hogy kellően hosszú terepprofil regisztrátum esetén általános érvényű következtetéseket vonhatunk le az adott terepszakaszról. Ennek ismeretében már elvégezhető az adott profilszakasz frekvenciatartományban vizsgált spektrális analízise. A spektrális függvények mérnöki alkalmazási módjairól és gyakorlati hasznáról Bendat et al. (1980) írt tanulmányt. Hazánkban a sztochasztikus jelenségek átfogó tanulmányozásával és annak statisztikai leírásával Gedeon (1993) foglalkozott. Az 2.10. ábrán egy regisztrátum frekvenciatartományon történő spektrális analízise látható.

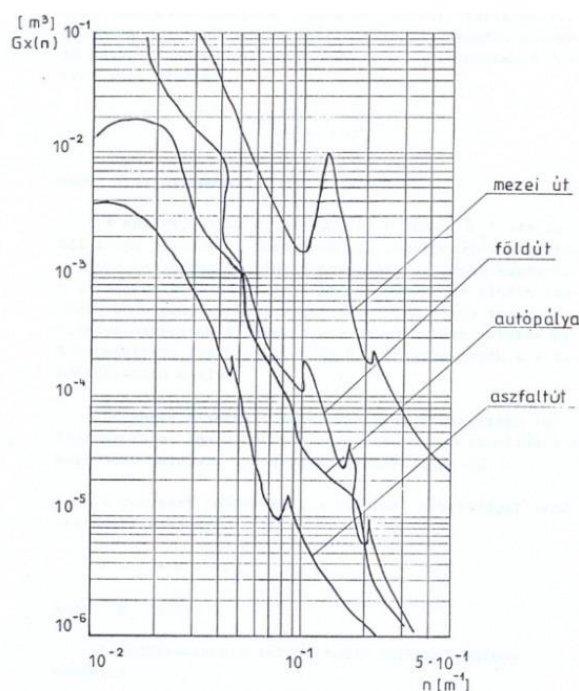


2.10. ábra: Az amplitúdó és a frekvenciatartomány értelmezése (Márialigeti J. 1994, p. 16.)

A spektrális sűrűségfüggvényt más néven teljesítménysűrűség spektrumnak (power spectral density) nevezik. A PSD függvények formailag megegyeznek a Fourier-transzformáció összefüggésével melyet a

$$G_x(n) = \lim_{L \rightarrow \infty} \frac{1}{2L} \left(\int_{-L}^L |\xi(x) e^{-jnx}| dx \right)^2 \quad (2.17)$$

képlet alkalmazásával tudunk meghatározni. Az 2.11. ábrán különböző úttípusokra jellemző spektrális teljesítménysűrűség függvény ($G_x(n)$) látható.



2.11. ábra: Tereprofilok teljesítmény sűrűség spektruma Dodos és Robson szerint (Laib L. 1989, 12. ábra)

Korábbi kutatások, valamint Laib és Gedeon mérései alapján azt az általános érvényű következtetést lehet levonni, hogy kellő hosszúságú és mintavételezésű útprofil regisztrátum esetén igaz, hogy a profilok sztochasztikus eloszlása stacioner és ergodikus.

A spektrális sűrűségfüggvény elvben tulajdonképpen egy folytonos és sima integrálspektrumfüggvény deriváltjának is tekinthető. A derivált függvény eredetéhez hasonlóan folytonos és sima kell legyen. Mint az 2.11. ábra is mutatja, a gyakorlatban ez a feltételezés nem valósul meg. A szomszédos függvénypontok között gyakran nagyságrendi különbségek is előfordulnak. Az ezen rendellenességek vizsgálatára indított hazai kutatás eddigi eredményei alapján valószínű, hogy az útfelületek és más hasonló jelenségek (vasúti vágányok, áramlási turbulencia, stb.) spektruma tulajdonképpen nem folytonos, hanem diszkrét vonalas szerkezetűek Gedeon (1999) megfogalmazása szerint. Ilyen irányú kutatásokat korábban a szintén sztochasztikus turbulens rendszerek esetében Kovásznay (1976) folytatott. Mivel az új spektrumszámítási módszer még kipróbálás és fejlesztés alatt van és a hagyományos spektrumokkal végzett mérnöki számítások pontossága megfelelő, a gyakorlatban a hagyományos eljárás továbbra is alkalmazható.

A terepakadály leküzdő képesség vizsgálata során elkerülhetlenné vált, hogy a nagyszámú változók miatt a gumiabroncs-talaj kapcsolatrendszer kezelésére és a számítások felgyorsítására számítógépes modellt hozzanak létre. A modellezés csak az egyes részjelenségeket függvényekbe foglalva és az egész jelenséget leíró függvénykapcsolatokba rendezve alkalmazható. Először Rula és Nuttal (1977) majd az amerikai hadsereg számolt be arról, hogy számítógépes mozgékonyági modellt dolgoztak ki, de ezek a megfelelő függvénykapcsolatok hiányában nem voltak alkalmazhatóak. Schmid (1995) tíz éves koncentrált kutatóprogramot folytatott a gumiabroncs-talaj kapcsolat dinamikai modellezésére. A modell két fő programból áll, részei: az ORIS (Off-Road Interactive Simulation) és a VENUS-FEM szimulációs rendszer. Az előbbi egy komplex jármű-terep-vezető rendszert szimulál, jármű, terep, éghajlati, gumiabroncs-talaj és erőátviteli bemenő adatokkal, a kimenő adatok pedig az alapvető üzemeltetési adatok, mint a vonóerő, sebesség, kerékfordulat, szlip, gyorsulás stb. A program második része, a VENUS-FEM, a gumiabroncs-talaj kapcsolatot modellezi. El-Gawwad és Crolla (1999) a Leeds-i Egyetemen a bordázott gumiabroncs-talaj matematikai modelljét dolgozták ki MATLAB szoftver segítségével.

A modell a bordák és a talaj közötti erőhatásokat vizsgálja függőleges-, hosszanti- és kereszt irányban.

A számítógépes járműszimulációkban a Pacejka-féle Magic Formula Tyre Model az egyik legismertebb algoritmus a gumiabroncs-szilárd útburkolat modellezésére. Ez egy félempirikus gumiabroncs modell, mely azon alapszik, hogy mérési adatokra előzetesen meghatározott függvénykapcsolatokat illeszt úgy, hogy minimalizálja a hibát a mérési adatok és a modell kimenő adatai között. Palkovics a Pacejka-féle (1991) modellt felhasználva, neurális háló alkalmazásával pontosabb, jobban használható járműszimulációs modellt hozott létre Neuro-Tire Model néven.

Sitkei (1986) az első kutató, aki Magyarországon átfogó tanulmányt készített a terep-jármű rendszer modellezésével kapcsolatosan. Öt csoportban összefoglalta a modellezéshez szükséges alapadatokat, mint bemenő adatrendszert: 1. a járműre vonatkozó adatok, 2. a talajra vonatkozó adatok, 3. a terep adatai, 4. környezeti adatok és 5. az emberi tényezők. Kerekes- és lánctalpas járművekre is megadta a függvénykapcsolatok rendszerét. Szamba vette a modellszámítások lehetséges kijövő adatrendszerét.

Laib (1989) nevéhez fűződnek a mozgékonyági modellezéssel kapcsolatos munkálatok. A Magyar Hadsereg mozgékonyági modellje Laib vezetésével készült el. A modell kiszámolja az össztömeget, a gördülési ellenállás, az emelkedési ellenállás és a gyorsítás vonóerő szükségletét, a teljesítmény ráfordítást, a hajtóanyag-felhasználást, az út megtételéhez szükséges időt és az átlagsebesség nagyságát. A program értékeli a jármű adott terepszakaszra vonatkozó mozgékonyágát, a jármű „megy” illetve „nem megy” értékeléssel. Laib az útgerjesztés meghatározására a Gedeon-módszer szerint Gedeon (1983) három paramétert vezetett be: a léptékparamétert (L), az egyenetlenségek szórásnégyzetét (σx^2) és az (α) úttípustól függő állandót.

A mikro- és makro akadályok járműre gyakorolt hatása sok szempontból nagy jelentőséggel bír mind az áthaladási képesség, mind pedig a járművet igénybevevő hatások szemszögéből is. Minden terepen közlekedő jármű esetében így például a katonai járművek esetében is fontos szempont az akadályleküzdő képesség vizsgálata. Erre jó példa Durst (2011) cikke, ahol ismerteti, hogy az amerikai hadsereg megbízásából milyen kutatásokat folytatnak az *RMS* és *PSD* paraméterek felhasználásával a fraktálmélet segítségével a terepviszonyok megállapítására.

2.5. A vontatott jármű, mint lengőrendszer

A jármű-talaj kapcsolatrendszeréből az előző fejezetekben a talaj mechanikai tulajdonságainak, valamint az útprofil statisztikai tulajdonságainak bemutatására került sor. Ebben a fejezetben a kapcsolatrendszer másik elemével, a járművel, mint lengőrendszerrel fogok foglalkozni. A különböző terepprofilok gerjesztő hatására a jármű szerkezete lengésbe jön, amely terhelések lényegesen befolyásolják a szerkezetben ébredő tényleges feszültségeket. Ezek a lengések főleg abban az esetben válnak ki kritikus, akár azonnal tönkremenetelt a szerkezetben, ha a gerjesztés a jármű, tönkremenetel szempontjából kritikus pontjának, egyik sajátfrekvenciájának maximális értékéhez esik közel. Ezért fontos a terheléseket és a rendszer terhelésekre adott választás frekvencia összetétel alapján vizsgálni. Ennek alapja a jármű megfelelő pontosságú dinamikai modelljének létrehozása.

A tényleges szerkezetek tömeggel rendelkező rugalmas elemekből állnak, ezért lengő rendszerként viselkednek. A lengőrendszerek dinamikai összefüggéseinek általános leírását többek között M. Csizmadia, és Nándori (1997) mozgástan könyvében valamint Gedeon (1981) lengéstan könyvében találhatjuk meg. A rendszer válasza a külső gerjesztésre lényegesen befolyásolja az ébredő tényleges feszültséget. E tekintetben a terhelés-függvény frekvencia összetétele a fontos, főleg ha a gerjesztés a rendszer valamely sajátfrekvenciájához esik közel.

A dinamikai modellezéssel tágabb értelemben Ludvig (1973) foglalkozott hazánkban. A járműtechnika dinamikai modellezésének alapjait Mitschke (1975) dolgozta ki a múlt század hetvenes éveiben. Jelentős elméleti eredményeket ért el a tárgykörben Rohtenberg (1951) és Hacsatirov (1976). A sztochasztika és a véletlen lengések alkalmazása terén úttörő munkát végzett Fábíán Lajos (1974) aki először alkalmazta az útprofil teljesítmény-sűrűség függvényét a jármű egyszerűsített dinamikai modelljének gerjesztésére.

Stépán (1999) a kerekek oldallengését vizsgálta nemlineáris körülmények figyelembevételével. A fúvott gumibroncs deformáló talaj kapcsolatát Fervers (2004) véges elemes módszer (FEM) segítségével elemezte, mely során a különböző gumibroncs nyomásának hatásmechanizmusát leíró modellt hozott létre. Az 1990-es évektől többlettömegű merev rendszerek dinamikai vizsgálatára több számítási eljárást és számítógépes program-csomagot (ADAMS, DADS) dolgoztak ki. Ezekben nagy szerepe volt Wehage (1991) amerikai mérnöknek. 1996-ban jelent meg Gillespie (1996) könyve a közúton haladó járművek dinamikai vizsgálatáról. Az itt felsorolt néhány tanulmányból is látható, hogy számos vizsgálat foglalkozik a jármű-talaj kapcsolatrendszerrel valamint a járművek dinamikai tulajdonságaival.

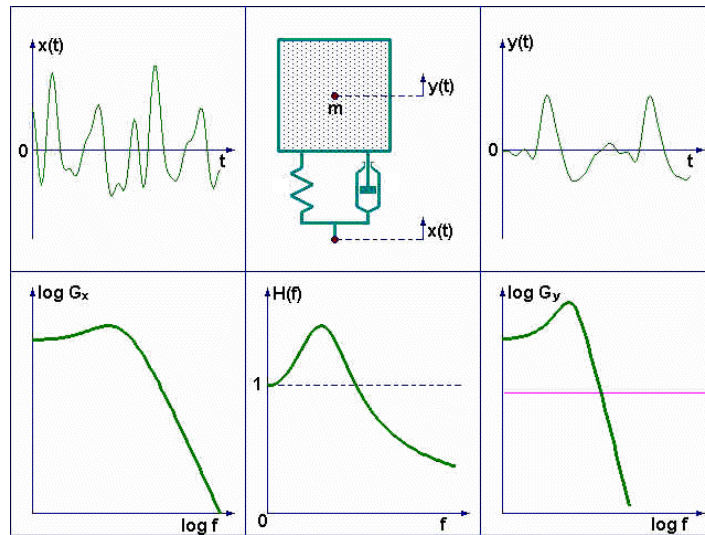
2.5.1. Átviteli függvény

A járművek, beleértve a vontatmányokat is tömeggel rendelkező rugalmas elemekből állnak ezért lengő rendszerként viselkednek. Minden lengőrendszer gerjesztő erő hatására lengésbe jön, a lengések amplitúdója valamint frekvenciája függ a gerjesztés mértékétől, valamint a lengőrendszer dinamikai tulajdonságaitól. A járművek esetében ezen tulajdonság függ a szerkezet tömegétől és tömegközéppontjától, a rugalmas valamint a csillapító elemek számától, nagyságától valamint azok elhelyezkedésétől. Tehát a gerjesztő függvény hatására adott válaszfüggvény a jármű dinamikai tulajdonságaitól függ. A két függvény közötti kapcsolatot, amely a jármű dinamikai tulajdonságára utal átviteli, vagy más megnevezésben nagyítási függvénynek nevezzük. A lengő rendszerek átviteli függvényeinek vizsgálatánál amplitúdó és frekvencia tartományban való vizsgálat szükséges.

A vontatmány átviteli függvényének meghatározása egy egyszabadságfokú lineáris lengőrendszer harmonikus gerjesztésre adott átviteli függvényének leíró egyenletéből vezethető le. Az 2.12. ábrán látható egy egyszabadságfokú lineáris csillapított, azaz harmonikus lengőrendszer útgerjesztésre ($x(t)$) adott válaszfüggvénye ($y(t)$). Általános esetben az egyszabadságfokú lengőrendszert az

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + d \frac{dx}{dt} + cx = F \sin \omega t \quad (2.18)$$

egyenlet írja le.



2.12. ábra: Egyszabadságfokú lineáris lengőrendszer sztochasztikus gerjesztése (Laib L. 2002, p. 248.)

A rendszer csillapítás nélküli saját-körfrekvenciája (α_0) a

$$\alpha_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (2.19)$$

egyenlet megoldásával határozható meg, míg a csillapítási viszonyszám a

$$D = \frac{d}{2m\alpha_0} \quad (2.20)$$

összefüggéssel számolható. A gerjesztés ω körfrekvenciája és a csillapítás nélküli saját-körfrekvencia a

$$\zeta = \frac{\omega}{\alpha_0} = \frac{2\pi f}{\alpha_0} \quad (2.21)$$

jelölést bevezetve az állandósult lengés és a gerjesztés amplitúdójának aránya, a nagyítástényező ($H(\omega)$) a gerjesztési frekvencia függvényében az

$$H(\omega) \Rightarrow H(\zeta) = \frac{\sqrt{1+4D^2\zeta^2}}{\sqrt{(1-\zeta^2)^2 + 4D^2\zeta^2}} \quad (2.22)$$

összefüggéssel írható le. Ez a leírás alkalmas sztochasztikus gerjesztések nagyítási, vagy más néven átviteli függvény esetén is. Mivel a spektrális sűrűségfüggvény az amplitúdók négyzetével arányos, a stacionárius sztochasztikus $x(t)$ elmozdulással gerjesztett rendszer $y(t)$ lengésének spektrális sűrűségfüggvénye a frekvencia függvényében a

$$G_y(f) = |H(f)|^2 \cdot G_x(f) \quad (2.23)$$

egyenlettel határozható meg. Tehát ahhoz, hogy megismerjük a gerjesztett lengőrendszer spektrális teljesítményfüggvényét, meg kell határozni a lengőrendszer nagyítási tényezőjét, valamint meg kell határozni a gerjesztő útprofil teljesítménysűrűség függvényét is. Belátható, hogy az egyenlet két tagjának ismeretében a harmadik számolható. Például ha ismert a gerjesztő és a válasz spektrális sűrűségfüggvény, kiszámolható a rendszer átviteli függvénye.

A korábban ismertettek alapján az útprofil regisztrátumai alapján meghatározható az adott útszakasz spektrális teljesítménysűrűség függvénye, amely a lengőrendszert gerjeszti. A *PSD* (Power Spectral Density) vagy másnéven teljesítménysűrűség spektrum összehasonlításával valamint a profil gerjesztésének járművekre gyakorolt hatásával többek is foglalkoztak. A traktorok szabadföldi vizsgálataival többek között Fekete (1968) és Nguyen (2011) foglalkoztak, ahol különböző sebességek mellett vizsgálták a szerkezeten mért lengésgyorsulások értékét. A gerjesztés hatására a jármű minden pontja lengésbe jön, melyet a pontok elmozdulásaival illetve ebből következően lengésgyorsulásaival lehet jellemezni. A lengésgyorsulások értékei alapján meghatározható a rendszer válaszfüggvénye és az így kapott adatok alapján elvégezhető a jármű terhelésanalízise. Egytömegű lineáris lengőrendszerek esetén, Reza N. Jazer (2007) *Vehicle Dynamics* című könyvének IV. fejezetében találunk leírást arról, hogy hogyan lehet meghatározni a szerkezet súlypontjának lengésgyorsulásait a gerjesztő erő hatására. A lengőrendszerek 2.24 általános egyenletéből meg lehet határozni

$$x(t) = A\sin\omega t + B\cos\omega t = X\sin(\omega t - \varphi_x) \quad (2.24)$$

a lengőrendszer elmozdulását ($x(t)$) leíró összefüggést. Ebből meghatározható egy pont sebessége

$$\dot{x}(t) = X\omega\cos(\omega t - \varphi_x) \quad (2.25)$$

és

$$\ddot{x}(t) = -X\omega^2\sin(\omega t - \varphi_x) \quad (2.26)$$

és gyorsulása is. Ebből kifejezhető egy pont lengésamplitúdó sebessége

$$\dot{X} = \frac{\omega}{\sqrt{(c-m\omega^2)^2 + d^2\omega^2}} \quad (2.27)$$

és

$$\ddot{X} = \frac{\omega^2}{\sqrt{(c-m\omega^2)^2 + d^2\omega^2}} \quad (2.28)$$

gyorsulása is. Fontos kihangsúlyozni, hogy a fenti összefüggés csak egytömegű lineáris lengőrendszerekre igaz.

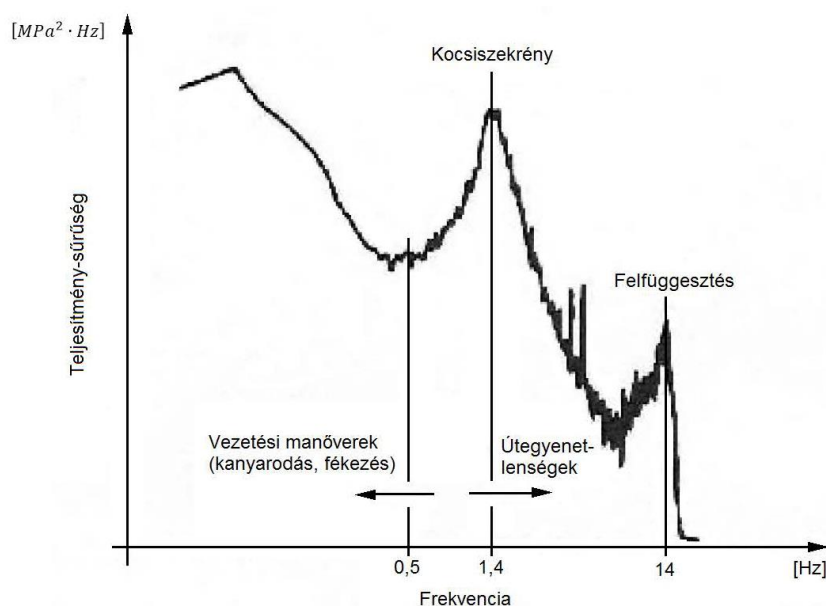
A válaszfüggvény lengésamplitúdó spektrumát Fourier-transzformáció segítségével lehet leképezni a lengésgyorsulások regisztrátumaiból. Általános alakban a Fourier-féle sorfejtés a következő

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(n2\pi f_0 t) + b_n \sin(n2\pi f_0 t)] \quad (2.29)$$

alakban írható fel. Ezzel a felírási móddal lehetőség nyílik a rendszer fáziseltolási szögének kimutatására is, azonban célszerűbb a mérési eredmények kiértékelésénél a gyors Fourier-transzformációt alkalmazni a (2.30.) összefüggés alapján. Ebben az esetben a fáziseltolás értéke nem meghatározható, de a számítási idő sebessége lényegesen lecsökkenthető.

$$G_x(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(x)e^{2\pi f x} dx \quad (2.30)$$

Az 2.13. ábrán egy jármű lengésgyorsulásainak Fourier-transzformációval készített frekvenciaanalízis látható.



2.13. ábra: Jármű lengéseinek frekvenciatartomány analízise Máriaaligeti mérései alapján (Máriaaligeti J. 1994, p. 17.)

A gyors Fourier eljárások részletes ismertetése, megtalálható a szakirodalomban többek között Bendat és Piersol (1971) valamint Bracewell (1986) által készített könyvekben. Az alkalmazás szempontjából a gyors Fourier módszerek közös tulajdonsága, hogy a feldolgozáshoz 2 hatványainak megfelelő számú (1024, 2048, 4096, stb.) mintavételi pontszámot használnak fel.

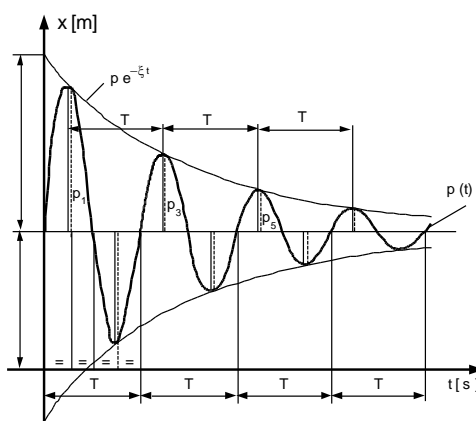
2.5.2. Önlengésszám meghatározása

A vontatmányok lengéstani tulajdonságainak meghatározásának célja a járműre jellemző sajátfrekvencia érték meghatározása. A rezonancia frekvencia meghatározásának módszerével számos területen foglalkoztak, kiemelném Ludvig (1973) Gépek dinamikája című könyvét, valamint Dömötör (2008) rezgésdiagnosztika tárgykörében íródott összefoglaló munkáját. Máriaaligeti (1994), és Kovács (2012) tanulmányaiban jól használható leírás található egy adott jármű sajátfrekvencia értékének meghatározására.

A rezgésbe hozott szilárd test lengése az idő múlásával fokozatosan csillapodik, amplitúdója csökken, ezt nevezük csillapodásnak. Időben csillapodó rezgést általános alakban a

$$x(t) = x_0 \cdot e^{-\frac{t}{2m}} \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t + \alpha). \quad (2.31)$$

függvény írja le. Az 2.14. ábrán ugyanennek a rendszernek a grafikus megjelenítése látszik.



2.14. ábra: Időben csillapodó lengés (Gillespie T. 1996, p. 428.)

A vontatmány adott pontjának önlengésszámának meghatározásához ismernünk kell a vizsgált pont csillapítási görbéit. A csillapodási görbék alapján meghatározható az adott beállításokra jellemző logaritmikus dekrementum, amely a csillapítási tulajdonságot jellemző paraméter. A kutatás során felhasznált csillapodó lengőrendszerek kiértékelésére alkalmazott további összefüggéseket az M17. mellékletben foglaltam össze.

A gerjesztett lengőrendszer sajátfrekvenciája az a frekvencia, amivel az energiaközlés után magára hagyott rendszer rezgést végez.

Ludvig (1973) könyvében utal rá, hogy a sajátfrekvencián (f) való lengés során a rendszer nagyobb amplitúdót vesz fel, mint más frekvenciákon. Összetett rendszerek esetén több sajátfrekvenciája is lehet, ezek közül azon rezeg, melynek frekvenciájához közeli frekvenciájú és alkalmas irányú gerjesztést kapott. A sajátfrekvencia értékét az

$$f = \frac{\alpha}{2\pi} \quad (2.32)$$

összefüggéssel lehet meghatározni.

Megállapítható, hogy egy lengőrendszer esetén milyen frekvencia tartományban léphet fel rezonancia. Rezonancia akkor lép fel, ha a rendszer csillapítása (D) kicsi és a sajátfrekvencia közelében gerjesztjük. Ha ebben az esetben az amplitúdó túl nagy, azt rezonanciakatasztrófnának nevezünk, ilyenkor a teljes rendszer, gyors tönkremenetele is előfordulhat. Ez a következő tartományban fordulhat elő:

$$D < 0,1 \text{ és } 0,8 \cdot \alpha < \omega < 1,3 \cdot \alpha \quad (2.33)$$

2.5.3. Lengőrendszer teljesítménye és munkavégzése

A vontatmány a különböző útszakaszokon történő áthaladása során lengésbe jön. Az impulzusszerű gerjesztés hatására a rendszer kitér az egyensúlyi állapotából és egy a rendszerre jellemző sajátfrekvencián (ω) létrejövő (r) amplitúdójú lengőmozgásba kezd. Az ehhez szükséges energia befektetés a

$$W = \pi m r^2 \omega^2 \quad (2.34)$$

egyenlettel határozható meg. A lengőmozgás elindításához egy periódusnyi idő (T) szükséges, ebből következik, hogy az energiabetáplálás teljesítménye (P) amit a

$$P = \frac{W}{T} = \frac{m}{2} r^2 \omega^3 \quad (2.35)$$

összefüggéssel számolható. A két összefüggés felhasználásával meghatározható a vontatmány károsodását előidéző energiamennyiség és csúcsteljesítmény.

2.5.4. *Lengőrendszer dinamikai modellje*

A terepen közlekedő járművek mozgását nemcsak költséges mérésorozatok lefolytatásával, hanem a megfelelően felírt mechanikai modell alkalmazásával is tanulmányozni lehet. A járműmodell alkalmazásával analitikus úton is meg lehet határozni az egyes gerjesztések hatását, illetve a vizsgált szerkezet átviteli tulajdonságait is.

A mechanikai modell tartalmazza a szerkezet és annak fizikai törvényszerűségeit leíró matematikai modelljét is. Az útgerjesztés hatása csak térbeli modellel számítható, amely figyelembe veszi a jármű sajátlengését, a kerekek rugómerevségét, csillapítását valamint a tengelytáv és a tömegközéppont helyzetének hatását is. A térbeli modell figyelembe veszi a bal és jobb kerék gerjesztéseinek fáziskülönbségét is (Laib L. 2002).

A modellt a lengéstan alapösszefüggései alapján lehet felírni. A mozgásegyenletekben a modell tömegpontjait az (\bar{M}) tömegmátrix, a rendszerelemek csillapítási tényezőit a (\bar{D}) csillapítási mátrix, a szerkezet elemeinek rugómerevségét a (\bar{C}) merevségi mátrix és megfelelő elemei tartalmazzák. Az egyes elemeket a Lagrange-féle másodfokú egyenletekből lehet meghatározni. A járműmodell általános mozgásegyenlet rendszere az időtartományban a

$$\bar{M}\ddot{\bar{y}}(t) + \bar{D}\dot{\bar{y}}(t) + \bar{C}\bar{y}(t) = \bar{F}_{ger}(t) \quad (2.36)$$

összefüggés írja le, amely esetében a gerjesztett rendszer egyenlő a gerjesztő külső erő (\bar{F}_{ger}) vektorának értékével.

Több szabadságfokú lineáris modellnél az állandósult gerjesztés hagyományos módszerrel, a spektrum mátrixokkal számítható. Formálisan ez az

$$\begin{aligned} \ddot{\bar{y}}(t) &\rightarrow -\omega^2 \bar{G}_{yy}, & \dot{\bar{y}}(t) &\rightarrow j\omega \bar{G}_{yy}(\omega), & \bar{y}(t) &\rightarrow \bar{G}_{yy}(\omega), \\ \ddot{\bar{x}}(t) &\rightarrow -\omega^2 \bar{G}_{xx}, & \dot{\bar{x}}(t) &\rightarrow j\omega \bar{G}_{xx}(\omega) \end{aligned}$$

helyettesítésekkel írhatók fel. A járműmodell általános mozgásegyenlet rendszer Laplace transzformálásával a jármű átviteli karakterisztikáját ($\bar{H}_{yx}(\omega)$) megadó frekvencia függvény mátrixa a

$$\bar{H}_{yx}(\omega) = [-\omega^2 \bar{M} + j\omega \bar{D} + \bar{C}]^{-1} \quad (2.37)$$

egyenlettel fejezhető ki. A gerjesztett mozgás spektrum mátrixa ($\bar{G}_{yy}(f)$) az útprofil teljesítménysűrűség mátrixának ($\bar{G}_{xx}(f)$) és a jármű átviteli karakterisztikájának ismeretében számítható a

$$\bar{G}_{yy}(f) = \bar{H}_{xy}(f) \bar{G}_{xx}(f) \bar{H}_{yx}^T(f) \quad (2.38)$$

egyenletrendszer megoldásával. A felírt összefüggés alapján belátható, hogy két tag ismeretében a harmadik tag meghatározható.

A járművek megfelelő pontosságú mechanikai modelljének felírása meglehetősen összetett feladat, mivel a lengő tömegek, illetve a szerkezeti elemek szabadságfokainak számának növelésével egyre összetettebb egyenletrendszert hozhatunk létre. Ha a rendszer összetettsége túl nagy, célravezető a modell megalkotását és annak futtatását számítógép segítségével numerikusan elvégezni.

A megfelelő lengéstani paraméterek és a jármű dinamikai modelljének ismeretében készíthető olyan térbeli számítógépes szimuláció, amely a gerjesztések hatására hasonló válaszfüggvényeket ad, mint egy a járművön végrehajtott terhelésvizsgálat során. Másképpen megfogalmazva a térbeli szimulációs modell átviteli tulajdonságai megegyeznek a jármű dinamikai tulajdonságával. Ilyen jármű szimuláció végrehajtására alkalmas program az ADAMS. A program segítségével több szabadságfokkal rendelkező térbeli rendszerek is modellezhetőek. A program szimbolikus elemekből előállítja a rendszer mozgását leíró differenciálegyenleteket, numerikus módon megoldja azokat, majd grafikus úton megjeleníti a szerkezet mozgását. A program neve a „mechanikai rendszerek automatikus dinamikai vizsgálata” szavak angol megfelelőinek kezdőbetűjéből áll össze (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems). A különböző jármű szimulációs modellek felvételéről Horváth, Michelberger, Szőke az *Influences of payload* publikációjában vagy a Karl Popp és Werner Schiechlen (1993) könyvében a *Ground vehicle dynamics*-ben található megfelelő példákat.

Összefoglalva kijelenthető, hogy a terepakadály rendszerek járművekre gyakorolt igénybevevő hatását csak abban az esetben tudjuk megfelelően összehasonlítani, ha a szerkezet gerjesztésekre adott válaszát és a jármű átviteli függvényét is ismerjük.

2.6. Dinamikus erőhatások élettartam csökkentő hatása

Annak ellenére, hogy a kutatás kitűzött célja az útprofilok járműveket igénybevevő gerjesztő hatásainak összehasonlítása és nem azok élettartam csökkentő hatásainak vizsgálata, nem szabad megfeledkeznünk a halmozódó károsodások módszeréről sem. Ennek oka kettős. Egyrészt két különböző útprofil igénybevevő hatását a jármű viszonylatából vizsgálva csak úgy lehet teljes bizonyossággal összehasonlítani, ha azok élettartam csökkentő hatásait vetjük össze. Másképpen megfogalmazva két profil igénybevevő hatása azonosnak tekinthető, ha ugyanazon terhelési időszak alatt statisztikailag megegyező meghibásodásokat eredményeznek. Másrészt a halmozódó károsodások terheléskollektíva elemző eljárásai alkalmasak lehetnek a terepprofilok által gerjesztett lengésgyorsulások összehasonlító elemzésére is.

A vontatott járművek terhelése ismétlődő ugyan, de nem állandó amplitúdójú. A kifáradás jelenségével ilyen esetben is számolni kell. Olyan eljárásra van szükség, amely képes az egymástól nagyon eltérő paraméterű és intenzitású terhelések fáradási hatását számszerűsíteni. A változó amplitúdójú terhelések kiértékelésére Kovács és Márialigeti (1994) szerint a halmozódó károsodások módszere, a „Palmgren-Miner szabály” a legmegfelelőbb. A módszer azzal az alapfeltevéssel él, hogy a berendezés anyaga „felhalmozza” a korábbi terhelések által okozott fáradási folyamatokat függetlenül a terhelések sorrendjétől. A fáradást azonban nem egy egyszerű (fel)terhelés, hanem valamilyen terhelési ciklus (terhelés-tehermentesülés pár) okozza. Ennek amplitúdója az anyagra jellemző fáradási görbe (Wöhler-görbe) szerint egyértelműen meghatározza a várható törési ciklusszámot. Feltételezve, hogy az i . terhelési ciklusból n_i volt és e terhelési ciklus σ_{ai} feszültség amplitúdójához a fáradási görbe alapján N_i törési ciklusszám

tartozik. Ekkor az említett szabály szerint a berendezés parciális (rész) fáradási tényezője $\frac{n_i}{N_i}$. A

berendezés „emlékezése” azt jelenti, hogy ez a fáradási hányad akkumulálódik és hozzáadódik a többi terhelési ciklushoz tartozó parciális fáradási tényezőhöz.

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} \quad (2.39)$$

A berendezés aktuális fáradási állapotát a halmozódó fáradási (károsodási) tényező értéke határozza meg. Ebben az összefüggésben n az összes terhelési ciklus típus száma. Amennyiben a D értéke eggyel egyenlő az a berendezés kifáradását jelenti, így a számított D értékét 100-zal megszorozva százalékosan megkapjuk a fáradási állapotot. A módszer lényege, hogy a különféle terhelési típusok hatását egymástól függetlennek tételezi fel. Nem egyértelmű és nincs is rá egységes szabály, hogy miként kell a szerkezet terheléstörténetét feldolgozni, vagy a terhelés-párokat illetve ciklusokat képezni. A terhelés-pár képzés célja, hogy a nem reguláris (nem periodikus) terheléseket egyszerű periodikus terhelések hatásának feleltetjük meg. Feltételezhető, hogy a tönkremenetelt a nagy terhelési lépések (feszültség-különbségek) okozzák, és nem a kicsik. A megfelelő pontosságú élettartam meghatározási módszerek a következő sajátosságokkal rendelkeznek:

- A terhelés-történet maximuma és minimuma legyen benne egy közös ciklusban.
- Minden terhelési lépést csak egyszer vegyen figyelembe.
- Minden terhelési lépés szerepeljen valamelyik terhelés-párban.

Az alábbi ismertetett három módszer mindegyike eleget tesz e feltételeknek:

Az első kiértékelési módszer a tartomány-pár (range-pair) képzési módszer. Lényege, hogy először a kis amplitúdójú ciklusokat számoljuk, utána a nagy amplitúdójúakat, elhagyva a kicsik szélső pontjait.

A második kiértékelési verzió a versenypálya (racetrack) módszer. Ennek lényege, hogy az eredeti terhelés-történetet "kondenzáljuk", azaz kihagyjuk belőle a kis amplitúdójú terhelési lépéseket. Ezt követően csak azokat a terhelési lépéseket vesszük bele a terhelés-párokba, ahol a terhelés irányt vált felfelé illetve lefelé.

A harmadik kiértékelési verzió az esőfolyás (rainflow) módszer. A szakirodalom ezt a módszert tartja a leginkább megfelelő kiértékelési módnak. Ennél a módszernél a terhelés-történetet úgy csoportosítjuk át, hogy a terhelés maximum legyen a kiindulási pont és innen haladunk lefelé a minimum értékig. A rainflow módszer alkalmazásával foglalkozott Szőke és Turcsi (2012), akik egy autóbussz vázszerkezetén mért elmozdulások rainflow analízisét végezték el. Tanulmányukban rámutatnak arra, hogy milyen fontos szerepe van a károsodások bekövetkezésében a kis előfordulási gyakoriságú, azonban nagy amplitúdójú gerjesztéseknek. Méréseik hitelességét alátámasztja a nagy mérési frekvenciával végzett adatrögzítés, melyet 48 kHz frekvenciával végeztek. Az elmozdulásokból képzett kollektíva legnagyobb amplitúdóra való normálásából az alkatrészben ébredő feszültséggel arányos terhelési kollektívát állítottak elő.

Az itt felsoroltakon kívül még számos módszer létezik a halmozódó károsodások kiértékelésére. Cottin (2009) szerint a módszerek alkalmazásának sikere a megfelelő terheléskollektíva felvételén múlik.

2.7. A szakirodalmi áttekintés összefoglaló értékelése

A szakirodalmi áttekintés során megvizsgáltam a jármű-talaj kapcsolatrendszer elemeivel foglalkozó tudományterületek szakirodalmait. Tanulmányoztam a talaj mechanikai tulajdonságainak hatásait vizsgáló publikációkat, ezen belül különös tekintettel a talaj deformációjának leírását bemutató irodalmakat. Fontos, de nem teljesen lezárt területnek tartom a haladó jármű kerekei alatt deformálódó talaj mechanikai viselkedését és ennek modellezését leíró

szakirodalmi kutatásokat. Úgy vélem, hogy a talaj deformációjának energetikai szempontból történő vizsgálata további eredményeket szolgáltatathatna ezen a területen.

Összegyűjtöttem a tereprofil statisztikai kiértékelésével kapcsolatos kutatások eredményeit, amelyek iránymutatást adtak a sztochasztikus jelenségek megértésében. A statisztika ezen területén sok olyan irodalommal találkoztam, ahol számot adnak további módszerek kidolgozásáról és kipróbálásáról. Ezek alapján elmondható, hogy a sztochasztikus rendszerekkel kapcsolatos kutatások napjainkban is igen aktívan folynak. A sztochasztikus rendszerek kiértékelési módszereivel foglalkozó szakirodalmak nélkülözhetetlen segítséget jelentenek mind a tereprofilok, mind pedig a gerjesztett rendszerek válaszeleinek kiértékelése esetében.

Megvizsgáltam a deformálódó kerék mechanikai tulajdonságait leíró modelleket és összehasonlítottam ezek szakirodalmát. Ezek alapján megállapítottam, hogy jelenleg nincs egyértelműen elfogadott és általánosan alkalmazható fűvott gumiabroncs és deformálódó talaj együttes mechanikai viselkedését leíró modell.

Összegyűjtöttem a terepen közlekedő járművek mozgásával foglalkozó szakirodalmakat és publikációkat is annak megállapítására milyen összefüggések ismertek az útprofil gerjesztései és a jármű, mint lengőrendszer között. Megvizsgáltam, hogy a korábbi kutatások során, milyen analitikus egyenletrendszereket alkalmazva közelítették meg a járművek dinamikai viselkedését, illetve hogy milyen járműmodellek készültek el ez ideig. Kijelenthető, hogy a járműipar fejlődésének köszönhetően már számos analitikus illetve numerikus módszer létezik a járműmodellek megalkotására. Mindezek ellenére, a vontatott szerkezetek effajta elemzése kevésbé feltárt területnek bizonyult.

Szakirodalmi kutatást folytattam a dinamikusán változó erők élettartam csökkentő hatásáról is. A publikációk alapján megállapítottam, hogy az általam vizsgált kapcsolatrendszer gyakorlati hasznosítása során, itt gondolva a fárasztóvizsgálatok időtartamának megállapítására, az élettartam számítási módszerek alkalmazása nélkülözhetetlen lesz. A vizsgált tanulmányok rávilágítottak arra, hogy a témában folytatott kutatások továbbra sem nyújtanak egyértelmű és könnyen kezelhető megoldásokat. Az összetett szerkezetek fárasztása során fellépő dinamikusán változó erők élettartam csökkentő hatásáról egyértelműen alkalmazható és általánosan elfogadott módszert nem találtam.

A szakirodalmi áttekintés során tanulmányoztam a terepjárás-elmélettel, talajmechanikával, járműdinamikával és élettartam számítási módszerekkel foglalkozó kutatók munkáját és eredményeit. Megállapítottam, hogy az általam vizsgálni kívánt témakör ez ideig nem, vagy nem kellő mélységben feltárt kutatási célterület, tehát érdemes a szakirodalomban összegyűjtött eredményeket felhasználva a kutatásaimat megvalósítani.

3. ANYAG ÉS MÓDSZER

A mezőgazdaságban alkalmazott járművek nagy része nehéz, terepi körülmények között látja el feladatát, hasonló képen igaz ez a mezőgazdasági vontatott szerkezetekre is. A kutatás lefolytatásához egy olyan vontatott szerkezet került kiválasztásra, amelyet nagyrészt mezőgazdasági földutakon használnak. Ez a szerkezet a vágóasztalok szállítására készített szállítókoscsi. A vontatott szerkezet a kombájnokhoz tartozó növény-specifikus adapterek szállítására szolgál. A szállítókoscsit kombájnnal vagy traktorral vontatják többnyire rossz minőségű földutakon alacsony sebesség mellett.

3.1. Terepen vontatott szállítókoscsit érő erőhatások

Terepen történő vontatás során számos dinamikusan változó erő hat a vontatott szerkezetre. A szerkezet vontatási pontjánál a vontató jármű mozgásából származó erők hatnak. Ide sorolható a vontatáshoz szükséges vonóerő igény, valamint a vontató jármű fékezéséből és annak gyorsításából származtatható erők is. Továbbá a vontatási pontnál hat még a vontató jármű terepprofilokon történő áthaladása során létrejövő lengésgyorsulásokra visszavezethető dinamikusan változó erőhatás is. A vontatmány tengelyterhelésének mértéke függ a szerkezet tengelyre eső tömeghányadától, a talaj-gumiabroncs kapcsolatánál ébredő gördülési ellenállásból származó erőttől, a csillapító- és rugalmas elemektől, a fékezéskor és gyorsításkor fellépő erőktől, valamint a terep mikro- és makroakadályaitól.



3.1. ábra: Szélsőséges terepviszony mikro- és makroakadályai

A vontatott szerkezet kanyarodása során a centrifugális erő, valamint a terepakadályokon történő áthaladás során az emelkedési ellenállásra visszavezethető erők is hatnak. A vontatmányt érő dinamikus hatásokat a szerkezet tömege, a csillapító- és rugalmas elemek, a vontatási sebesség, a haladási iránnyal megegyező gyorsulás és lassulás, valamint a terepviszonyok hatásai módosítják. A terepviszonyok járművekre gyakorolt hatásait elsősorban a terepprofilra, másodsorban a talaj mechanikai tulajdonságaira lehet visszavezetni. A vontatás során fellépő dinamikus hatásokat méréssel és statisztikai kiértékelő módszerekkel lehet meghatározni. A vontatmányt érő erőhatások, amelyek a jármű igénybevétele és ezáltal károsodását okozzák, egyenesen arányosak az erők hatásvonalában létrejövő gyorsulásértékekkel. Vizsgálataim során ezért a vontatmányon mért lengésgyorsulások értékeit és azok frekvenciáját elemeztem és hasonlítottam össze.

3.2. A vontatmány mint lengőrendszer

A kutatás célkitűzésének megfelelően meg kell tudni határozni a különböző mesterséges és természetes akadályprofilok igénybevevő hatását a járműszerkezetre. A vontatmány különböző útprofilokon történő átvontatása során lengésbe jön, azaz a profil gerjesztő hatására a szerkezetben dinamikus erőhatások ébrednek. A gerjesztő hatások mértékét a szerkezet különböző pontján mért gyorsulásértékekkel lehet jellemezni. Egy adott terepprofil gerjesztő hatására minden szerkezet

más és más gyorsulásértékekkel, azaz válaszfüggvénnyel reagál. Ennek oka, hogy minden szerkezetnek eltérőek a lengéstani tulajdonságai, így a nagyítási függvénye is különbözőek. Ahhoz, hogy általános érvényű következtetéseket lehessen levonni két különböző útprofil igénybevevő hatásának mértékéről, ismernünk kell a vontatmány lengéstani tulajdonságait. A megfelelő paraméterek mérésel történő meghatározásának ismeretében már felírható az adott jármű dinamikai modellje. A vontatmány dinamikai valamint a szilárdsági modelljének felhasználásával már készíthető olyan számítógépes szimuláció, amelynek segítségével is modellezhető a gerjesztő profilok hatása a szerkezetre.

3.3. Jármű-terep kapcsolat modellezése

Időben változó terheléseknél kifáradási folyamat indul meg, ami az alkatrész, vagy ebben az esetben a vontatmány terhelhetőségének folyamatos csökkenését eredményezheti. A kifáradási folyamat alakulására döntő befolyással van a terhelés időbeli viselkedése, ezért fontos a tényleges $F(t)$ terhelés-idő függvény vizsgálata. A változó körülmények miatt ennek megoldási eszköze a statisztika és a valószínűségi számítás. Az üzemi terhelések mellett ébredő erőhatásokat az azokkal arányos lengésgyorsulások mérésével határoztam meg.

A járművön mért üzemi terhelések és a gerjesztések közötti kapcsolatot a szerkezetre jellemző ($H(\omega)$) átviteli függvény teremti meg. A rendszer válaszát a külső gerjesztésekre lényegesen befolyásolja a terhelés frekvenciája és összetétele, különösen akkor, ha ez közel esik a rendszer egyik sajátfrekvenciájához. Tehát ilyen esetben amplitúdó és frekvencia tartományban való vizsgálat szükséges.

A megfelelő járműmodell megalkotása azért szükséges, hogy analitikus úton is ellenőrizhetőek és összevethetőek legyenek a járművön mért és számított lengésgyorsulások. A gerjesztések és a megfelelő pontosságú járműmodell ismeretében virtuálisan is tesztelhetőek a különféle mesterséges akadályrendszerek hatásai és ezáltal könnyebben készíthetünk a szabadföldi mérési eredményekkel egyenértékű károsodásokat okozó pályarendszert.

3.4. Eddig ismert fárasztóvizsgálati módszerek és értékelésük

A gyakorlatban a vontatott szerkezetek szilárdsági vizsgálatát öt különféle eljárási módszerrel szokták elvégezni.

A tartós üzemi teszt (I.) során az 3.2. ábrán szemléltetett módon a járművet valós üzemi körülmények között addig használják, ameddig meghibásodások nem jelentkeznek a szerkezeten. Ennél a módszernél a normál üzemi körülményeknél előforduló igénybevételek keletkeznek. A fárasztás időtartama azonban hosszú, a vizsgálat körülményei nem megismételhetőek, valamint az összes lehetséges terepviszonyon történő járatás nehezen megoldható.



3.2. ábra: SHERPA BG3 szállítókocsi tartósüzemi fárasztása

A következő eljárási módszer a speciális geometriai formákból összeállított tesztpálya (II.). A 3.3. ábrán egy tesztpálya rendszer kialakítása látható. A módszer előnye a tartós üzemi teszthez képest, hogy a tönkremenetelhez vezető folyamat időtartama lecsökkenthető és olyan akadálykombinációk is kialakíthatóak, amelyek a természetben csak ritkán fordulnak elő. A mesterségesen kialakított akadálypálya hátránya, hogy csak korlátozott számú terepakadály kombináció alakítható ki, nehéz az átépítése, de a legfőbb hátránya, hogy a vontatott szerkezeten kívül az azt vontató gép is erősen rongálódik.



3.3. ábra: Speciális geometriai formákból felépített tesztpálya

A tesztpályák speciálisan továbbfejlesztett változata a körpályás tesztelési módszer (III.) melyet az 3.4. ábrán szemléltetnek. Előnye, hogy a vontatmány nem a vontató jármű nyomvonalán halad, így a vontató jármű az akadályok hatására nem károsodik. További előnye még, hogy a különböző kialakítású akadályok és azok kombinációi is viszonylag kis időráfordítással felszerelhetőek. A vizsgálati körülmények állandóak, így mérések reprodukálhatóak, ezért összehasonlítható mérésre is alkalmas. Hátránya, hogy a vontatmány körpályán halad, így a különböző sugáron haladó kerekek futási teljesítménye eltér, ezt kéttengelyes vontatmányok esetében, a menetirány megváltoztatásával sem lehet kiküszöbölni.



3.4. ábra: A NAIK - Mezőgazdasági Gépesítési Intézet gödöllői körpályája

A gyakorlatban sokszor használt vizsgálati módszer a görgős tesztpad, amelyet az 3.5. ábra szemléltet (IV.). A vontatmányt a vonórúd végénél rögzítik, majd teljes terhelés mellett a szerkezet kerekeit a padon felszerelt excenteres görgőkkel forgásba hozzák. Az excentricitás és a forgó mozgás hatására a szerkezet lengésbe jön, így modellezik a terepakadályokból származó lengésgyorsulásokat. Ezzel a vizsgálati módszerrel, viszonylag kis anyagi ráfordítás mellett, gyorsan elérhető a jármű meghibásodása. További előnye, hogy az excentricitás és a forgási sebesség változtatásával módosítható a lengések amplitúdója és frekvenciája, valamint összehasonlítható vizsgálatokra is alkalmas. A vizsgálati módszer hátrányai azonban számottevőek. A módszer legnagyobb hátránya, hogy nem a valós körülményeknél előforduló erőhatásokat modellezi. A terepen mozgó járművekre számos, ezzel az eljárással nem modellezhető gerjesztő erő is hatnak. Valós terepviszonyok mellett a szerkezetnek makro- és mikroakadályokon valamint

ezek kombinációin kell áthaladniuk. Ebből adódóan a szerkezetre hirtelen, dinamikusan és nagymértékben változó gerjesztő erők hatnak. A természetben található terepprofilok sokkal tágabb mérettartományban váltakoznak, mint amit a görgős tesztpad excentricitása okoz. A nagyobb méretű terepakadályokon történő áthaladás során a tengelyekre ható súlyerő dinamikus változásának hatását csak nagyon kis mértékben modellezi.



3.5. ábra: A CLAAS vállalat görgős tesztpadja Harsewinkelben

Az aktuátorokkal működtetett rázópad (V.) az ötödik vizsgálati módszer. A teszt során a járművet egy számítógéppel vezérelt hidraulikus munkahengerekkel egybeépített rázópadra helyezik, és egy e célra írt program segítségével hozzák rezgésbe. Ezt a módszert a terepjáró járművek tesztelésénél szokták alkalmazni. Ezzel a módszerrel lehet a legjobban modellezni azokat az erőviszonyokat, amelyek a terepen áthaladó járművekre hatnak. Ez a vizsgálat azonban rendkívül költséges, valamint eredményessége nagyban függ a terepviszonyokat leíró programtól. A vizsgálati módszer akkor tekinthető a terepen vontatott szerkezetek tesztelésére alkalmasnak, ha a terepprofilból valamint a vontatásból származó erőhatásokat ismerjük, és le tudjuk modellezni.

A valós terheléseknek leginkább megfelelő fárasztóvizsgálati módszer kiválasztásához meg kell ismerni a vontatott szerkezeteket érő erőhatásokat mind terepi körülmények között mind a különböző vizsgálati módszerek mellett. Az erőhatások megismeréséhez mérésorozatok elvégzése szükséges, melyek eredményei összevethetőek. A dolgozat célkitűzése tehát, egy olyan fárasztóvizsgálati módszer kidolgozása, amely a valós terepviszonyokon mért erőhatások kollektíváját modellezi.

3.5. Mérőeszközök, és mérési módszerek

A kutatás átfogó céljának elérése érdekében a jármű és talaj kapcsolatrendszeréről mérési adatokat kellett gyűjteni. A mérésorozatok során olyan mérési alapelveket, módszereket és eszközöket kellett megválasztani, melynek segítségével a lehető legpontosabb képet kaphatjuk meg a jármű és talaj kapcsolatának megismeréséhez. Különálló mérési feladat volt a talaj paramétereinek meghatározása, a talaj és mesterségesen létrehozott akadályrendszerek profiljának felvétele és különálló mérési feladatot jelentett a vontatmányt érő hatások valamint a vontatmányra jellemző paraméterek vizsgálata is. Jól látható, hogy számos olyan paraméter mérésére került sor, amely speciális eszközök és módszerek alkalmazását igényelte.

3.5.1. A mérések alapelvei

A mérések során a legfontosabb alapelv az volt, hogy minden esetben mindig ugyanazzal a módszerrel és ugyanazzal a mérési eszközzel mérjünk. Így lehetett elérni azt, hogy a kiértékelések során a mérési eredmények összevethetőek legyenek. Ennek az alapelvnek a betartásával lehetett biztosítani, hogy a különböző mérőrendszerek különböző hibái ne módosítsák az összehasonlítás eredményeit.

A mérésorozatok másik fontos alapelve az volt, hogy a lehető legnagyobb mértékben törekedjem a jármű és a talaj kapcsolatrendszerének megismerése során a normál üzemszerű működéshez hasonló körülmények eléréséhez. Azaz olyan környezeti körülmények és beállítások kerültek kiválasztásra, amelyek az adott vontatmány üzemi körülményeivel megegyezik.

3.5.2. Mérendő paraméterek

Vontatmány paraméterei:

Első lépésben meg kellett ismerni a mérések során alkalmazott vontatmány jellemző méreteit, tömegét, tömegközéppontját, gumiabroncsának rugókarakterisztikáját, csillapítási tulajdonságait és sajátfrekvenciáját. Ezen paraméterek ismeretében vált lehetségessé a jármű dinamikai modelljének megalkotása.

Vontatási paraméterek:

Második lépésben meg kellett mérni a vontatmánynak az útprofil gerjesztő hatására jellemző lengésgyorsulásait a vontatási erőigény mellett. A járműre ható gerjesztések illetve a lengések mértékét a vontatmány több pontjának, három irányban mutató gyorsulás értékével regisztráltam. A gyorsulásértékek segítségével megállapítható a gerjesztések amplitúdója és frekvenciája is. A vonóerő igény és a vontatási sebesség ismeretében meghatározható a vontatáshoz szükséges teljesítménymérleg is.

Terepprofilok:

Harmadik lépés volt a terepprofilok meghatározása. A profiladatok befolyásolják leginkább a vontatmány lengésgyorsulásait, más megközelítésben az útprofilok gerjesztő hatása károsítja a legnagyobb mértékben a járműszerkezetet. A profilmérés során állandó lépésközzel kerültek regisztrálásra a profilpontok koordinátái.

Talajparaméterek:

Negyedik mérési témakör a talajparaméterek felvétele volt. Itt meghatározásra kerültek a talaj mechanikai tulajdonságai, azaz a talaj nyírási ellenállása és teherbíró képessége, valamint az ezen tulajdonságokat befolyásoló paraméterek is. Ilyen paraméter a talaj nedvességtartalma, a talaj szemcseszerkezete és a talaj valamint a légkör hőmérséklete.

3.5.3. Mérő és adatfeldolgozó eszközök

A mérések során használt vontatmány

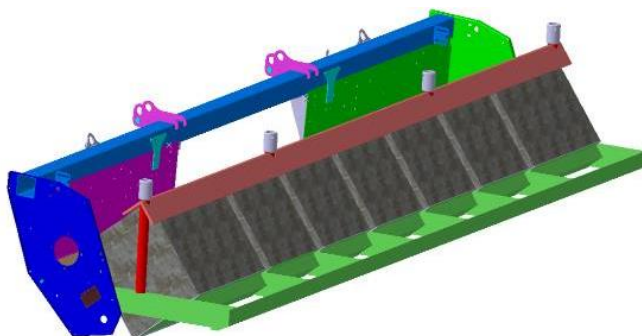
A terepviszonyok összehasonlító elemzéséhez szükséges mérésorozat lefolytatásához választani kellett egy olyan vontatmányt, mely felhasználásával egyszerűen és gyorsan elvégezhetőek a mérések. A vágóasztalok szállítására tervezett SHERPA BG3 kocsi (3.6. ábra) megfelel ennek a célnak, hiszen felépítése egyszerű, így könnyen modellezhető, valamint kevés meghibásodási lehetőség van rajta.



3.6. ábra: SHERPA BG3 típusú szállítókocsi és CONSPEED 8soros Dummy adapter

A terepviszonyok hatásainak mérését tehát egy egytengelyes, félig függesztett, vágóasztal szállítókocsin végeztem el. A vágóasztalok szállítására készített ráfutófékkal nem rendelkező vontatmány, normál üzemi körülmények mellett nagyrészt mezőgazdasági földutakon használnak. A szerkezet sajátossága, hogy a gumiabroncs kivételével külön nem tartalmaz lengések csillapítására alkalmas gépelemet. A kutatásom során méréseimet és a mérési adatok feldolgozása alapján kapott eredményeket és következtetéseket erre a vontatmánytípusra vonatkoztatva értelmeztem. A vizsgált szállítókocsi paramétereit, beleértve annak geometriai és mechanikai tulajdonságait az M3 és M4 mellékletben foglaltam össze.

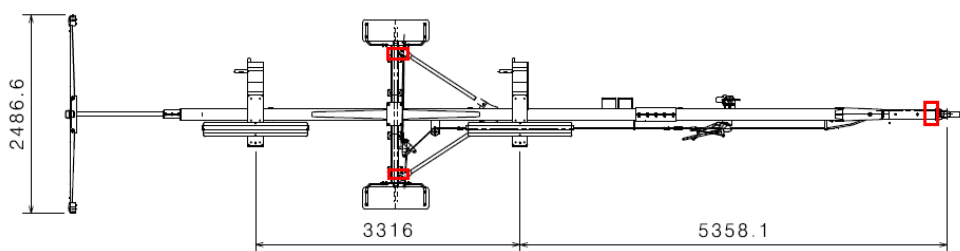
A szállítókocsi rakománya a mérések során egy e célra készített dummy adapter (3.7. ábra), mely tömegét és tömegközéppontját tekintve egyenértékű egy 8 soros kukorica adapterével. A szerkezet kialakításának köszönhetően alkalmas arra is, hogy a pótsúlyként használt betontömbök fel illetve levételével különböző terhelési viszonyokat is modellezzünk vele. A szállítókocsi és a terhelésnek használt dummy adapter adatai a M3. mellékletben foglaltam össze.



3.7. ábra: CONSPEED 8-75 C dummy adapter

Lengésgyorsulások mérése

A szállítókocsira ható dinamikus hatások mérésére az 3.8. ábrán feltüntetett helyeken három irányban mérő gyorsulásérzékelők felhelyezésére került sor. A mérőműszerek piezoelektromos úton érzékelték a vontatmány rezgéseit, és az érzékelt jeleket továbbították a mérés adatgyűjtő egység felé. A mérések során PCB Piezotronics triaxial MEMS DC 200 mv/g 10 g gyorsulásérzékelő szenzorok kerültek felhasználásra.



3.8. ábra: Egytengelyes vágóasztal-szállító kocsi gyorsulásérzékelőinek mérési pontjai

A mérőműszerek felhelyezésénél fontos szempont volt, hogy minden mérés során ugyanazon mérési pontokban történjen a gyorsulások regisztrálása, így erre a célra speciális rögzítő kengyelek kerültek kialakításra az 3.9. ábrán feltüntetett módon.



3.9. ábra: Gyorsulásérzékelők rögzítési pontjai

„Rakonca” a vonóerő méréséhez

A NAIK - Mezőgazdasági Gépesítési Intézet által kifejlesztett „rakonca” megnevezésű vonóerő mérésre alkalmas vontató kocsija (3.10. ábra) segítségével történt, az átvontatási vizsgálatok során a vonóerő igény nagyságának meghatározása. A szerkezet biztosítja, hogy csak a vontatás irányába mutató erő komponensének mérésére kerüljön sor, valamint a „rakonca” védi meg az erőmérő cellát a szállítókocsi ráfutása során előforduló káros erőhatásoktól.



3.10. ábra: A Mezőgazdasági Gépesítési Intézet vonóerő mérésére alkalmas vontató kocsija

Az erőmérő cellával ellátott szerkezet minden mérés esetén a szállítókocsi és a vontató traktor között volt becsatlakoztatva.

Adatgyűjtő egység

A mérések során a szállítókocsi előre meghatározott sebességek mellett haladt keresztül az e célra kiválasztott terepen, vagy fűrésztópadon. A mérés adatgyűjtő egység (SPIDER 8) 300Hz mérési frekvenciával gyűjtött és továbbított adatokat a méréseket tároló számítógép felé (3.11. ábra). A mérések során tíz mérési csatorna adatait kellett rögzíteni, amihez két adatgyűjtő egységre volt szükség.



3.11. ábra: Hottinger Spider 8 adatgyűjtő egység (www.hbm.com)

Tereprofil mérése

Az útprofilok felvétele a közlekedőedények elvén működő, szintmérő készülékkel történt. A mérések során a vontatmány előre kijelölt nyomvonalán, mindkét keréknyomban, 100

milliméteres lépésközökkel került regisztrálásra. Az adatfelvétel alatt jelöltem a mérési tartomány kezdő és végpontját annak érdekében, hogy a vontatási vizsgálatok során a profilokon áthaladó szerelvényen mért mérési paraméterei (gyorsulásértékek és vonóerő igény) összepárosíthatóak legyenek a profiladatokkal. A vontatási paraméterek adatrögzítése során pedig egy-egy trigger jel jelölte a profilozott szakasz kezdetét és végét.

A profilok későbbi beazonosíthatósága miatt regisztrálásra került a mérési szakasz pontos helye GPS koordináták segítségével is.



3.12. ábra: Profilométer alkalmazása aszfalt burkolatú úton

Talajparaméterek mérése

A mérések további célja volt a talaj paramétereinek meghatározása. A szabadföldi vizsgálatok során meg kellett határozni a talaj típusa mellett, a talaj fizikai tulajdonságait és a talaj-gumiabroncs kapcsolatában jelentkező mechanikai jellemzőket. A talaj típusának beazonosítása laboratóriumban a szemcseméret meghatározásának segítségével történt. A talaj nedvességtartalmának meghatározását a száraz bázishoz képest laboratóriumi szárítóberendezés használatával végeztem el. A talaj mechanikai tulajdonságainak mérése minden esetben az átvontatási vizsgálat helyszínén, a vontatmány nyomvonalában történt.

A talajnyírási vizsgálat a 3.13 ábrán szemléltetett GEONOR H60 típusú kézi torziós talajnyíró készülékkel, különböző normálterhelések mellett végeztem el. A maximális nyírófeszültség értéket a talaj szemcseszerkezetét összetartó kohéziós erő ellenállásának megtörésekor olvastam le. A nyírószilárdság állandósult értékét pedig a kohéziós erő megtörése után, ugyanazon a mérési pontban regisztráltam, mely a talajszemcsék közötti súrlódási ellenállást mutatta.



3.13. ábra: GEONOR H60 típusú kézi torziós talajnyíró készülék

A talaj rétegeinek tömörítettségi szintjének meghatározása kúpos penetrométer (3.14. ábra) segítségével került meghatározásra. A penetrométerrel meghatároztam a mérőszakasz CI értékét. A CI értékek PSI-ban vannak megadva ($1 \text{ PSI} = 0.068947 \text{ bar}$).



3.14. ábra: Farnell-típusú penetrométer

A talajfelszín dinamikus terhelések hatására történő tömörödésének mértékét dinamikus penetrométeres mérés segítségével határoztam meg. A 3.15. ábrán szemléltetett dinamikus penetrométer segítségével megállapítható, hogy gyors ütészzerű terhelések hatására a talajfelszín milyen mértékben tömörödik az eredeti állapotához képest. A mérés során, előírt magasságból különböző súlyú tárcsákat kell leejteni egy nyomófelületre, aminek a talajba történő besüllyedését mértem.



3.15. ábra: Dvoracsek-féle penetrométer

A különböző adottságú útszakaszokon megmértem a gumiabroncs felfekvési felületének hossz- és keresztátlóját a 3.16 ábrán bemutatott módon. A mérés során a felfekvési felületét fehér jelzőporral körbevontam, majd a szállítókocsi levontatása után a visszamaradt felület átlóit lemértem.



3.16. ábra: A gumiabroncs felfekvési felület átlójának meghatározása

A mérések során alkalmazott mérőeszközök:

- Vonóerő mérésére kifejlesztett vontató egység és mérőcella
- PCB Piezotronics triaxial MEMS DC 200 mv/g 10 g gyorsulásérzékelő szenzorok
- Hottinger Spider 8 típusú adatgyűjtő egység (3.11. ábra)
- MSBX-101D-y típusú talpmérleg
- Profilométer: közlekedőedények elvén működő, szintmérő készülék (3.12. ábra)

- Kúpos penetrométer: Farnell típus (3.14. ábra)
- Ejtősúlyos penetrométer: Dvoracek féle penetrométer P008 (3.15. ábra)
- Torziós talajnyíró készülék: GEONOR H60 (3.13. ábra)
- Talajfelszín hőmérsékletmérő: Beta 1760D/TM
- Helyzetmeghatározó készülék: Garmin GPS V.

Adatok feldolgozására alkalmazott program

A DIAdem program segítségével numerikusan kerültek feldolgozásra a mérések során gyűjtött adatok. A program lehetőséget nyújtott rá, hogy a kiértékeléshez szükséges műveleteket, statisztikai számításokat elvégezzem.

A mérési eredmények további kiértékelésére és azok további elemzésére az Origin programot alkalmaztam, melynek segítségével határoztam meg a szükséges parametrikus egyenleteket.

A CATIA programban felépített 3D konstrukció CATpart modelljét a HyperWorks program felhasználásával láttam el a szükséges kényszerekkel és végeztem el a szerkezet hálózását. A szerkezet adott pontjaira jellemző átviteli karakterisztika meghatározását az ANSYS program Harmonic Analyses moduljával végeztem el.

Mérések menete

A méréssorozat négy egymástól jól elkülöníthető szakaszból épült fel. Az első szakaszban a szállítókocsi terepakadály leküzdő képességének, tömegközéppont koordinátáinak, valamint lengéstani tulajdonságainak mérésére került sor.

A második méréssorozatban a valós üzemi körülmények között történtek mérések öt különböző adottságú úton. Az első vontatási méréssorozat folytonos borítású, sima épített úton, majd ezt követően egy e célra kiválasztott töredezett borítású épített úton történt. A többi vontatási méréssorozatot három különböző talajtípusú mezőgazdasági földúton került lefolytatásra. Külön mérésekre került sor homok és agyag talajú és kavicsos murvás úton.

A méréssorozat harmadik szakaszában két különböző gyorsított fárasztóvizsgálati módszer összehasonlítására került sor. Az egyik vizsgálati módszer a görgős tesztpadon történő fárasztás, a másik eljárás a körpályás fárasztóvizsgálat.

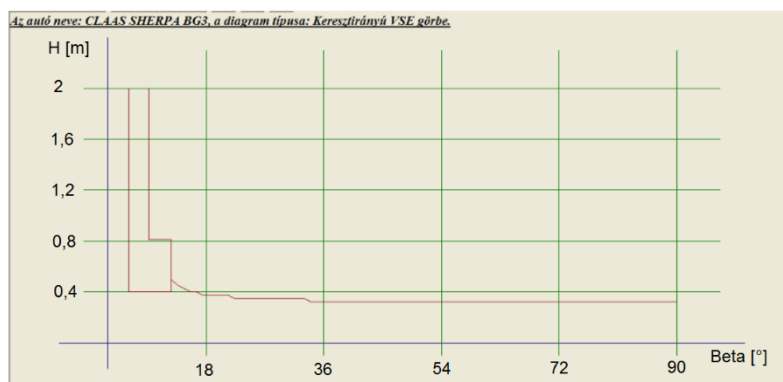
A méréssorozat negyedik szakaszában mesterséges akadálykombinációk tesztelése került sor. Ennek a méréssorozatnak az a célja, hogy különböző, mesterségesen kialakított terepakadályok hatásait teszteljem.

3.6. A szállítókocsi akadályleküzdő képességének mérése

A terep geometria tulajdonsága alapján megkülönböztethetünk mikro- és makro- akadályokat. A terepjárás-elméletben megfogalmazott definíció szerint minden olyan akadályfajtát, ami 250 milliméternél kisebb mikroakadálynak, míg az ettől nagyobbakat pedig makroakadálynak nevezünk. A makro akadályok esetén megkülönböztethetőek a lépcsős- árok- és gát- jellegű akadálytípusok. Ezen akadálytípusok és a jármű kapcsolatával a terepjárás-elmélet foglalkozik. A járművek mozgásképességének megállapításánál első és legfontosabb kritérium, hogy a jármű geometriai kialakítása szempontjából átjusson ezen akadályokon. A makroakadályok esetén fontos szempont, hogy a vontatott szerkezet az áthaladás során ne veszítse el a stabilitását, azaz ne

csúszson le a terepakadályról, valamint ne boruljon fel. A jármű makroakadály-leküzdő képességét a járműre jellemző áthatolási „VSE” függvény szerkesztésével lehet meghatározni.

A terepakadályok vizsgálata céljából kiválasztott vontatott szerkezet geometriai kialakításából adódóan, csak korlátozott méretű terepakadályokon tud elakadás nélkül áthaladni. Ahhoz hogy megismerjük a mesterséges terepakadályok kritikus méreteit nem elegendő álló helyzetben felmérni a jármű geometriai adottságait, meg kell vizsgálni, a vontatmány mozgása során, az akadályok pályagörbéit is. Erre az analízisre fejlesztették ki a VSE programot, amely segítségével megállapítható különböző járművek terepakadály áthatolási görbéje (VSE görbe). A koordináta rendszer egyik tengelyein a kritikus hasmagasságok, míg a másikon a terepszögek vannak ábrázolva. A 3.17. diagramról leolvashatóak azok a kritikus akadályméretek, melyeken a jármű már éppen nem tud áthaladni. Mivel az analízis elsősorban merevvázás és kéttengelyes járművekre lett kifejlesztve, így csak a keresztirányú VSE görbe értelmezhető a szállítókocsi esetében.

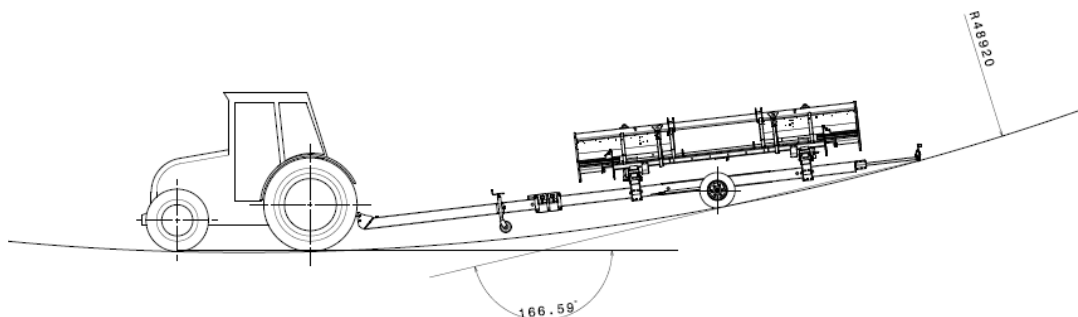


3.17. diagram: Szállítókocsi keresztirányú VSE görbéje

A hosszirányú terepáthatolási képesség meghatározása nagyon összetett feladat, mivel a vontató jármű és a vontatmány között csuklópont található, melynek helyzete a vontató jármű kialakításától függ. Az analízis lefolytatására azért volt szükség, hogy meg tudjam határozni azon épített terepakadály méreteket, amelyeket később a műpályás vizsgálatok során használtam fel. Célszerű szétbontani a feladatot és külön-külön megvizsgálni a szállítókocsi terepáthatolási képességeit a főbb terepakadály típusok esetében. Ennek meghatározására CAD alapú mérési rendszert dolgoztam ki.

1. Völgymenet

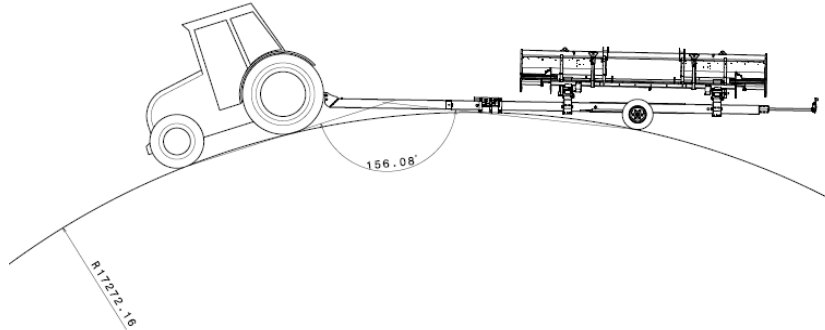
A 3.18. ábrán szemléltetett völgymenet során a vontatmány lámpatartó konzoljának pozíciója kritikus. Felütközése függ a lejtő emelkedési szögétől. A vontatmány haladása során terepi körülmények között ez emelkedőkről történő lehajtás során jelenthet problémát. A vontató jármű terepjárási képessége jóval jobb a vontatmányénál, így a jármű vezetőjének az útvonal megválasztásánál a vontatmány terepjárási képességét kell figyelembe vennie.



3.18. ábra: Völgymenet

2. Dombon történő áthaladás

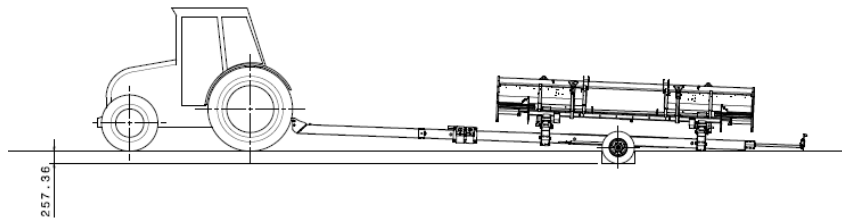
A dombon (3.19. ábra) történő áthaladás során a kritikus felütközési pont a vonórúd közepső része. Terepi körülmények között ez akkor okoz problémát, amikor a jármű nagyméretű domb jellegű akadályon halad keresztül. A vontató járművet vezető pilótának az útvonal kiválasztásánál figyelembe kell vennie a terepakadály meredekségét.



3.19. ábra: Dombon történő áthaladás

3. Árok jellegű akadály

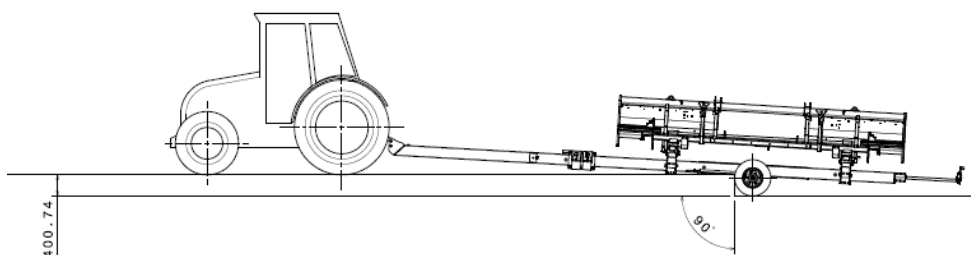
Árok jellegű akadályon történő áthaladás (3.20. ábra) során a felütközés határhelyzetében az adaptert alátámasztó felvevő felület rögzítési pontja ütközik fel. Ebben az esetben fontos megjegyezni, hogy a vontatmány kerékátmérőjének mérete alapján, az árok akadályon át tudna haladni, de a felütközés miatt ez nem lehetséges. Terepi körülmények között ilyen akadályok lehetnek az utat keresztező nyomvályúk, vagy épített úton létrejött kátyúk. Mesterséges terepakadályok létrehozása során az árok jellegű akadályok méretének meghatározásánál, a jármű geometriájának sajátosságait figyelembe kell venni.



3.20. ábra: Árok jellegű akadályon történő áthaladás

4. Lépcső jellegű akadály

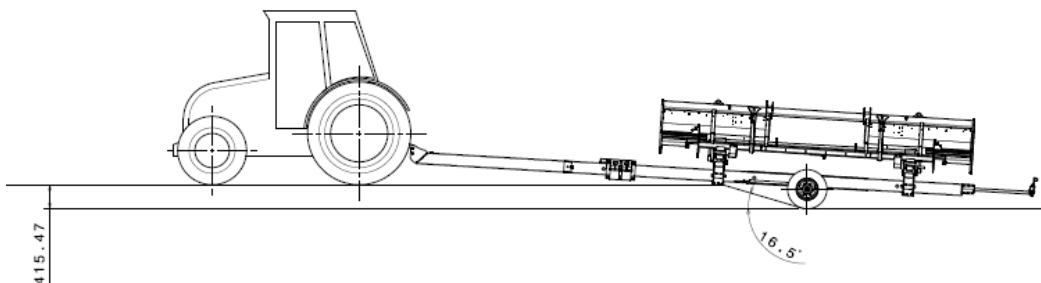
A 3.21 ábrán feltüntetett lépcső jellegű akadályokon történő áthaladás során a vontatmány geometriai határát a főtartó hasmagassága határozza meg. Az akadálytípuson történő áthaladás korlátját nem a vontatmány vázszerkezete, hanem a jármű kerekének tengelymagassága mutatja meg. Mivel a tengely magassága kisebb a főtartó hasmagasságánál, így itt a tengely magassága a kritikus méret.



3.21. ábra: Lépcső jellegű akadályon történő áthaladás

5. Emelkedővel rendelkező lépcső jellegű akadály

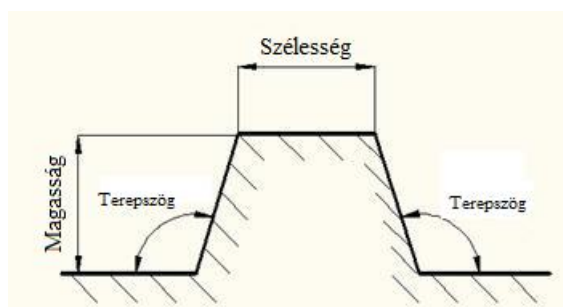
Emelkedővel rendelkező lépcső jellegű akadály (3.22. ábra) egy összetett terepakadály kombináció. Ebben az esetben már a lépcső magassága függ a lejtő meredekségétől. Itt az akadály vontatmányhoz viszonyított csúcspontjának pályagörbéjét kell figyelembe venni. A vontatmányra szerelt felvevő felület alsó rögzítési pontja ütközik fel.



3.22. ábra: Emelkedővel rendelkező lépcső jellegű akadályon történő áthaladás

6. Gát jellegű akadály

A legösszetettebb akadálytípus a 3.23 ábrán bemutatott gát jellegű akadály. A vontatmány akadály áthatoló képessége függ az akadály magasságától, hosszától, és a terepszögektől. Az akadály méreteinek analitikus meghatározása a pályagörbék figyelembe vételével egy sokváltozós függvényt eredményez.



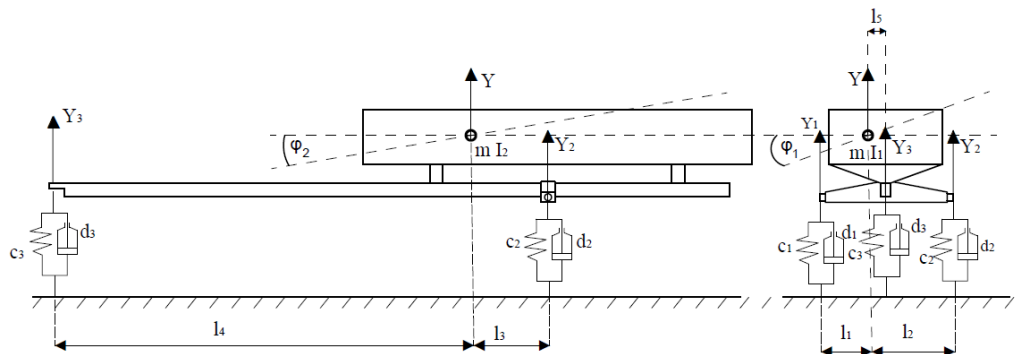
3.23. ábra: Gát jellegű akadály

A természetben a vontatmány szempontjából a gát jellegű akadályok előfordulása a leggyakoribb. Ilyen jellegű makroakadály típusok a keresztirányú nyomvályúk, kövek és egyéb a haladási irányra merőlegesen elhelyezkedő, többnyire merev akadályok. Fontos megjegyezni, hogy a fárasztó vizsgálatok során alkalmazott akadálykombinációk is többnyire gát jellegű akadályokból állnak. A mesterséges akadályok létrehozásánál tehát minden esetben célszerű végrehajtani a háromdimenziós akadályáthatolási képesség analízisét. A mérések eredményeit a M5 mellékletben ismerttettem.

3.7. A szállítókocsi szimulációja különböző gerjesztések esetén

A szállítókocsi mechanikai modelljének felírására azért van szükség, hogy megállapítható legyen a szerkezet átviteli tulajdonsága. Az átviteli tulajdonság teremt meg a kapcsolat az útprofil gerjesztései és a szerkezeten mérhető válaszjelek között. Ennek meghatározása érdekében, első megközelítésként fel kellett írni a vontatmányra jellemző mechanikai modellt.

A szállítókocsi egyszerűsített modellje az 3.24. ábrán látható. Az ábra alapján felírt analitikus mozgásegyenlet rendszer magába foglalja a teljes vázszerkezetet a ráhelyezett dummy adapterrel, amelyet az egyenletrendszerben egy a tömegközéppontban elhelyezett tömegponttal és két tehetetlenségi nyomatékkal határoztam meg. A vontatmány kerekeit egy-egy rugós és csillapítós taggal modelleztem. A vontató jármű és a vonószem kapcsolatát szintén egy rugós és egy csillapítós taggal modelleztem.



3.24. ábra: Vontatmány lengéstani modellje menetirány szerinti szemből illetve oldalnézetből

Az analitikus egyenletrendszer felvétele során több egyszerűsítést kellett alkalmaznom, mivel a szerkezet több elemének viselkedése, a harmonikus mozgásegyenlet rendszer segítségével nem vagy csak számos kikötés mellett alkalmazható. Ilyen egyszerűsítés, hogy a dummy adapter és a szállítókocsi egy tömegpontként lett modellezve. Ennek oka, hogy általános esetben a két szerkezet a szállítókocsi haladása során együtt mozog. Bizonyos esetekben azonban, ha az útprofil gerjesztésének amplitúdója egy határértéknél nagyobb, a két szerkezet a csuklópont körül szétválk, majd ezt követően összeütköznek. Ennek a jelenségnek a leírása a harmonikus folyamatokat leíró mozgás egyenletrendszerrel nem kezelhető. További egyszerűsítés még, hogy a vontató jármű és a vonószem kapcsolatában csak vertikális irányú elmozdulás lehetséges. A valós szerkezet esetén a vontatás során horizontális elmozdulás, azaz vontatási iránynak megfelelő elmozdulás is történik.

A felírt modell egy tömegponttal, annak vertikális irányú elmozdulásával (y), valamint két irányú szögelfordulással (φ_1, φ_2) írja le a szállítókocsi mozgását. Tehát a felírt analitikus modell paraméterei a

$$\bar{y}(t) = \begin{bmatrix} y \\ \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{bmatrix}, \quad \dot{\bar{y}}(t) = \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \end{bmatrix}, \quad \ddot{\bar{y}}(t) = \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \end{bmatrix},$$

alakban kezelhetőek. A járműmodell felírása során figyelembe kell venni a tengelytáv és a tömegközéppont helyzetét is. Számolni kell tehát a tehetetlenségi nyomaték (J) hatásával is. A tehetetlenségi nyomaték meghatározható a szerkezet tömegközéppontjának és a tengely körüli tehetetlenségi sugár ismeretének alapján. A tehetetlenségi nyomaték felhasználásával már megállapítható az úgynevezett bólintó szögelfordulás és a hossztengegyével párhuzamos tengely körüli elfordulás mértéke is.

A mechanikai modell felírása során a tömegközéppont vertikális irányú elmozdulását y -al, a jobb keréknél y_1 -el, a bal kerék esetében pedig y_2 -vel jelöltem. A szállítókocsi vonószemének vertikális irányú elmozdulását, amely a vontató szerkezet mozgásából adódik, y_3 -al adtam meg. A vontatmány hossztengegyére merőleges tengely körüli elfordulást φ_1 -el, a hossztengegyével párhuzamos tengely körüli elfordulást pedig φ_2 -vel jelöltem. A vontatmány tehetetlenségi nyomatékai, ismerve a tengelyek körüli tehetetlenségi sugarakat a

$$J_1 = m(l_1 + l_2)^2 \quad (3.1)$$

$$J_2 = m(l_3 + l_4)^2 \quad (3.2)$$

összefüggéssel határozható meg.

A Lagrange egyenlet alapján a mechanikai modell három részből tevődik össze. A rendszer első része a kinetikus, azaz a mozgási energiáját leíró rész, amelynek ismertében meghatározható a tömegmátrix. A mozgásegyenlet második tagja a csillapítási, vagy más néven a rendszer disszipációs energiáját összegző tagja, amely alapján a csillapítási mátrix határozható meg. Az egyenletrendszer harmadik tagja pedig a rugókban tárolt energiát, azaz a potenciális energiát meghatározó rész, amely alapján kiszámítható a merevségi mátrix. A mozgásegyenlet három tagjának valamint a gerjesztés mértékének ismertében már számítható a vizsgált pont elmozdulása.

A mozgásegyenlet első tagja a rendszer kinetikus (T), azaz a mozgási energia meghatározása alapján számolható, amely felhasználásával a szerkezetre jellemző tömegmátrix felírható. A vontatmány modelljének kinetikus energiája a

$$T = \frac{1}{2}(m\dot{y}^2 + J_1\dot{\varphi}_1^2 + J_2\dot{\varphi}_2^2) \quad (3.3)$$

összefüggéssel határozható meg. A mozgási energia csak a sebességek függvénye. Az y a φ_1 és a φ_2 sebességek szerint differenciálva a tömegmátrix (\bar{M}) elemeit az

$$\bar{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 \\ 0 & 0 & J_2 \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

alakban adhatjuk meg. Mivel ismert a vontatmány tömegközéppontja és a tehetetlenségi nyomatékok nagysága és iránya így a tömegmátrix ezek ismeretében már a

$$\bar{M} = m \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & (l_1 + l_2)^2 & 0 \\ 0 & 0 & (l_3 + l_4)^2 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

alakban is felírható.

A mozgásegyenlet rendszer második tagja a csillapítási, vagy más néven disszipációs energia (D_i) ismerete alapján meghatározható csillapítási mátrix tag. A modellben szereplő csillapító tagokat visszahelyettesítve a disszipációs energia egyenletébe, amely a relatív sebességek négyzetével arányos a

$$D_i = \frac{1}{2}(d_1\dot{y}_1^2 + d_2\dot{y}_2^2 + d_3\dot{y}_3^2) \quad (3.6)$$

összefüggést kaptam. A mozgásegyenlet felírásánál figyelembe vett három mozgási szabadságfok átszámítása az

$$y_1 = y + l_1\varphi_1 + l_3\varphi_2, \quad (3.7)$$

$$y_2 = y - l_2\varphi_1 + l_3\varphi_2, \quad (3.8)$$

$$y_3 = y + l_5\varphi_1 - l_4\varphi_2 \quad (3.9)$$

összefüggések segítségével történt. A felírt mozgási egyenletek felhasználásával elvégezhető a tagok négyzetre emelése és rendezése a

$$\dot{y}_1^2 = \dot{y}^2 + l_1^2\dot{\varphi}_1^2 + l_3^2\dot{\varphi}_2^2 + 2\dot{y}l_1\dot{\varphi}_1 + 2\dot{y}l_3\dot{\varphi}_2 + 2l_1\dot{\varphi}_1l_3\dot{\varphi}_2, \quad (3.10)$$

$$\dot{y}_2^2 = \dot{y}^2 + l_2^2 \dot{\varphi}_1^2 + l_3^2 \dot{\varphi}_2^2 - 2\dot{y}l_2\dot{\varphi}_1 + 2\dot{y}l_3\dot{\varphi}_2 - 2l_2\dot{\varphi}_1l_3\dot{\varphi}_2, \quad (3.11)$$

$$\dot{y}_3^2 = \dot{y}^2 + l_5^2 \dot{\varphi}_1^2 + l_4^2 \dot{\varphi}_2^2 - 2\dot{y}l_5\dot{\varphi}_1 - 2\dot{y}l_4\dot{\varphi}_2 - 2l_5\dot{\varphi}_1l_4\dot{\varphi}_2 \quad (3.12)$$

felírt alakban. A vontatmány modelljére érvényes mozgásegyenletek visszahelyettesítésével már felírható a disszipációs energia egyenletrendszere a

$$D_{i_1} = \frac{1}{2}\dot{y}^2 d_1 + \frac{1}{2}l_1^2 \dot{\varphi}_1^2 d_1 + \frac{1}{2}l_3^2 \dot{\varphi}_2^2 d_1 + \dot{y}l_1\dot{\varphi}_1 d_1 + \dot{y}l_3\dot{\varphi}_2 d_1 + l_1\dot{\varphi}_1l_3\dot{\varphi}_2 d_1, \quad (3.13)$$

$$D_{i_2} = \frac{1}{2}\dot{y}^2 d_2 + \frac{1}{2}l_2^2 \dot{\varphi}_1^2 d_2 + \frac{1}{2}l_3^2 \dot{\varphi}_2^2 d_2 - \dot{y}l_2\dot{\varphi}_1 d_2 + \dot{y}l_3\dot{\varphi}_2 d_2 - l_2\dot{\varphi}_1l_3\dot{\varphi}_2 d_2, \quad (3.14)$$

$$D_{i_3} = \frac{1}{2}\dot{y}^2 d_3 + \frac{1}{2}l_5^2 \dot{\varphi}_1^2 d_3 + \frac{1}{2}l_4^2 \dot{\varphi}_2^2 d_3 - \dot{y}l_5\dot{\varphi}_1 d_3 - \dot{y}l_4\dot{\varphi}_2 d_3 - l_5\dot{\varphi}_1l_4\dot{\varphi}_2 d_3 \quad (3.15)$$

alakban. A három változó szerinti differenciálással a csillapítási mátrix (\bar{D}) megadható a

$$\bar{D} = \begin{bmatrix} (d_1 + d_2 + d_3) & \frac{1}{2}(d_1l_1 - d_2l_2 - d_3l_5) & \frac{1}{2}(d_1l_3 + d_2l_3 - d_3l_4) \\ \frac{1}{2}(d_1l_1 - d_2l_2 - d_3l_5) & (d_1l_1^2 + d_2l_2^2 + d_3l_5^2) & \frac{1}{2}(d_1l_1l_3 - d_2l_2l_3 - d_3l_5l_4) \\ \frac{1}{2}(d_1l_3 + d_2l_3 - d_3l_4) & \frac{1}{2}(d_1l_1l_3 - d_2l_2l_3 - d_3l_5l_4) & (d_1l_3^2 + d_2l_3^2 + d_3l_4^2) \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

alakban.

A mozgásegyenlet harmadik tagja a rugókban tárolt energiák, azaz a potenciális energiák (U) ismerete alapján számolható a

$$U = \frac{1}{2}(c_1y_1^2 + c_2y_2^2 + c_3y_3^2) \quad (3.17)$$

egyenlet megoldása segítségével. A három mozgási szabadságfokban felírt mozgási egyenletek felhasználásával ebben az esetben is elvégezhető a tagok négyzetre emelése és rendezése a

$$y_1^2 = y^2 + l_1^2 \varphi_1^2 + l_3^2 \varphi_2^2 + 2yl_1\varphi_1 + 2yl_3\varphi_2 + 2l_1\varphi_1l_3\varphi_2, \quad (3.18)$$

$$y_2^2 = y^2 + l_2^2 \varphi_1^2 + l_3^2 \varphi_2^2 - 2yl_2\varphi_1 + 2yl_3\varphi_2 - 2l_2\varphi_1l_3\varphi_2, \quad (3.19)$$

$$y_3^2 = y^2 + l_5^2 \varphi_1^2 + l_4^2 \varphi_2^2 - 2yl_5\varphi_1 - 2yl_4\varphi_2 - 2l_5\varphi_1l_4\varphi_2 \quad (3.20)$$

alakra. A vontatmány modelljére érvényes mozgásegyenletek visszahelyettesítésével már felírható a potenciális energiát leíró egyenletrendszer a

$$U_1 = \frac{1}{2}y^2c_1 + \frac{1}{2}l_1^2 \varphi_1^2 c_1 + \frac{1}{2}l_3^2 \varphi_2^2 c_1 + yl_1\varphi_1c_1 + yl_3\varphi_2c_1 + l_1\varphi_1l_3\varphi_2c_1, \quad (3.21)$$

$$U_2 = \frac{1}{2}y^2c_2 + \frac{1}{2}l_2^2 \varphi_1^2 c_2 + \frac{1}{2}l_3^2 \varphi_2^2 c_2 - yl_2\varphi_1c_2 + yl_3\varphi_2c_2 - l_2\varphi_1l_3\varphi_2c_2, \quad (3.22)$$

$$U_3 = \frac{1}{2}y^2c_3 + \frac{1}{2}l_5^2 \varphi_1^2 c_3 + \frac{1}{2}l_4^2 \varphi_2^2 c_3 - yl_5\varphi_1c_3 - yl_4\varphi_2c_3 - l_5\varphi_1l_4\varphi_2c_3 \quad (3.23)$$

formában. A három változó szerinti differenciálással a merevségi mátrix (\bar{C}) a

$$\bar{C} = \begin{bmatrix} (c_1 + c_2 + c_3) & \frac{1}{2}(c_1l_1 - c_2l_2 - c_3l_5) & \frac{1}{2}(c_1l_3 + c_2l_3 - c_3l_4) \\ \frac{1}{2}(c_1l_1 - c_2l_2 - c_3l_5) & (c_1l_1^2 + c_2l_2^2 + c_3l_5^2) & \frac{1}{2}(c_1l_1l_3 - c_2l_2l_3 - c_3l_5l_4) \\ \frac{1}{2}(c_1l_3 + c_2l_3 - c_3l_4) & \frac{1}{2}(c_1l_1l_3 - c_2l_2l_3 - c_3l_5l_4) & (c_1l_3^2 + c_2l_3^2 + c_3l_4^2) \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

alakban adható meg.

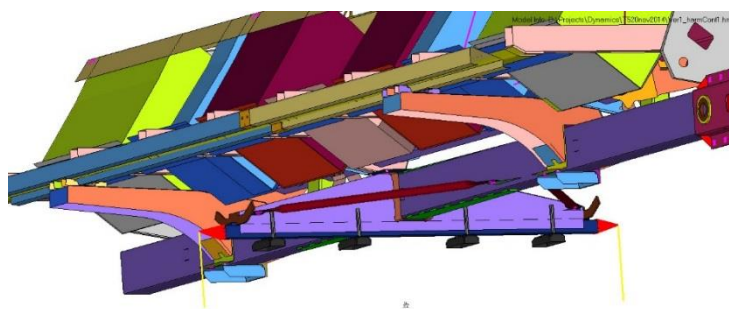
A járműmodell általános differenciál egyenlete a három tag ismeretében már felírható. Elviekben a gerjesztési mátrix ismeretében már meghatározható lenne a modell átviteli függvénye. A modell felírása során alkalmazott egyszerűsítések, valamint az egyenletrendszer összetettsége miatt célravezető a modell számítógépes szimulációjának elvégzése a pontosabb eredmények érdekében.

A szállítókocsi lengéstani tulajdonságainak pontosabb számítógépes modellezése lehetővé teszi, hogy a szerkezet minden elemét a térbeli geometriai modell alapján, mint több szabadságfokú rendszer vizsgáljuk. A vontatmány CAD modelljének és a jármű dinamikai paramétereinek ismeretében, már készíthető egy olyan számítógépes szimuláció, amely segítségével elfogadható közelítéssel előállítható a rendszer adott pontjára jellemző átviteli függvény.

Első lépésben a szerkezet végeelemes elemzését kellett elvégezni. A CATIA programban felépített 3D konstrukció modelljének behálózását a HyperMesh program felhasználásával végeztem el. A lemezből gyártott alkatrészek 2D-s héjelemmel, azaz SHELL 181 típusú elemel, valamint a 3D-s tömb jellegű alkatrészeket SOLID 185 típusú elem felhasználásával hálóztam be. A hegesztések esetén az elemek összekötése közös csomópontok alkalmazásával történt. A csavarkötéseknél az előfeszítés mértékét BEAM 4 rúdelemek alkalmazásával állítottam be. A szerkezet lineáris és statikus anyagmodelljének megadásakor a

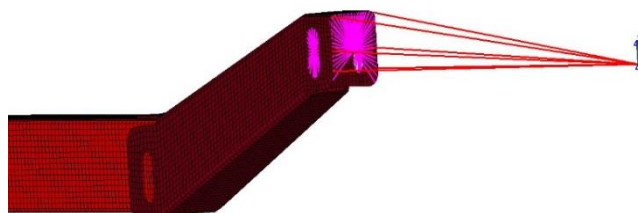
rugalmassági modulus:	$E=210 \text{ GPa,}$
Poisson tényező:	$\gamma = 0,3 [-],$
a vázszerkezet sűrűsége:	$\delta = 7,85 \frac{g}{cm^3}$

paraméterek kerültek beállításra. A szállítókocsi gumibroncsainak modellezése a 3.25. ábrán látható módon lineáris rugók, azaz COMBIN 14 elemek felhasználásával történt. A rugók karakterisztikája megegyezett a valós gumibroncs rugóállandójával valamint csillapítási tényezőivel. A rugók a szerkezet vázához csuklós kapcsolattal, a talajhoz vertikális megkötéssel voltak kényszerelve. A terepprofil gerjesztését a szállítókocsi a talajhoz rögzített vertikális irányú rugón keresztül kapta.



3.25. ábra: Vontatmány gumibroncsának modellezése

A szállítókocsi kapcsolata a vontató járművel az 3.26. ábrán bemutatott módon, egy csúszkán elhelyezkedő rugó felhasználásával került modellezésre.

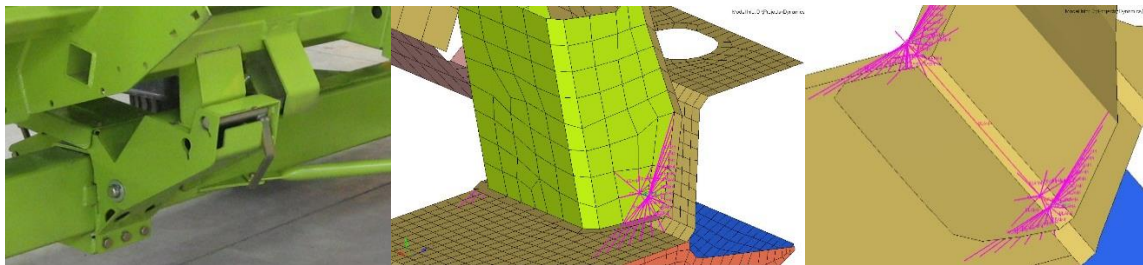


3.26. ábra: Vontatmány vonószemének modellezése

A csúszkán a vonófej a beállított kényszerek miatt csak vertikálisan, azaz a beépített rugóval megegyező irányban tudott elmozdulni. A csúszkán alkalmazott kényszerek minden irányban engedélyezték a szerkezet elfordulását. A beépített rugó esetében Combin 14 elemet használtam fel. Az itt alkalmazott rugó

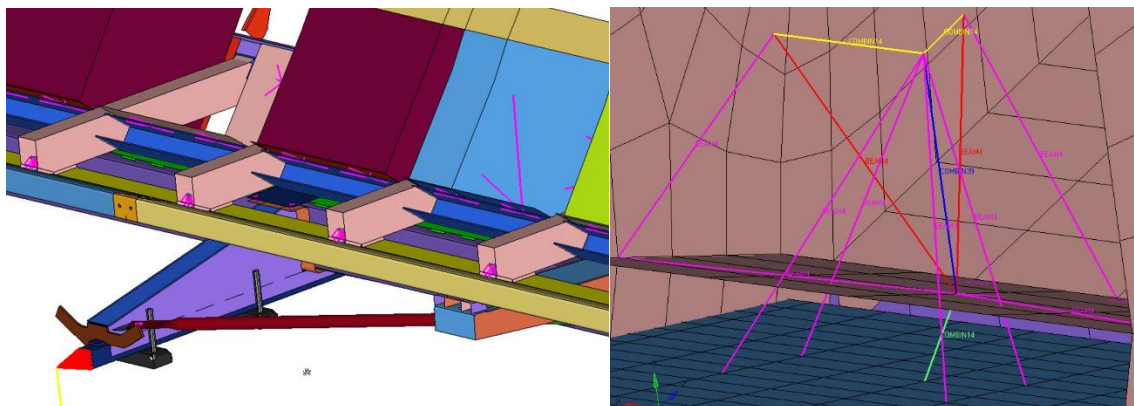
$$\begin{aligned} \text{rugó karakterisztikája:} & c_{\text{vonó}} = 2000 \frac{\text{N}}{\text{mm}}, \\ \text{csillapítási tényezője:} & d_{\text{vonó}} = 20000 \frac{\text{Ns}}{\text{m}} \end{aligned}$$

értékre voltak beállítva. A szállítókocsra a dummy adaptert felfektetik és egy csapon keresztül rögzítik. A vontatmány haladása során a két test együtt mozog, azonban ha az útprofil gerjesztése meghaladja a kritikus amplitúdót a dummy adapter a csap tengelye körül elfordulva el tud távolodni a szállítókocsitól és ezt követően visszaesik rá. Ennek a nem harmonikus mechanikai mozgásnak a modellezését csak közelítő megoldással tudtam kezelni. A csap körüli elfordulást egy csatolt tengelyt helyettesítő elem felhasználásával modelleztem, amelyet BEAM 4 rúdelemek felhasználásával pozicionáltam a 3.27. ábrán bemutatott módon.



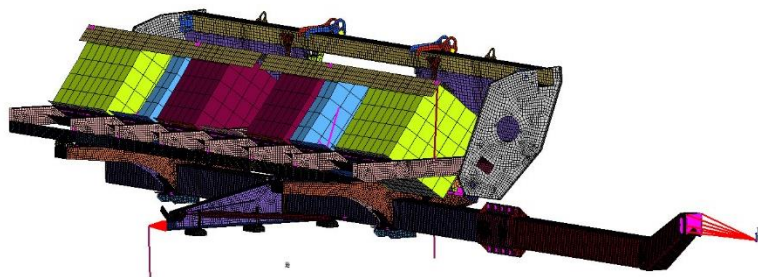
3.27. ábra: Az adapter szállítókocsihoz viszonyított forgástengelyének modellezése

A rögzítő csap modellezésén túl el kellett készíteni a szállítókocsi felvevő felületének és a dummy adapter kapcsolatának modellezését is. Ebben az esetben a 3.28. ábrán látható módon COMBIN 14 kétirányú rugóelemeket alkalmazva biztosítottam a dummy asztal háromirányú elmozdulásának irányait illetve egy úgynevezett COMBIN 39 gyenge, csak nyomott irányban erőt kifejtő rugó felhasználásával biztosítottam a vertikális elmozdulások lehetőségét.



3.28. ábra: A szállítókocsi felvevő felületének és az adapter kapcsolatának modellezése

A hálózás és az elemek közötti megfelelő kapcsolatok kiválasztását követően el lehetett végezni a teljes szerkezet végeleemes analízisét. A futtatás során használt modell a 3.29. ábrán látható.



3.29. ábra: A vontatmány HyperMesh program segítségével létrehozott modelljének hálózása és kényszerzése

A szerkezet hálózását és kényszerzését követően az ANSYS program Harmonic Analyses moduljának alkalmazásával már elkészíthető volt a szállítókocsi modális és harmonikus analízise. Az elemzés eredménye alapján meghatározhatóak azok a kritikus frekvenciatartományok, ahol a gerjesztésekre adott válaszfüggvény mértéke az átviteli karakterisztika hatására jelentősen megnövekedik.

3.8. Szállítókocsi járműdinamikai tulajdonságainak mérése

A mérés célja a vontatmány, azaz a mérés eszközül választott szállítókocsi, mechanikai és azon belül lengéstani tulajdonságainak megismerése volt. Ebben a méréssorozatban a jármű súlypont-koordinátáinak, rugókarakterisztikájának, önlengésszámának és csillapítási tényezőjének meghatározására került sor.

Vontatmány tömegének és tömegközéppontjának meghatározása méréssel.

A szerkezet tömegének és tömegközéppont-koordinátáinak meghatározására, több a további kutatás szempontjából is fontos oka volt. Szükség volt meghatározni a vontatmány súlyából származó terhelés hatásvonalát. Ennek segítségével meghatározhatóak a kritikus borulási határhelyzetek és a különböző terepszögek esetén a vontatmány kerekeire és vonószemére jutó terhelések aránya. A tömegközéppont-koordináták ismerete szükséges továbbá az önlengésszám valamint a megfelelően pontos mozgás szimuláció meghatározásához is.

Az önlengésszámot befolyásoló hatások megállapítása miatt több terhelés esetére is megmértem a vontatmány tömegének és tömegközéppontjának koordinátáit. A tömegközéppont helyzetét három koordinátában, hossz-, kereszt- és a talaj síkjától mérten függőleges irányban határoztam meg. A 3.30. ábrán látható módon, talpmérlegek segítségével meghatároztam a jármű kerekeire valamint vonószemére jutó súlyerőt, majd a jármű megdöntésével megmértem ismételtelen a terheléseket, és az így kapott erők és az erőkarok arányából nyomatéki egyenletekkel határoztam meg a különböző terhelések esetére adódó tömegközépponti koordinátákat.



3.30. ábra: Tömegközéppont meghatározása a vontatmány megemelésének módszerével

Fúvott gumiabroncs rugókarakterisztikájának mérése

A vontatmány gumiabroncs rugókarakterisztikáját különböző terhelések és abroncsnyomások mellett határoztam meg. A mérés során a vontatmány egyik oldalát egy daru segítségével megemeltem, majd fokozatosan, mérve a jármű tömegét és a gumiabroncs deformációját, visszaengedtem a szerkezetet az eredeti pozíciójába. Ezt a mérési módszert követve megismételtem három különböző (3 bar, 5 bar, 7 bar) gumiabroncsnyomás mellett. A gumiabroncs rugóállandójának ismerete szükséges a vontatmány szimulációs modelljének és az önlengésszámának a meghatározásához.

A vontatmány önlengésszámának meghatározása méréssel

A vontatmány önlengésszámának mérésénél azzal a feltételezéssel éltem, hogy a szerkezet egy lineáris egytömegű lengőrendszer. A jármű gumiabroncsának rugókarakterisztikája lineáris a vontatmány súlyereje a jármű tömegközéppontjából a föld középpontjába mutató erő. A vontatmány a vonószem csuklópontja körül tud elfordulni. A modell alapján a jármű egy állandó lengésidejű csillapított fizikai inga mozgásegyenletével leírható, azaz gerjesztés hatására a jármű amplitúdója az idő függvényében állandó periódusidővel csökkenni fog.

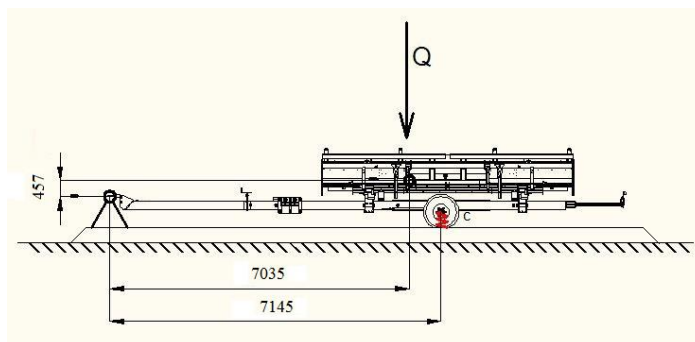
A mérés során a vontatmány vonószemét egy rögzített vonóhorogra akasztottam fel, hogy a szerkezet a csuklópont körül csak elfordulni tudjon, ezzel biztosítottam, hogy a rendszernek csak egy szabadságfoka maradjon. A mérés során három különböző terhelésszintet vizsgáltam meg, három különböző gumiabroncs légnyomás mellett. Az első terhelési szint a vontató kocsit dummy adapter nélkül a második esetben dummy adapterrel és a harmadik esetben a járművet a dummy adapterrel és további pótsúlyokkal láttam el. Minden esetben külön-külön megmértem a vontatmány lengéseit 3 bar, 5 bar és 7 bar gumiabroncs légnyomás mellett is.

A vontatmány lengési tulajdonságainak méréséhez szükséges volt, az adott terhelési szintekhez tartozó tömegközéppontokban, a gerjesztések hatására lengésbe jövő jármű gyorsulásértékeinek mérése (3.31. ábra). Erre a célra a súlypont koordináták helyére gyorsulásérzékelőt szereltem fel, amivel mérni lehetett a lecsillapodó lengések mértékét.



3.31. ábra: Gyorsulásérzékelő felhelyezése a súlypontba a lengésvizsgálat során

A jármű felműszerezését követően biztosítani kellett a kellő mértékű gerjesztést. A szállítókocsit egy daru segítségével megemeltem olyan mértékben, hogy a gumiabroncs még ne emelkedjen el a talajtól, majd egy kioldó szerkezet segítségével a vontatmányt leejtettem, a 3.32. ábra szerint. A gerjesztett szerkezet csillapodó lengésgyorsulásait pedig a tömegközéppontban helyezett gyorsulásérzékelő segítségével regisztráltam.



3.32. ábra: Vontatmány lengésvizsgálata

3.9. Szabadföldi vontatási vizsgálatok

A szabadföldi mérésorozat során a lehetőségekhez mérten a terep- és talajviszony-kombinációk legszélesebb intervallumát kívántam megvizsgálni. Elsősorban olyan mérési területeket választottam ki, melyeken a vizsgált szállítóközi elakadás nélkül át tud haladni, valamint figyelembe kellett venni azt is, hogy normál üzemi körülmények között milyen útvonalakon közlekednek ilyen típusú vontatmányokkal. A szállítóközi feladatukból adódóan földutakon és másodrendű betonozott útszakaszokon közlekednek, ezért a méréseket is ilyen jellegű útszakaszokon kellett lefolytatni.

A mérés első helyszínéül a gödöllői Szent István Egyetem területén található tangazdaság sima, folytonos borítású aszfaltozott útburkolatát választottam ki, a 3.33. ábrán láthatóan, abból a célból, hogy később az utak minőségét ehhez a pályaszakaszhoz tudjam hasonlítani.



3.33. ábra: Folytonos borítású, sík aszfaltozott útszakasz

Méréseim második helyszíne a 3.34. ábrán látható, Kétpó határában található töredezett borítású kátyús útszakaszt választottam, ahol jellemzően csak mezőgazdasági gépek közlekednek.



3.34. ábra: Töredezett borítású kátyús aszfaltozott útszakasz

A harmadik mérés szintén a gödöllői Szent István Egyetem területén található tangazdaság zúzott kővel kevert murvás útszakaszán történt, amely a 3.35. ábrán látható.



3.35. ábra: Zúzott kővel kevert murvás útszakasz

A negyedik mérést a 3.36. ábrán látható Gödöllő-repülőtér, Ökörtelek völgy külterületén található homokos földúton végeztem. A terep sajátossága volt, hogy az út felső rétegét nagyon puha porszerű homokréteg borította, de az útszakasz alsóbb rétege igen kemény tömörödött szerkezetű volt.



3.36. ábra: Homok jellegű útszakasz

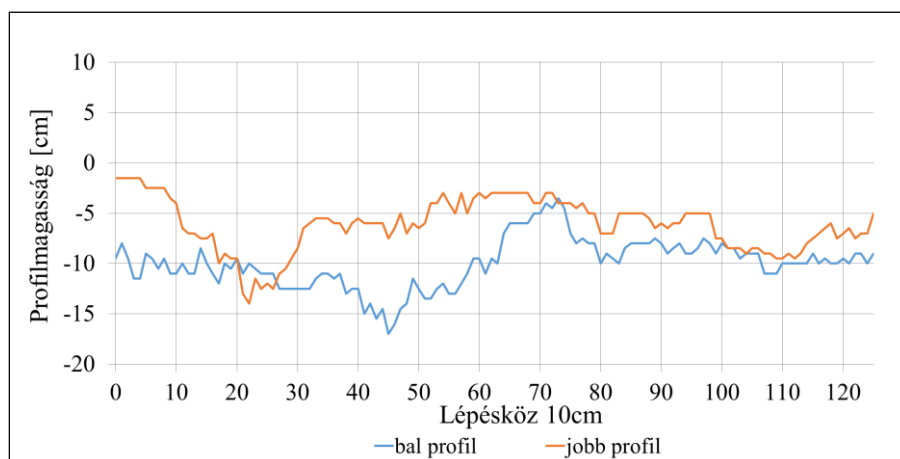
Az utolsó mérési szakaszt Törökszentmiklós külterületén egy kötött agyagos mezőgazdasági földúton végeztem el, ami a 3.37. ábrán figyelhető meg.



3.37. ábra: Kötött agyagos útszakasz

A szabadföldi átvontatási méréssorozat célja az volt, hogy felmérjem normál üzemi körülmények mellett milyen terepprofilokon mekkora dinamikus erőhatások terhelik a járművet. A méréssorozat során első lépésében a közlekedőedények elvén működő profilométer segítségével regisztrálásra került a vizsgált útszakasz nyomvonalainak profiljai. A 3.38. ábra példáján látható egy kátyús útszakasz terepprofil regisztrátuma, a többi talajprofil regisztrátum kiértékelése a melléklet M6-tól M10-ig terjedő részében megtalálható. Ezt követően, a talajmechanikai mérések általános szabályrendszere szerint, meghatároztam az adott útszakasz talajmechanikai paramétereit is. A

talaj paramétereinek meghatározása a későbbi szabadföldi mérések összehasonlíthatósága miatt volt szükséges.



3.38. ábra: Töredezett borítású kátyús útszakasz jobb és bal oldali terepprofil regisztrátuma

Minden úttípus esetében, ahol ez lehetséges volt, a nyomvonalból három talajminta vételezésére került sor melyek segítségével laboratóriumi körülmények között meghatározásra került a talaj szemcseszerkezete, száraz bázishoz viszonyított nedvességtartalma és a talajminta sűrűsége is. A kézi talajnyíró készülékkel minden földúton kijelölt útszakaszon tíz helyen, egyenként három különböző terheléssel összesen kilencven mérést végeztem el. A torziós nyírókészülékkel mért első érték az adott talaj maximális nyírószilárdsága, a második mért érték ugyanazon talajszelvényben az a feszültség, ahol a talajszemcsék között már megszűnt a kohézió. A statikus penetrációs készülékkel a vontatmány kijelölt nyomvonalán belül, helyszínenként tizenkét pontban végeztem méréseket. A penetrométer egy meghatározott méretű kúpos mérőfejjel rendelkező mérőeszköz, mellyel a talajba történő behatolási mélység függvényében leolvashatók a behatolási mélység és a behatolási ellenállás (nyomás) értékpárjai. Ezzel a mérési módszerrel lehet jellemezni az adott talaj teherbírási képességét. A dinamikus penetrációs készülék hasonlóan a statikus vizsgálóberendezéshez egy kúp talajba történő behatolását méri, de ebben az esetben nem folyamatos sebességgel történik a kúp talajba hatolása, hanem egy egységnyi tömeg leejtése által létrehozott ütőmunka biztosítja a talajba hatoláshoz szükséges erőt. A súly többszöri leejtésével a kúp egyre mélyebb talajrétegekbe hatol. Az egy-egy ütés során bekövetkezett besüllyedés mértékével lehet jellemezni a talaj dinamikus behatásokkal szembeni teherbírást. Az ily módon összesen 18 ejtéssel tömörített rétegre jutó munkavégzés ekkor a Proctor-vizsgálatnál alkalmazott tömörítő munka mennyiségével közel egyező. Ehhez hasonló dinamikus erőhatások ébrednek a talajban a jármű áthaladása során is. A dinamikus penetrálást hasonló képen az előző méréshez minden mérési területen a nyomvonalban tizenkét mérési ponton végeztem el.

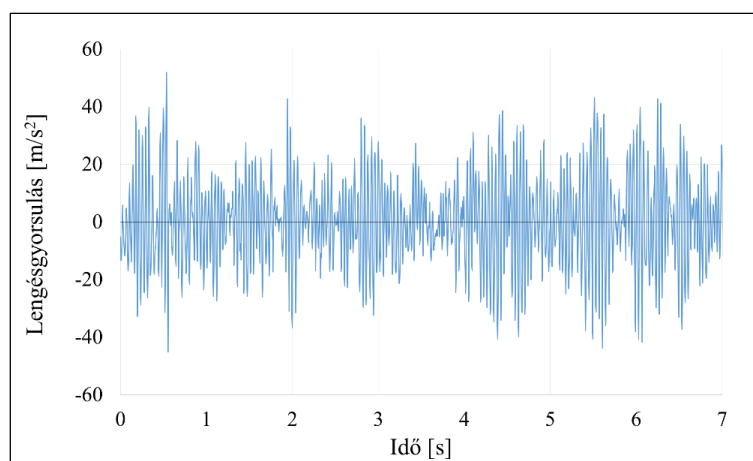
Az átvontatási méréssorozat megkezdése előtt regisztrálásra került a környezet hőmérséklete, a levegő nedvességtartalma és a vizsgálni kívánt útszakasz GPS koordinátái is. A különböző talajtípusok esetében a vontatmány gumiabroncsának felfekvési felülete is eltérő mértékű volt. Az eltérések mértékét jelölőporos mérési módszerrel határoztam meg. A gumiabroncs deformitását az M16 mellékletben foglaltam össze.

A vizsgálat során a különböző terepprofilokon, tizenegy különböző vontatási sebességen (3,6 km/h; 4,7 km/h; 5 km/h; 5,5 km/h; 5,8 km/h; 6,5 km/h; 8,2 km/h; 10 km/h; 15 km/h; 18 km/h; 25 km/h) meghatároztam a vontatott járművekre ható lengésgyorsulásokat és a vontatott járművekre ható vonóerő igény változásait. A 3.39. ábra jól szemlélteti a mérés menetét, mely szerint minden mérési szakasz elejét megelőzött egy gyorsítási és a mérés végét követően egy lassítási szakasz. Így biztosítva azt, hogy a mérési tartomány kezdetétől a végéig közel állandó vontatási sebességgel haladjon a vontatmány.



3.39. ábra: Szabadföldi mérés menetének bemutatása

A sztochasztikus útprofil gerjesztésének hatására a mérések során kapott gyorsulásérték regisztrátumok is hasonló képen sztochasztikus jelleget mutatnak. A 3.40. ábra példáján bemutatva jól látszik, hogy milyen széles amplitúdó spektrumon változhatnak a lengésgyorsulások.



3.40. ábra: Töredezett borítású aszfaltúton 18 km/h vontatási sebességgel, a vontatmány bal oldalánál rögzített vertikális irányú lengésgyorsulás regisztrátuma

Minden mérés során 300 méteres mérési szakaszt jelöltem ki, melyen minden sebességfokozatban háromszor ismételt meg a mérést. A szabadföldi mérések során öt útszakaszon tizenegy vontatási sebesség és három ismétlés mellett összesen százhatvanöt mérés került lefolytatásra. Ez a vonóerő igény valamint a kilenc különböző mérési csatornán érkező gyorsulásjelek alapján ezerhatszázötven mérési regisztrátumot jelent.

A vontatási vizsgálatok során több esetben is előfordult, hogy bizonyos vontatási sebességek mellett, a vontató jármű vezetője olyan mértékű lengéseket érzékelt a vezetőfülkében, hogy nem tudta befejezni a vizsgálatot a kitűzött sebesség mellett. Ez arra engedett következtetni, hogy ilyen esetekben olyan szélsőséges erőhatások lépnek fel a vontatmányban, amely normál használat során nem, vagy csak nagyon ritkán fordulhatnak elő. Kijelenthető tehát, hogy a szabadföldi mérések során vizsgált útszakaszok kellő mértékű és nagyságú terhelési szintet jelentenek a további összehasonlító vizsgálatok számára.

3.10. Műpályás fárasztóvizsgálatok bemutatása

3.10.1. Mérések görgős tesztpadon

A mérésorozat harmadik szakaszában két különböző gyorsított fárasztóvizsgálati módszer összehasonlítására került sor. Az egyik vizsgálati módszer a görgős tesztpadon történő fárasztás. A CLAAS vállalatnál a terepen közlekedő járművek validálása, a Harsewinkelben található görgős tesztpadon történik. A CLAAS házi szabványa szerint a jármű megfelelt minősítést kap, ha a jármű

méretei alapján kiválasztott akadályon, 5,8 km/h sebességnek megfelelő 35 1/min fordulatszám 20 órán keresztül meghibásodás nélkül üzemel.



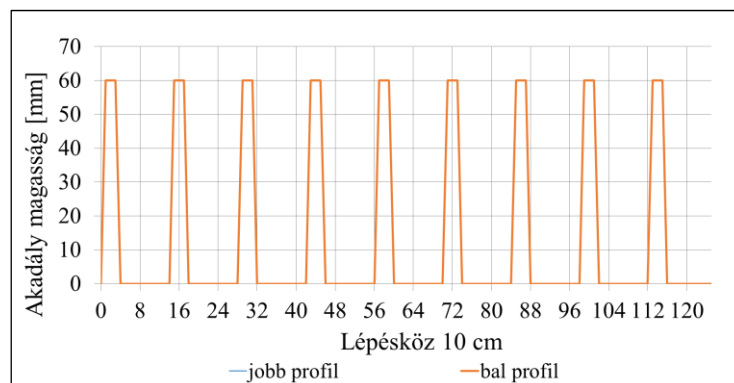
3.41. ábra: Görgős tesztpadon történő mérés

A vontatmány a 3.41. ábrán látható módon a vonószemnél egy rögzített ponthoz van kapcsolva és a kerekei alatt lévő hengereken excentrikusan elhelyezett akadályok modellezik a talaj egyenetlenségeit. A görgős tesztpad kialakításából adódóan, melyet a 3.42. ábra szemléltet, a jármű két kereke alatt található görgő, kis mértékben, de különböző sebességgel forog, így az akadályok egymáshoz képesti helyzete folyamatosan változik.



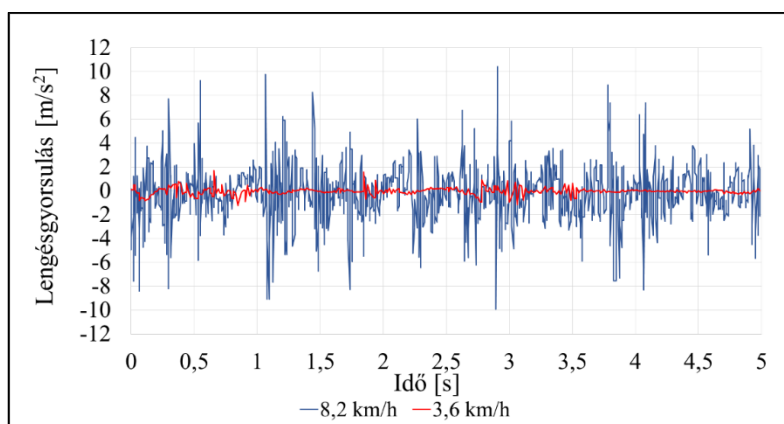
3.42. ábra: Akadálykialakítás a görgős tesztpadon

A sebességváltozásból adódóan az igénybevételek frekvenciája is folyamatosan változik. Ebben az esetben is merev pálya és rugalmas kerék kapcsolat jön létre. A görgők forgási sebességét és az akadály méretét, egy szabadföldi vontatási vizsgálat során regisztrált gyorsulásértékek alapján határozták meg. Figyelembe vették az adott pályaszakaszon regisztrált leggyakrabban előforduló akadályméreteket, valamint azok ciklikusságát. Az így kialakított mesterséges akadályprofil a 3.43. ábra mutatja be.



3.43. ábra: Görgős tesztpad kiterített profilja

A görgős tesztpadon mért gyorsulásérték regisztrátumokat a 3.44. ábra példáján keresztül mutatom be. A méréseket, a görgős tesztpad hidraulikus rendszerének kialakítása miatt, csak öt alacsonyabb sebességi fokozatban (3,6 km/h – 8,2 km/h) lehetett elvégezni, így a többi mérés során nagyobb sebességtartományoknál regisztrált gyorsulásértékekkel nem lehet összehasonlítani. A görgős tesztpadi mérés feldolgozott eredményeit a M12. mellékletben foglaltam össze.

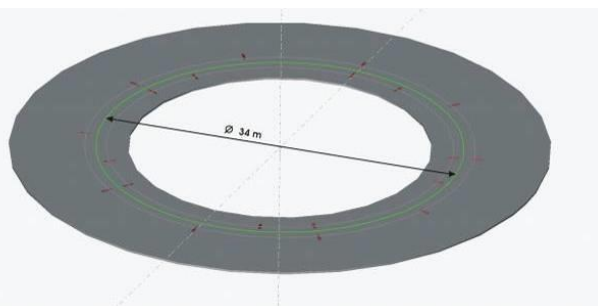


3.44. ábra: Vontatmány bal oldalán vertikális irányban mért lengésgyorsulása (piros 3,6 km/h, kék 8,2 km/h) két különböző vontatási sebességnek megfelelő fordulatszámon a görgős tesztpadon

A méréssorozatban tizenhárom mérést végeztem el, így ebben az esetben százharminc regisztrátumot dolgoztam fel. A mérés során azt tapasztaltam, hogy az alacsony fordulatszám miatt csak kisebb lengésgyorsulások érhetőek el, valamint az akadályok különböző kialakítása ebben az esetben a geometriai korlátok miatt nehezen megvalósítható. Továbbá itt érdemes megjegyezni, hogy a jármű súlyának növelésével egyre kisebb ütési energiát képes átadni a görgő, mivel a jármű súlya is kis mértékben, de csökkenti a görgő pillanatnyi sebességét. Ezáltal nehezebb járműszerkezetek kisebb fárasztó igénybevételnek vannak kitéve. A görgős fárasztóvizsgálati rendszer azonban nagyon jól szabályozható és ezáltal a különböző frekvenciákon történő terhelésátadásra nagyon alkalmas.

3.10.2. Mérések a gödöllői körpályán

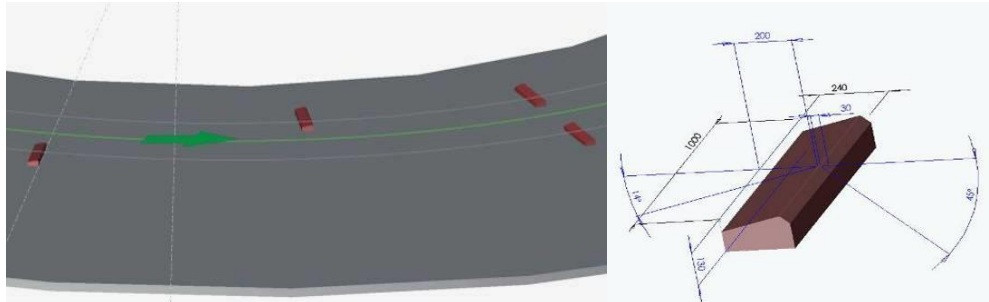
A másik vizsgált fárasztóvizsgálati eljárás a körpályán történő tesztelési módszer. A vontatott szerkezetet egy speciális kialakítású állandó gerjesztési ciklust biztosító akadályrendszeren keresztül vontatják körbe. A mérés a Gödöllőn található NAIK - Mezőgazdasági Gépesítési Intézet által kifejlesztett körpályán (3.45. ábra) került lefolytatásra, ahol a vontatott szerkezetek validálását végzik.



3.45. ábra: MGI által kifejlesztett körpálya kialakítása

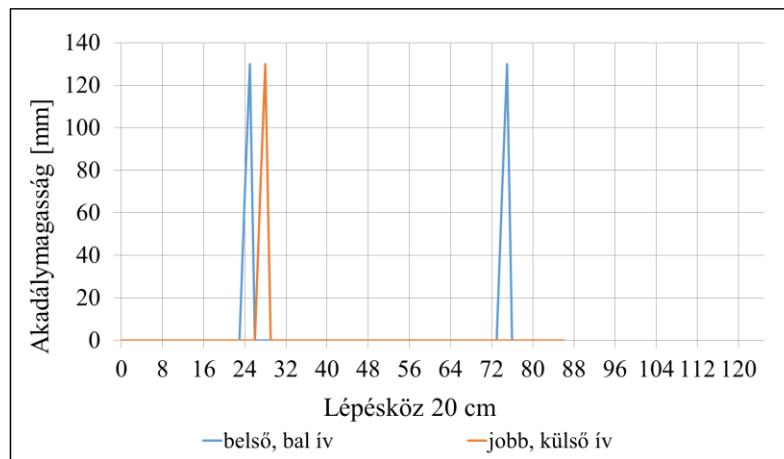
A körpályán az egytengelyes vagy tandem futóműves szerkezetek tesztelése esetén alkalmazott akadályok a 3.46. ábrán illusztráltak szerint oly módon vannak elhelyezve, hogy a vontatmány

kerekei külön-külön majd egyszerre is áthaladjanak az akadályokon. Minden akadályon történő áthaladás egy igénybevételnek felel meg. Mind a pálya, mind az akadály merev, tehát ebben az esetben merev pálya és rugalmas kerék kapcsolatot leíró összefüggések használhatóak. Az akadályok elrendezése és mérete tapasztalati úton lett meghatározva. Az MGI házi szabványa szerint a szerkezet megfelelő minősítést kap, ha meghibásodás nélkül 3,6 km/h vontatási sebesség mellett elvisel 10 000 igénybevételt.



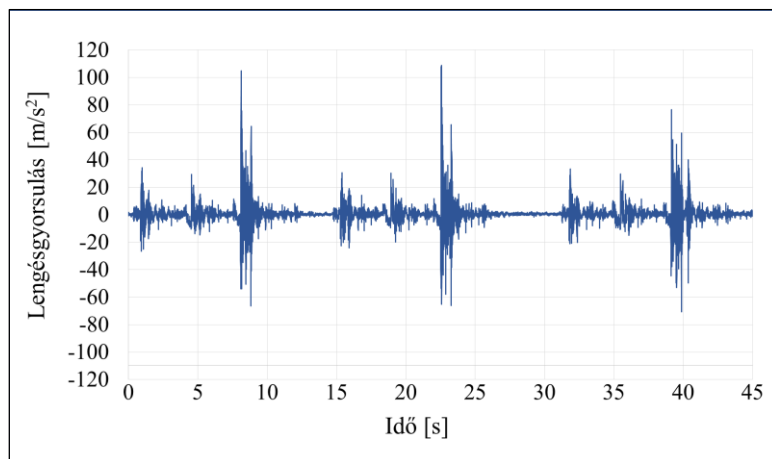
3.46. ábra: Körpálya akadályainak elrendezése és méretei

A körpálya kiterített útprofilját a többi méréshez hasonlóan regisztráltam és a 3.47. ábrán feltüntetett módon grafikusán is ábrázoltam.



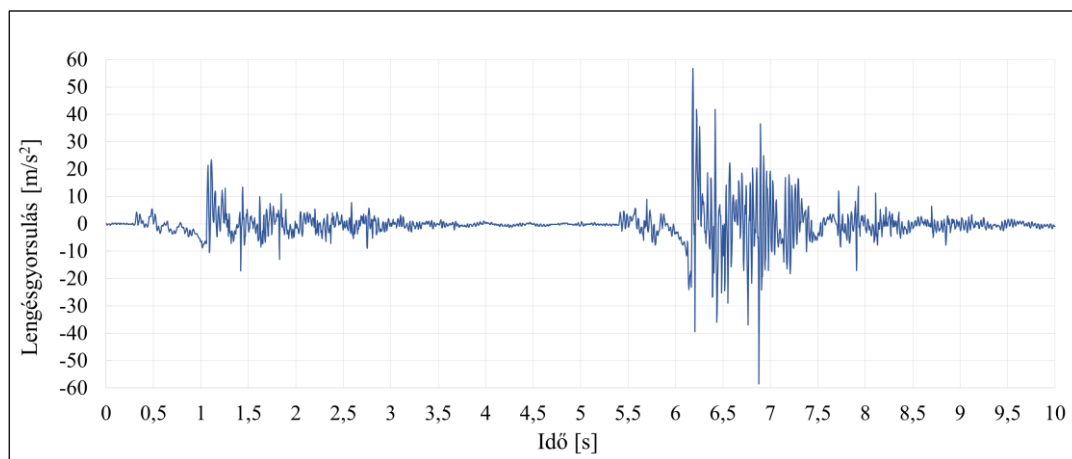
3.47. ábra: Körpályán elhelyezett akadályok útprofilja

A vontatási méréssorozat során a már korábban ismertetett módon itt is rögzítésre kerültek a gyorsulásérték regisztrátumok. Jól látható a 3.48. ábrán, hogy az akadályok ciklikussága milyen nagymértékben jelentkezik a lengésgyorsulás regisztrátumon. A 3.48. ábrán szemléltetett alacsony sebességhez tartozó gyorsulásértékek esetén könnyen észre vehető az egymást követő gerjesztések hatása a járműszerkezet egy adott pontján.



3.48. ábra: A gödöllői körpályán történt 5 km/h vontatási sebességgel, a vontatmány bal oldalánál rögzített vertikális irányú lengésgyorsulás regisztrátuma

A 3.49. ábrán egy menetirány szerint bal, majd ezt követően egy páros akadálykombináción történő átvontatás lengésgyorsulás regisztrátum látható. Az alacsony 3,6 km/h vontatási sebesség esetén még jól elkülönül a két különböző akadály gerjesztő hatása.



3.49. ábra: Egy bal majd egy dupla akadálykombináción történő áthaladás gyorsulásérték regisztrátuma 3,6 km/h vontatási sebességgel, a gödöllői körpályán

Mindkét gerjesztés esetében a mérési pontokra illesztett csillapodó lengéseket leíró függvénynek paramétereit a (3.19) és a (3.29) összefüggések alapján határoztam meg, amelyek a (3.1) táblázatban kerülnek bemutatásra.

3.1. táblázat: Körpályán mért csillapodó lengések paramétereit 3,6 km/h vontatási sebesség esetén

Körpályán mért csillapodó lengések paramétereit				
	Lengésidő [s]:	Logaritmusos dekrementum [-]:	Csillapítási viszonyosság [1/s]:	Sjátfrekvencia [Hz]:
Bal oldali akadály:	0,31	0,289	0,912	3,15
Kettős akadály:	0,31	0,307	0,991	3,22

Az adatgyűjtés során tizenegy különböző sebességhez tartozó mérést folytattam le, amit háromszor ismételt meg. Minden mérés esetén tíz mérési csatornán regisztráltam a mérési jeleket, így összesen háromszázharminc mérési regisztrátum került rögzítésre.

Ennek a fárasztóvizsgálati módszernek nagy hátránya, hogy a vontatmány belső íven haladó kereke kisebb utat tesz meg, így másfajta igénybevétel hat rá, mint a külső íven futó kerék esetén.

Ezt a problémát, kéttengelyes járművek tesztelése esetén, az irányváltás sem korrigálja teljes mértékben. Az eljárás másik hátránya, hogy az akadályok fokozatmentes beállítása nem megoldható. Ez a tesztelési módszer azonban biztosítja azt, hogy a jármű tömegétől és szerkezetétől függetlenül megismételhető és hasonló gerjesztő erőket hoz létre.

3.10.3. Akadálykalibrációs mérés

A méréssorozat negyedik szakaszában mesterséges akadálykombinációk vontatmányra gyakorolt gerjesztő hatásának vizsgálatát végeztem el. Ebben a mérési sorozatban speciálisan kialakított, különböző méretű és elrendezésű mesterséges akadályokon történtek az átvontatásos vizsgálatok. A vizsgálat során, ebben az esetben is ugyanazzal a vontatmánnyal és három különböző előre meghatározott vontatási sebességgel (5 km/h; 10 km/h; 15 km/h) történtek a mérések. Az akadálykalibrációs méréssorozat célja olyan akadálykombinációk kipróbálása, amelyeken történő átvontatás során, hasonló erőhatások (gyorsulások és vonóerő igény) ébrednek a vontatmányon, mint a szabadföldi és a különböző fárasztóvizsgálat módszerek mérései során kapott értékek. A tervezett akadálymérésekhez tartozó összeállítási tematika megtalálhatóak az M13 mellékletben. Az akadálykalibrációs méréseket Törökszentmiklóson a CLAAS Hungaria Kft. telephelyén felépített a 3.50. ábrán bemutatott körpályán végeztem el.

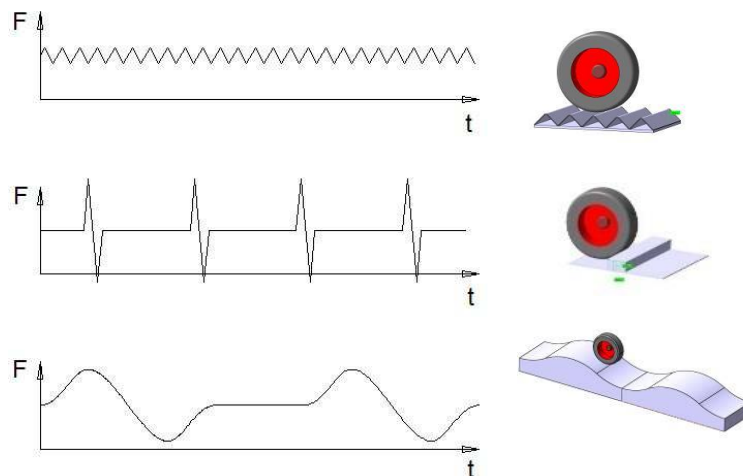


3.50. ábra: Akadálykalibrációs mérés Törökszentmiklóson a CLAAS Hungaria Kft. telephelyén

A normál üzemi körülmények között lefolytatott méréssorozatok során kapott vonóerő igény és gyorsulás regisztrátumok ismerete önmagában még nem elegendő a terepakadályok nagyságának és eloszlásának meghatározásához. Ahhoz, hogy meg tudjuk határozni a regisztrátumokat eredményező terepakadály-kombinációkat, el kell végezni a mesterségesen épített terepakadály-kísérletsorozatot. Erre a célra létrehoztam egy olyan mesterséges akadálykombinációk kipróbálására alkalmas pályaszakaszt, ahol tetszőleges kiosztásban lehet különböző méretű akadályok járművekre gyakorolt hatását vizsgálni. A pályaszakaszon leképezett akadályok segítségével a vontatmányon különböző terheléskollektívákat lehet létrehozni, amelyek összevethetőek a korábban vizsgált természetes és mesterséges útszakaszokon mértékével.

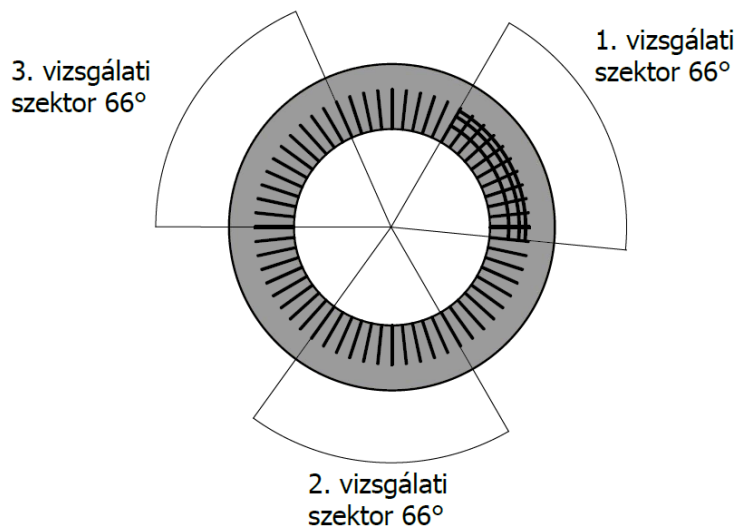
Mivel a természetben végtelen sok különböző formájú és eloszlású terepakadály létezik, így célszerű a varianciák számát a három legjellemzőbb terepakadály-formára és azok kombinációira csökkenteni. Elkülöníthető kis méretű, de sűrűn előforduló, rezgéseket előidéző forma, melyek a talaj mikrobarázdáltságát modellezik. Ilyen terhelésformákat idéznek elő például a traktor kerekeinek nyomvályújában kialakuló barázdák. Külön csoportba sorolhatóak azok az akadályok, melyek ütésszerű igénybevételeket idéznek elő, a természetben ilyen akadályok lehetnek a nagyobb méretű kövek vagy keresztirányú nyomvályúk. A harmadik akadálytípus hullám jellegű terheléseket idéz elő, például ha a jármű egy meredek emelkedőre vagy dombra hajt fel. Ez akkor idézhet elő nagy terhelésnövekedést, ha csak a jármű egyik kereke hajt rá egy ilyen akadályra,

hiszen ebben az esetben a jármű súlyából adódó terhelés jóval nagyobb mértékben terheli a jármű másik kerekét és tengelyét. A három akadálytípust jellegét a 3.51. ábra szemlélteti.



3.51. ábra: Rezgő jellegű, ütésekkel előidézhető és hullám jellegű akadálytípusok

A szabadföldi mérések, valamint korábbi tapasztalatok alapján arra a következtetésre jutottam, hogy a vizsgált vontatmány normál üzemi körülmények mellett jellemzően rezgő és üté igénybevételeket előidézhető akadálytípusok hatásának van kitéve. Hullám jellegű akadálytípusok igénybevevő hatásával általában nagyobb sebességgel haladó járművek szembesülnek. Ebből a megfontolásból az akadálykalibrációs méréseim során csak a rezgő és üté jellegű akadálytípusok igénybevevő hatását vizsgáltam.



3.52. ábra: Törökszentmiklósi körpálya vizsgálati szektorai

A mérések lefolytatása során a körpályát a 3.52. ábra szerint három hatvanhat fokos vizsgálati szektorra osztottam fel. Két mérési szakasz között egy akadálymentes pályaszakaszt alakítottam ki, hogy a vizsgált jármű gerjesztett lengéseinek lehetősége legyen a normál gerjesztetlen állapotba kerülnie. A méréssorozat első felében, az első vizsgálati szektorban, a rezgéseket gerjesztő akadálytípusokat vizsgáltam, míg a másik két szektorban az üté terheléseket létrehozó akadályváltozatokat próbáltam ki.

A rezgéseket előidézhető akadályokat 40x40-es és 60x60-as szögvasak felhasználásával hoztam létre, melyeket mérésenként különböző távolságokban helyeztem el egymástól a 3.53. ábrán

szemléltetett módon. A vizsgálati beállítások során a rezgő típusú akadályok esetén készítettem olyan akadálykombináció verziókat is melynek, a vontatott szerkezet a saját önlengésszámának megfelelő gerjesztést kap.



3.53. ábra: Rezgéseket gerjesztő akadálytípusok

Az ütések előidéző akadályok esetében 80x200-as és 100x180-as zártszelvényeket valamint 75, 100, 130, 150, 180 milliméter sugarú fából készült fél hengereket használtam fel. Az akadályokat különböző osztásközökkel helyeztem fel a pályára, melyek közül néhány beállítási variáció a 3.54. ábra látható.



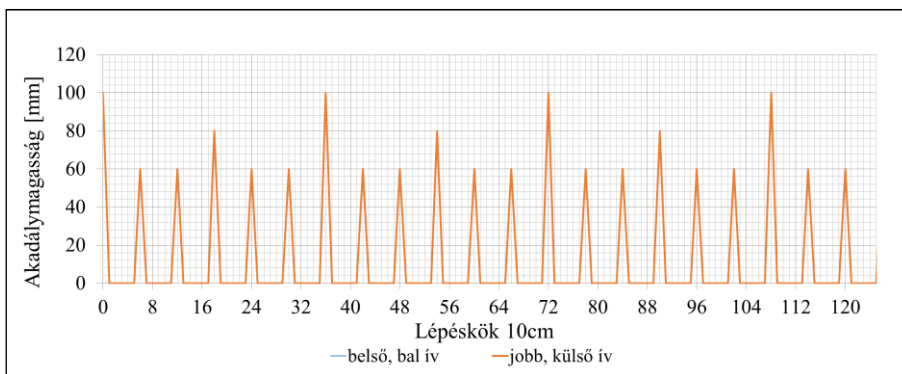
3.54. ábra: Ütésszerű igénybevételeket előidéző akadálytípusok

A méréssorozat második részében a két akadályverzió kombinációinak vizsgálata zajlott. Ebben az esetben a fent említett akadályok mindegyikét felhasználtam, több elrendezési variációban, hogy olyan akadályvariációkat hozzak létre melyeknek gerjesztő hatása megközelítheti a szabadföldi mérési eredményeket. A 3.55. ábrán néhány ilyen beállítási verzió látható.



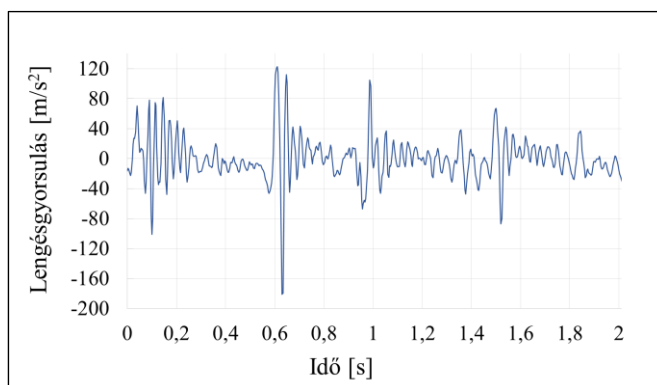
3.55. ábra: Ütések és rezgéseket is előidéző vegyes akadálytípusok

A mérések során számos mesterséges útprofilt hoztam létre, melyek közül egyet a 3.56. ábrán mutatok be. Jól látható, hogy ebben az esetben három különböző akadályvariáció hatását próbáltam ki.



3.56. ábra: Rezgő és ütő jellegű akadályok kombinációjából készített útprofil

Az itt bemutatott akadályprofilon az 5 km/h vontatási sebesség mellett átvontatott szállítókocsin regisztrált vertikális irányú gyorsulásérték regisztrátum (3.57. ábra) jól példázza a ciklikusan ismétlődő, de eltérő amplitúdójú terhelési szinteket.



3.57. ábra: Rezgő és ütő jellegű akadályokon történt 5 km/h vontatási sebességgel, a vontatmány bal oldalánál rögzített vertikális irányú lengésgyorsulás regisztrátuma (Akadályok: 60 x 60 szögvas és 80 x 200 zártszelvény)

A méréssorozat során a három vizsgálati szektorban összesen harminchárom különböző beállítási variációt próbáltam ki, melyeken 5 10 és 15 km/h vontatási sebességekkel haladtam keresztül a vontatmánnyal. Minden mérést háromszor ismételt meg és minden mérés esetén tíz mérési csatornán keresztül gyűjtöttem jeleket, tehát összesen 2970 mérési regisztrátumot tároltam el.

A mérések során létrehoztam olyan szélsőséges beállításokat is, amelyek nagy vontatási sebesség mellett a szerkezet azonnali meghibásodását eredményezték. A körpálya adottságaira visszavezethető, hogy ebben az esetben a vontató járművet vezető pilóta nem érzékelt nagymértékű lengéseket, vagy vibrációt a traktor kabinjában.

3.10.4. Különböző akadálytípusok gerjesztő hatásának vizsgálata

Az akadálykalibrációs méréssorozat befejező részeként megvizsgáltam két különböző akadálytípus lengésgerjesztő hatásait különböző gumibroncsnyomások mellett. A mérés célja, hogy összefüggést találjak az akadályon áthaladó jármű lengésgyorsulásai és a jelenséget befolyásoló paraméterek között.

A körpályán történt mérés során három különböző méretű félhenger (R 80, R 100, R 150) és három különböző méretű zártszelvény (80 x 200, 100 x 180, 120 x 200) akadályon végeztem átvontatásos

vizsgálatokat három különböző gumibroncs nyomás (3 bar, 5 bar, 7 bar) és négy különböző vontatási sebesség (3,6 km/h, 5 km/h, 10 km/h, 15 km/h) mellett.

Az akadályok minden esetben a vontatmány menetirány szerinti bal oldali kerekének nyomvonalában voltak elhelyezve, így az ezek által gerjesztett lengésgyorsulásokat az ezen az oldalon felszerelt szenzor segítségével mértem. A következő 3.58. és 3.59. ábrákon láthatóak a különböző méretű és formájú akadályok, amelyeken a vontatmány áthaladt. A méréssorozat során minden mérés esetében a vontatmány csak egy akadályon haladt keresztül, így elkerülhető volt a korábbi akadályok által gerjesztett lengések zavaró hatása.



3.58. ábra: Félhenger jellegű akadályok (R 80, R 100, R 150)



3.59. ábra: Zártszelvény akadályok (80 x 200, 100 x 180, 120 x 200)

3.11. Mérési eredmények kiértékelési szempontjai

Az előző fejezetekben ismertettem a mérések során alkalmazott eszközöket, a mérés tárgyát képező vontatmányt, valamint a méréssorozat menetét négy egymástól jól elkülöníthető esetben. Első lépésben meghatároztam a vontatott szerkezet dinamikai tulajdonságait, majd ezt követően méréseket végeztem öt különböző tulajdonságú útszakaszon a normál üzemi körülményeknél fellépő terhelések megismerése miatt. A harmadik mérési sorozatban különböző, a járművek szilárdsági tulajdonságának validálására alkalmas tesztrendszeren folytattam a méréseket. Utolsó lépésben pedig különböző műakadályokon folytattam méréseket az eltérő útprofilok járművekre gyakorolt hatásának megismerése miatt. Ebben a fejezetben ismertetem, hogy a mérési regisztrátumok sokaságát milyen módszerekkel értékeltem ki az eredmények összehasonlíthatósága céljából.

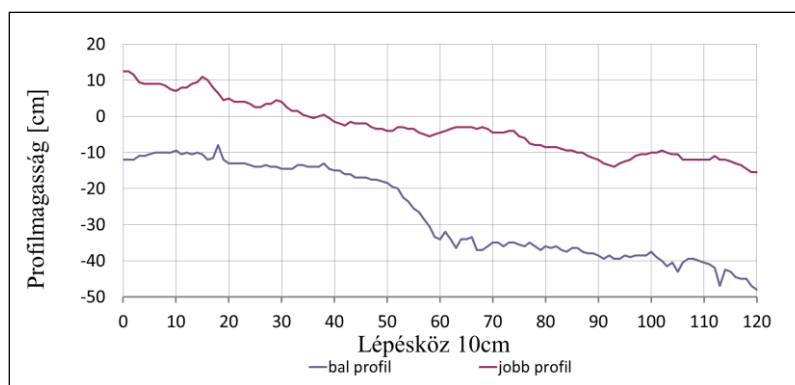
Minden lefolytatott mérés során regisztráltam a vizsgálati szakaszok útprofilját, a talaj mechanikai jellemzőit, valamint a vontatott jármű lengésgyorsulásait három különböző mérési pontban három irányban és megmértem minden esetben a vontatmány vonóerő igényét is. A következőkben a kavicsos murvás útszakasz példáján keresztül ismertetem a mérési eredmények feldolgozásának menetét.

3.11.1. Terepprofil analízise

A mérési eredmények kiértékelésének sorát a terepprofil adatok feldolgozásával kezdtem. Megkülönböztethetünk szűz-, ható- és visszamaradó profilt. Szűz profilnak nevezzük azt az útszakaszt, amit a jármű kerekei még nem deformáltak. A hatóprofil kelti a függőleges irányú

gyorsulásokat, azonban ez a profil mérésével nem határozható meg. Keményebb talajoknál a szűz és a ható profil közötti eltérés a kis talajdeformáció miatt elhanyagolható. A profiladatok begyűjtését minden esetben a vontatmány áthaladása előtt, szűz profilon végeztem el. A méréseket a korábban már ismertetett profilométer műszerrel határoztam meg, melynek pontossága 5 milliméter.

A profilmérések során (h) 0,1 méteres mintavételezési közzel határoztam meg a mérőszakasz (H) 25 méternyi hosszúra eső profilmagasságokat (x_i). A 3.60. ábrán látható, hogy mindkét útprofil profilmagassága a kezdő lépésköztől az utolsó lépésközig csökken, azaz az útszakasz lejt. A két-két magasságkülönbség értéke alapján a jobb profil 1,33%-os míg a bal profil 2,2%-ot lejt. A terület lejtését kompenzálni kell, a mikro domborzat vizsgálata szempontjából nincs jelentősége a domborzat lejtésének, viszont a további frekvenciatartományon történő kiértékelések során hibás eredményekhez vezethet.



3.60. ábra: Kavicsos murvás földút jobb és bal oldali nyomvályúinak profilja

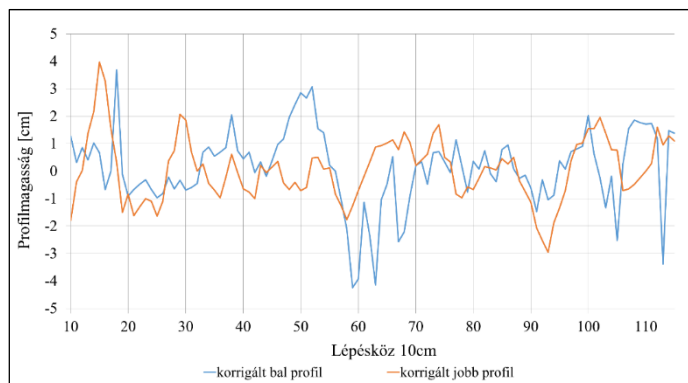
A felvett profilértékekre szükséges egy mozgó középérték (μ_i) függvényt illeszteni. A profilok esetében egy 21 elemből álló mozgó középértéket (m) számoltam ki és illesztettem a profilra. A mozgó középértéket (running mean) a

$$\mu_i = \frac{1}{m} \sum_{i}^{i+m} x_i, \quad (i = 1 \dots i_{max} - m) \quad (3.25)$$

összefüggés segítségével határoztam meg. Ezután kiszámítottam a profilmagasság (X_i) és a mozgó középérték (μ) különbségét.

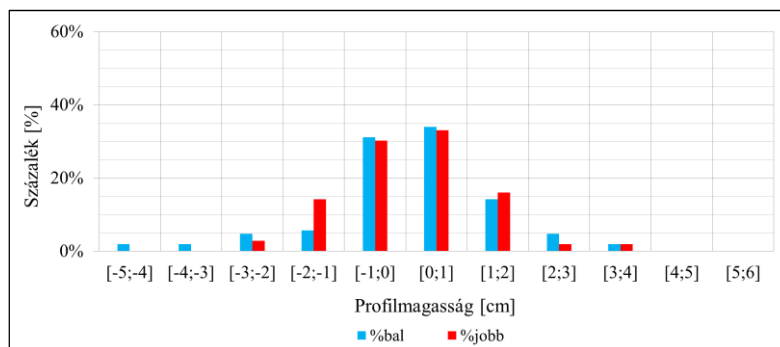
$$x_i = X_i - \mu_i \quad (3.26)$$

A (3.3) egyenlet alapján meghatározott (x_i) görbe nem tartalmazza a terep lejtését, csak a mikro profil értékeit. A fűrésztóvizsgálatok és az akadálykalibrációs mérések esetén a mozgóátlag meghatározásra nem volt szükség, mivel ezekben az esetekben a pályaszakaszok sík alapfelületű útburkolaton zajlottak. A 3.61. ábra szemlélteti a kavicsos murvás út példáján keresztül a korrigált profilt.



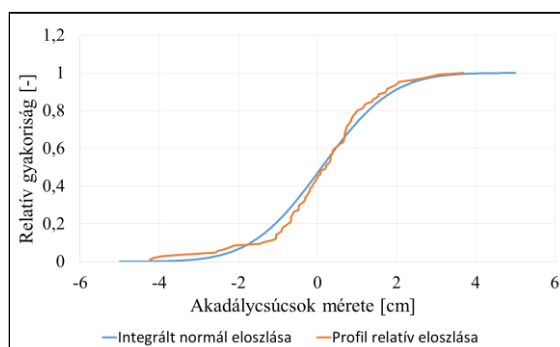
3.61. ábra: Kavicsos murvás földút jobb és bal oldali nyomvályúinak korrigált profilja

A korrigált profilt alapul véve meghatározható a profil mikroakadály rendszerének adott útszakaszra vonatkozó százalékos gyakorisági hisztogramja. A profil százalékos gyakorisága azt mutatja meg, hogy a váltakozó méretű akadálycsúcsok értéksorán belül az adott méretű csúcs milyen gyakorisággal fordul elő. Gyakorlati megfontolások alapján az akadálycsúcsok méreteit egy centiméteres osztásokra csoportosítottam. A kavicsos murvás útszakasz gyakorisági százalékos eloszlása a 3.62. ábrán látható.



3.62. ábra: Kavicsos murvás útszakasz terepprofil magasságainak százalékos gyakorisága

Meghatároztam a kavicsos murvás útszakasz profiljának rendezett sorából készített kumulatív eloszlást is, amelyet összehasonlítottam a profil várható értéke és szórása szerint képzett normál eloszlás integrált görbéjével. A 3.63. ábrán látható az eredmény, hogy a profiladatok jól közelíti a normális eloszlást.



3.63. ábra: A kavicsos murvás útszakasz terepprofil relatív gyakoriságának összehasonlítása az integrált normál eloszláshoz

A profil csúcspontjainak statisztikai értelemben vett másik jellemző értéke a terepszakasz átlagos akadálycsúcs mérete. Ez azt mutatja meg, hogy a korrigált profilban előforduló mikroakadályok átlagos mérete mekkora. A korrigált profil négyzetes középértékét (root mean square) az RMS_p értéket a következő

$$RMS_p = \sqrt{\frac{x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_n^2}{n}} \quad (3.27)$$

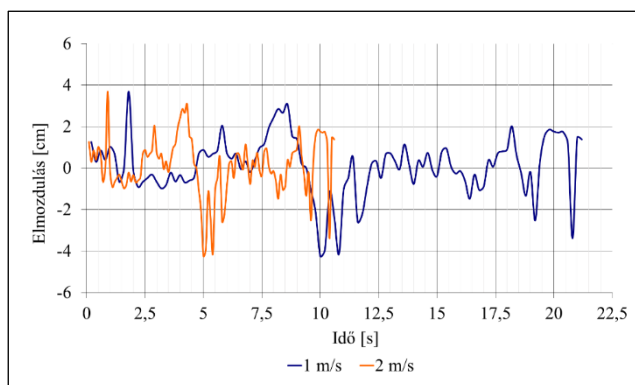
összefüggéssel határoztam meg. Az itt bemutatott példa esetében a jobb oldali profil RMS_p értéke 1,15 cm, míg a baloldalon az RMS_p érték 1,4 cm.

Az útprofil százalékos gyakorisági értékei megmutatják, hogy az adott útszakaszon milyen méretű akadályok milyen százalékban fordulnak elő. A négyzetes középérték pedig megadja, hogy átlagosan milyen méretű akadályok fordulnak elő az adott útszakaszon, azonban egyik statisztikai módszer sem ad útmutatást az akadályok frekvencia szerint eloszlására. Ahhoz, hogy megfelelő képet kapjunk a sztochasztikus jelleget mutató útprofil akadályrendszerének frekvenciájáról, meg kell határozni annak teljesítménysűrűség spektrumát.

3.11.2. Teljesítménysűrűség spektrum meghatározása

A mintavételezett profilok a teljes útprofilnak csak kis részét mutatják. A profilgörbe zárt, analitikus formában nem írható le, így a szokásos matematikai eszközök nem alkalmazhatóak. Továbbá két mérési eredmény sem lesz azonos ugyanolyan körülmények között, tehát egy-egy mért profil görbéje egy sztochasztikus folyamat egy realizációjának tekinthető.

A regisztrátumok független változója lehet az állandó lépésközzel megtett úthossz paraméter, azaz a helykoordináta, amelyet a mérések során alkalmaztam, de alkalmazható a t időparaméter is. A 3.64. ábrán keresztül bemutatva szemléltetem a tér-idő konverziót, amely az átjárást biztosítja a két független változó között. Abban az esetben, ha azt feltételezzük, hogy 1 m/s-os mérési sebességgel történt az adatgyűjtés, akkor a profil függvénye megegyezik az útszakasz korábban ismertetett korrigált profil diagramjával. Az ábrán feltüntettem ugyanezen profil 2 m/s-os feltételezett mérési frekvenciával rögzített elmozdulás-idő függvényét is.



3.64. ábra: Kavicsos murvás útszakasz bal oldali tereprofiljának tér-idő konverziója 1 m/s és 2 m/s mintavételezési sebesség esetére

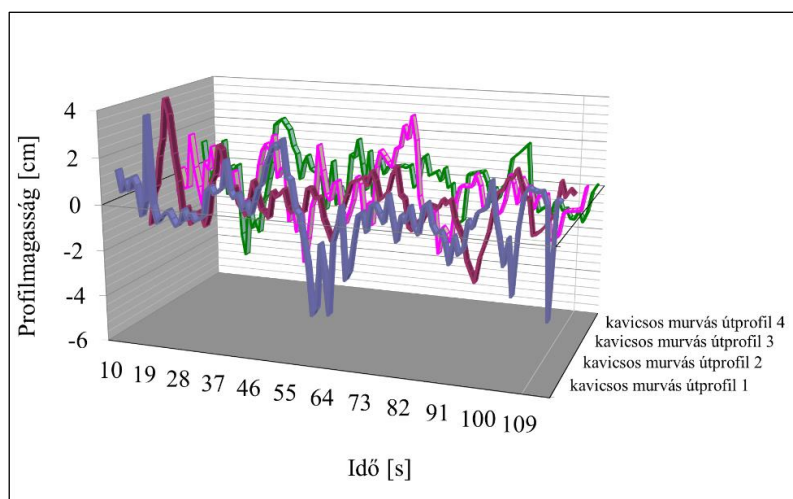
Mivel az értékelés képletei mindkét esetben ugyanazok, képleteimben az irodalomkutatásban ismertetett egyenletek alapján egységesen a független változót t -vel, a regisztrált profilmagasságot x -el jelöltem.

A sztochasztikus folyamatokra jellemző függvények a perem-valószínűségi változó függvény és a szórásnégyzet időfüggvénye. A sztochasztikus folyamatok vizsgálatában jelentős szerepet játszanak a több valószínűségi változó kölcsönös függésének vagy függetlenségének jellemzésére bevezetett korrelációs együtthatóval illetve kovarianciával analóg mennyiségek is. Ilyen az autokorrelációs függvény, az autokovariancia függvény, normált autokorrelációs függvény is.

Szigorúan stacionárius sztochasztikus folyamatok esetén a valószínűségi viselkedés állandósult jellegű, azaz véges-dimenziós peremeloszlások eltolásinvariánsok, azaz rögzített τ tetszőleges távolságra elhelyezkedő n -ed rendű peremeloszlásfüggvények azonosak.

Az ergodicitás megmutatja, hogy milyen körülmények között lehet a sztochasztikus folyamat egy rögzített realizációjából a folyamat valószínűségi struktúrájára nézve következtetéseket levonni. Azaz lehet e egy adott jármű terheléseiből a többi hasonló szerkezeti felépítésű járműre ható terhelésekre vonatkoztatni. Teljesen általános folyamat esetén ez nem lehetséges, bizonyos megszorítások esetén azonban a folyamatra igen. Kimutatható, hogy a stacionárius sztochasztikus folyamatoknál egyetlen, kellően hosszú, realizációból is megállapítható.

A vizsgált kavicsos murvás útszakasz több mért profilgörbéjét mutatom be a 3.65. ábrán, ahol jól látható, hogy a sztochasztikus eloszlású útprofilok ugyanazon időpillanatban eltérő értékkel rendelkeznek.



3.65. ábra: Kavicsos murvás útszakasz különböző szakaszon regisztrált korrigált profiljainak összehasonlítása.

A kavicsos murvás útprofil esetében meghatároztam az egymást követő útprofilok szórásnégyzeteit, annak megállapítására, hogy a profilok varianciája milyen mértékben egyezik meg. Mivel a gyakorlatban nem lehet az összesség számítására elegendő számú regisztrátumot készíteni, az irodalom alapján, a két mért útprofil regisztrátumaiból számítottam ki a szórásértékeket (σ) a

$$\sigma = \lim_{T \rightarrow \infty} \left[\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt \right]^{1/2} \quad (3.28)$$

összefüggéssel. A szórásértékeket a 3.2. táblázatban foglaltam össze.

3.2. táblázat: A kavicsos murvás útszakasz szórása

Kavicsos murvás útszakasz szórása		
	Jobb oldali profil [cm]:	Bal oldali profil [cm]:
Szórás:	1,234	1,226

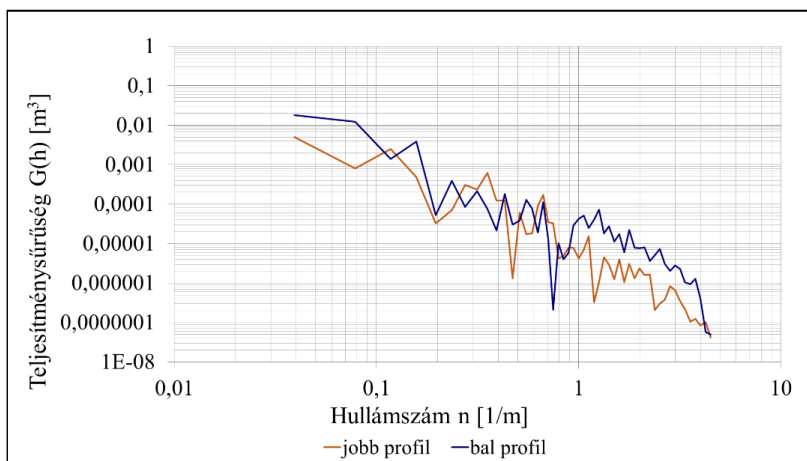
A táblázat értékei alapján kijelenthető, hogy a két profil szórásai közel megegyeznek tehát az adott útszakaszra igaz, hogy stacioner.

Amennyiben a folyamat várható értéke, mint egyetlen realizáció időátlaga is meghatározható és az autokorrelációs függvénye $\tau = t - s$ esetén szintén állandó akkor kijelenthető, hogy ergodikus a folyamat. Az útszakasz szórásértéke, valamint a korábban lefolytatott kutatási eredmények alapján kijelenthető, hogy a vizsgált útszakasz ugyanakkor ergodikus tulajdonságú is.

Az útszakasz stacionárius és ergodikus tulajdonságainak vizsgálata után elvégezhető a profilok frekvenciatartományon vett analízise. A spektrális sűrűségfüggvény más néven teljesítménysűrűség spektrum (*PSD*) formailag megegyezik a Fourier transzformáció összefüggésével. Amelyet a

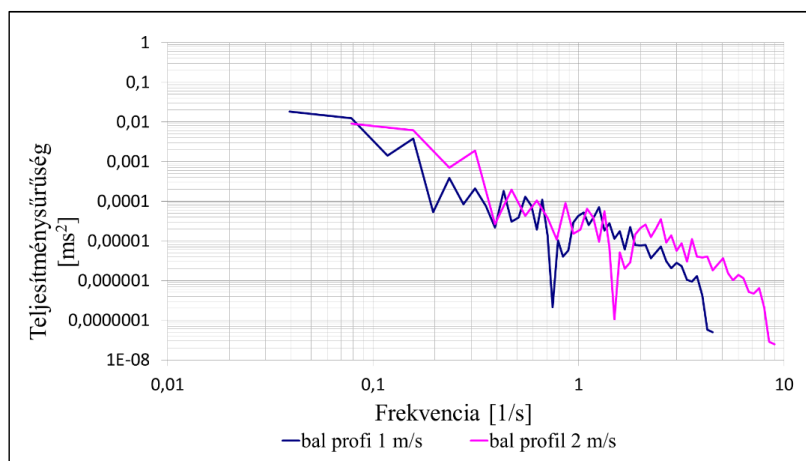
$$G(n) = \lim_{L \rightarrow \infty} \frac{1}{2L} \left(\int_{-L}^L |\zeta(x) e^{-jnx}| dx \right)^2 \quad (3.29)$$

összefüggéssel lehet meghatározni. A 3.66. ábrán a kavicsos murvás útszakasz jobb és bal profiljának *PSD* függvénye látható. Ebben az esetben az állandó lépésközt vettem állandó paraméternek.



3.66. ábra: Kavicsos murvás útszakasz tereprofiljainak teljesítménysűrűség spektrumai

A tér-idő konverzió segítségével a spektrum t idő paraméterrel is meghatározható. A 3.67. ábrán a profil 1 m/s majd 2 m/s-os mérési frekvenciának megfelelő időléptékkel is meghatároztam.



3.67. ábra: Kavicsos murvás útszakasz tereprofiljainak teljesítménysűrűség spektrumai 1 m/s és 2 m/s mérési sebesség mellett

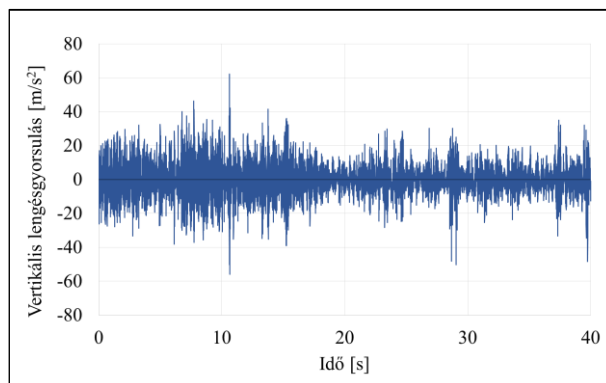
Az elvártak megfelelően a 3.67. ábrán látható, hogy a nagyobb mintavételezési sebességgel vételezett regisztrátum nagyobb frekvencia értékekkel rendelkezik.

A terepprofil regisztrátumok kiértékelését követően megvizsgáltam és elemeztem a vontatmány mérési eredményeit.

3.11.3. Gyorsulások maximális és RMS értékeinek meghatározása

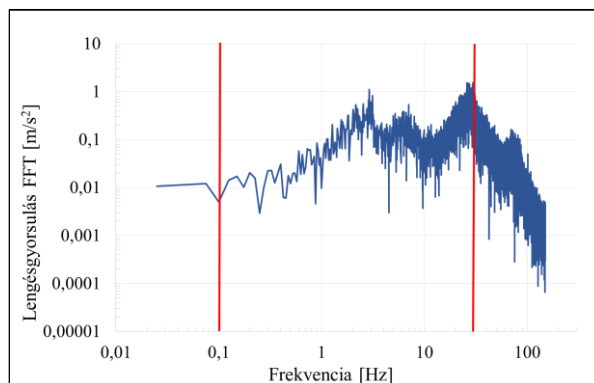
Első lépésben megvizsgáltam a vontatmányon regisztrált gyorsulásértékek szélső, valamint az *RMS* értékeit. A károsodáselmélettel foglalkozó kutatások rámutattak arra, hogy a szerkezetet igénybevevő erőhatások jelentős részéért a teljes útszakasz össz-lengésszámához viszonyítva csekély mértékű, de annál nagyobb amplitúdójú lengésgyorsulások a felelősek. Ezek alapján a mérési regisztrátumokból meg kellett határozni az adott útszakaszra jellemző, maximális lengésgyorsulás értéket. A vizsgált útszakaszokra jellemző gyorsulások szélső értéke azonban nem ad kellő információt a teljes mérési szakasz átlagos gyorsulásértékeinek nagyságáról. A lengésgyorsulás regisztrátumok esetén meghatározott *RMS* érték az adott szakasz teljes mérési tartományára vonatkozó statisztikai mutatószám, hasonlóan az átlagértékhez. Az átlagérték és az *RMS* érték eltér egymástól, de mindkettő a mérési regisztrátumok alapján meghatározható. A korábbi terepjárással foglalkozó kutatások az *RMS* értékkel számoltak, így az összehasonlíthatóság miatt ezt a számítási módszert alkalmaztam.

Minden méréssorozat során a különböző vontatási sebességek mellett rögzített gyorsulásértékek szűrése volt az első feladat. Ahhoz hogy meg tudjam állapítani a gyorsulásmérő jeladók regisztrátumaiból az adott terepre jellemző gyorsulás amplitúdók maximális értékeit, ki kellett szűrni a mérések során keletkezett mérési zajt. A mérések során regisztrált, magasabb frekvencia tartományban jelentkezett, kis amplitúdójú mérési zaj eredete nem meghatározott, de ennek az elemzése nem is volt célom. A mérési eredmények szűrését a kavicsos murvás útszakaszon, 15 km/h-val vontatott szállítókocsin mért gyorsulásértékek példáján keresztül mutatom be, amelynek adatsora a 3.68. ábrán látható.



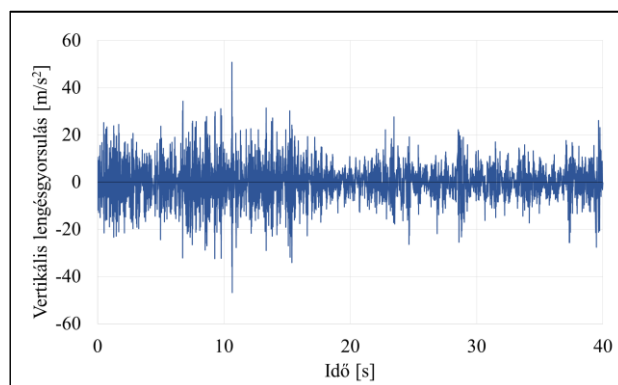
3.68. ábra Kavicsos murvás útszakaszon mért 15 km/h-val vontatott jármű lengésgyorsulás értékei a bal oldalon

Ahhoz hogy ki tudjam szűrni a mérés során keletkezett zajt, amelyet feltételezhetően nem a szállítókocsi mozgásából adódó lengésgyorsulások hoztak létre, frekvenciatartományon alkalmazott sávszűrést kellett elvégezni. A mérési regisztrátum Fourier sorfejtését követően minden olyan frekvencia komponenst, amely kisebb mint 0,1 Hz, illetve amely nagyobb volt mint 30 Hz kizártam az *FFT* adatsorból. A végeselemes modulus vizsgálatokból ismert, hogy a gerjesztett lengések lényeges része a 30 Hz alatt van, a 0.1 Hz alatti sáv pedig olyan hosszú útprofil ingadozásból származhat, ami lényegesen nem befolyásolja az igénybevételek mértékét. A 3.69. ábrán látható a kavicsos murvás útszakasz regisztrátumainak sávszűrése.



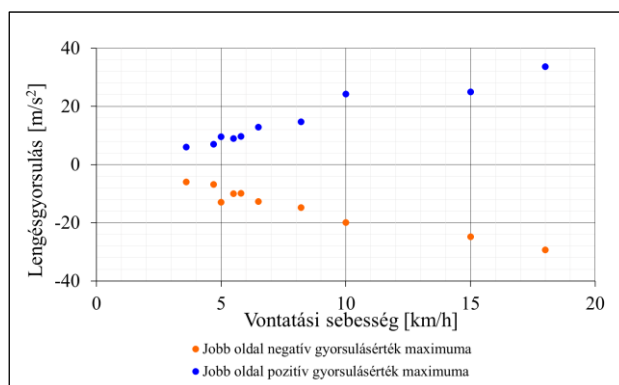
3.69. ábra: Kavicsos murvás útszakaszon mért 15 km/h-val vontatott jármű FFT analízise

A sávzűrést követően a Fourier sorfejtés eredményeit, beleértve a reális illetve a képzetes értékek adatsorát, elvégeztem az inverz Fourier transzformációt. Az így kapott gyorsulásértékek már nem tartalmazzák a mérés során regisztrált zaj értékeit, a sávzűrt lengégyorsulás a 3.70. ábrán látható. A módszer előnye, hogy az extrém terhelések értéke továbbra is megmarad, azonban a mérési zaj nem módosítja a regisztrátum értékeit.



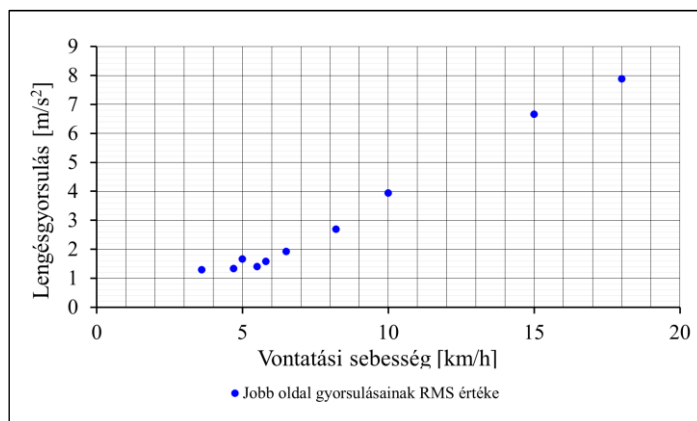
3.70. ábra: Kavicsos murvás útszakaszon szűrt 15 km/h-val vontatott jármű lengégyorsulás értékei a bal oldalon

A mérések során az adott mérési pontokban három irányban regisztráltam és értékeltem ki a lengégyorsulásokat. Mivel az eredmények alapján a vertikális irányban regisztrált értékek bizonyultak a leginkább karakterisztikusnak, így a következőkben ezeket ismertetem. A mérési zaj szűrése után minden vontatási sebességhez tartozó, az adott mérési pontnak és iránynak megfelelően ábrázoltam a lengégyorsulások amplitúdóinak maximális értékeit. Ebben az esetben a 3.71. ábrán a kavicsos murvás útszakaszon a vontatmány jobb oldalánál található jeladó regisztrált vertikális értékeit mutatom be.



3.71. ábra: Kavicsos murvás útszakaszon a vontatmány jobb oldalánál található jeladó regisztrált vertikális értékei

Az ábrán feltüntetett mérési regisztrátumok pontjai közel lineárisan növekednek a sebesség növekedésével. Ez az állítás azonban nem általánosítható a többi mérési eredmény összehasonlítása nélkül. Mivel a maximális gyorsulásértékek önmagukban nem jellemzik a profil gerjesztő hatását további statisztikai paramétereket kell megvizsgálni. Ilyen paraméter a már korábban ismertetett négyzetes középérték *RMS* is. A következő 3.72. ábrán keresztül mutatom be ugyanezen mérési regisztrátum csoport *RMS* értékeit.



3.72. ábra: Kavicsos murvás útszakaszon a vontatmány jobb oldalánál található jeladó regisztrált vertikális lengésgyorsulásainak *RMS* értékei

A diagram alapján ebben az esetben is látszik, hogy a sebesség növekedésének függvényében közel lineárisan növekednek a lengésgyorsulások *RMS* értékei. A többi útprofil lengésgyorsulás *RMS* értékeit az M11 melléklet diagramjain ábrázoltam, ahol szintén megfigyelhető a 3.66. ábrán látható lineáris tendencia. A profil sztochasztikus gerjesztéseinek járművekre gyakorolt hatását azonban nem csak az amplitúdók nagysága alapján kell megvizsgálni. Nagyon fontos kérdés, hogy az akadályok gerjesztése a járművön milyen gyakorisággal, azaz frekvenciával hoznak létre lengéseket a szerkezet különböző pontjain. Ennek meghatározására a lengésgyorsulás regisztrátumokat frekvenciatartományban kell megvizsgálni.

3.11.4. Gyorsulások szórása és vizsgálata a valószínűségi hálón

A sávszűrést követően a mérési regisztrátum már csak a vontatmányra jellemző gyorsulásértékeket tartalmazza, tehát meghatározható az adott mérési sorra jellemző maximális lengésgyorsulás illetve *RMS* érték.

Ahhoz hogy megállapíthassam, hogy a mérési eredmények kellően reprezentatívak az adott útszakaszra, megfelelő paraméterrel kellett jellemezni az adott regisztrátumot. Erre a célra bevezettem az *RMS/amax* viszonyszámot, ami a regisztrátum hosszának növekedésével egy jellemző értékhez konvergál. Másrészt fontos információt hordoz az amplitúdó eloszlások szórása (σ) is. Korábbi eredmények alapján ismert, hogy az adott útprofilra vonatkozó, kellő mintavételezési számból álló regisztrátumról elmondható, hogy normál vagy más néven Gauss eloszlással közelíthető, amelyet az

$$f(a) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(a-m)^2}{2\sigma^2}} \quad (3.30)$$

összefüggés határoz meg. Azzal a feltételezéssel éltem, hogy a teljes útszakaszon mérhető lengésgyorsulások közül, a regisztrátumban található maximális gyorsulásérték a 3σ határra esik, azaz 99,865 % valószínűséggel a legnagyobb érték. A mérési eredmények kiértékeléséből megállapítottam, hogy a gyorsulásértékek közül a legnagyobb valószínűséggel a 0 m/s² érték

fordul elő, így az eloszlás középértéke (m) a nullával egyenlő. A normál eloszlás kumulált, vagy más megnevezésben integrált értékét pedig a

$$\Phi(a) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^a e^{-\frac{z^2}{2}} dz \quad (3.31)$$

integrál kiszámításával kaphatjuk meg, ami táblázatosan elérhető a ($m=0$, $\sigma=1$) esetén. A méréseim esetében az ($F(a)$) függvény, ahol

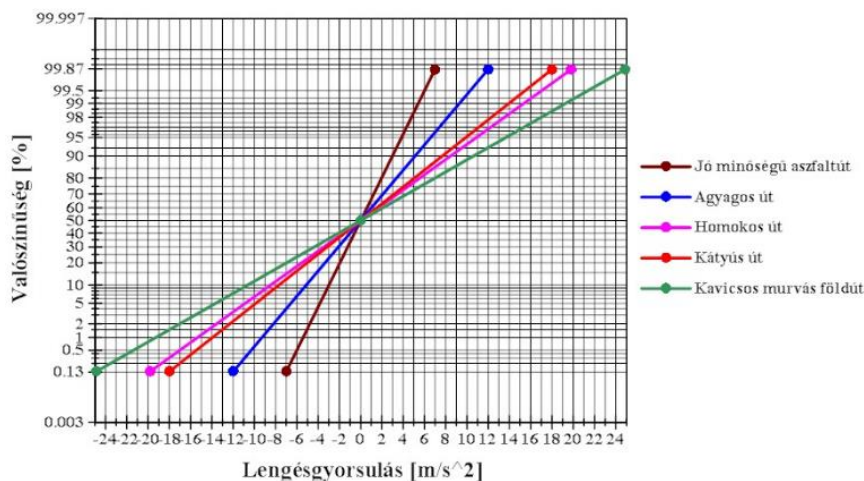
$$F(a) = \Phi\left(\frac{a-m}{\sigma}\right) \quad (3.32)$$

alapján kaptam meg az amplitúdó kumulatív eloszlás jellemző értékeit. Mivel a 3σ értéknél a Φ argumentuma 3, így $m=0$ mellett a

$$\sigma = \frac{a}{3} \quad (3.33)$$

egyenlet megoldásával egyszerűen számolható a mérések szórása. Ha az integrál normál eloszlás görbét normál valószínűségi koordináta-rendszerben ábrázoljuk, akkor a kapott értékeket lineárisan lehet feltüntetni, és az egyenes meredeksége megfelel a szórás értékének.

Ez a fajta ábrázolás lehetővé teszi, hogy az eloszlás illesztését a szélső értékek alapján határozzuk meg. Az 3.73. ábrán a 10 km/h vontatási sebesség mellett, különböző úttípusokon regisztrált lengésgyorsulások értékei láthatóak a normál valószínűségi skálán. A diagram alapján könnyen megállapítható, hogy milyen valószínűséggel fordul elő az adott útszakaszra vonatkozó lengésgyorsulás érték a mérési regisztrátumban. Továbbá, a diagramról leolvasható, hogy azonos vontatási sebességek esetén, a különböző úttípusokon regisztrált gyorsulásértékek milyen valószínűséggel fordulhatnak elő.



3.73. ábra: Különböző útszakaszokon 10 km/h-val vontatott jármű lengésgyorsulás értékei normál valószínűségi skálán

A különböző útszakaszokra vonatkozó regisztrátumok szórása és *RMS* értékei alapján megállapítható, hogy minél rosszabb minőségű egy útszakasz, vagy minél nagyobb a vontatmány sebessége annál nagyobb a mérési adatok szórása, illetve ezzel arányosan nő a számított *RMS* érték is.

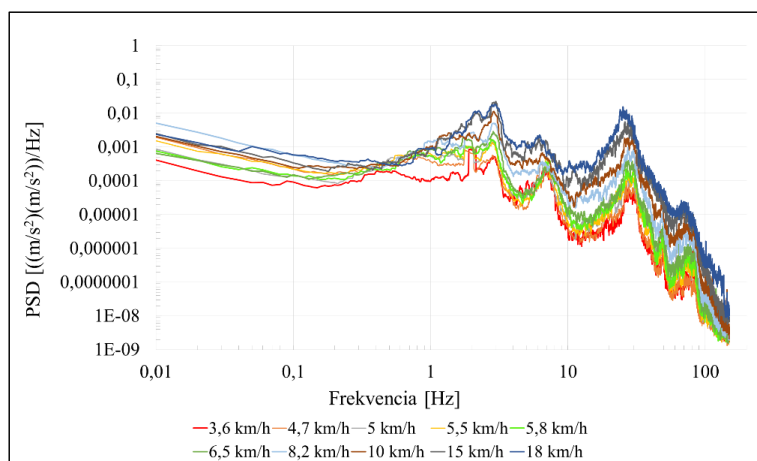
3.11.5. Fourier analízis a gyorsulásértékek elemzésére

A jármű a terepakadályokon történő áthaladása során lengésbe jön. A vontatmányon mérhető elmozdulások és az ebből adódóan a lengésgyorsulások amplitúdója és frekvenciája alapján

meghatározható rendszer gerjesztésekre adott válasza. A válaszfüggvény függ az akadályok méretétől és azok egymásutánosságától, azaz az útprofilból származó gerjesztéstől, valamint a vontatmány szerkezeti sajátosságait leíró átviteli tulajdonságoktól. Ahhoz hogy össze lehessen hasonlítani a terepakadályokból származtatott igénybevevő hatás mértékét, az amplitúdók nagyságán kívül össze kell hasonlítani azok frekvenciahatását is. A frekvencia spektrum analízisére a Fast Fourier transzformációt ($F(f)$) választottam amelyet a

$$F(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_{-T}^T f_n(t) e^{-ift} dt \quad (3.34)$$

összefüggéssel számolhatunk ki. A mérési adatok numerikus kiértékelését DIAdem program segítségével végeztem el. Mivel a lengőrendszert leíró mozgásegyenlet alapján felírt gerjesztett mozgás spektrális egyenletrendszerében teljesítménysűrűség spektrumok szerepelnek, ezért ebben az esetben is a válaszfüggvényeket ilyen alakban adom meg. A teljesítménysűrűség spektrum (PSD) a Fast Fourier transzformáció (FFT) során kapott függvény négyzetes értékének a fajlagosított alakja felel meg. A frekvenciával történő osztás segítségével elkerülhető a mérések során alkalmazott különböző mérési frekvenciákból adódó eltérések. A 3.74. ábrán a kavicsos murvás útszakaszon a vontatmány bal oldalán regisztrált lengésgyorsulások PSD analízisét összefoglaló diagram látható. A diagramon ugyanazon útprofilon, de eltérő vontatási sebességek mellett végeztem lengésgyorsulás mérések PSD analízise látszik, ahol a különböző színek az eltérő sebességekhez tartozó görbékét jelentik meg.



3.74. ábra: Kavicsos murvás útszakaszon a vontatmány bal oldalánál található vertikálisirányú lengésgyorsulásainak PSD analízise eltérő vontatási sebességek mellett

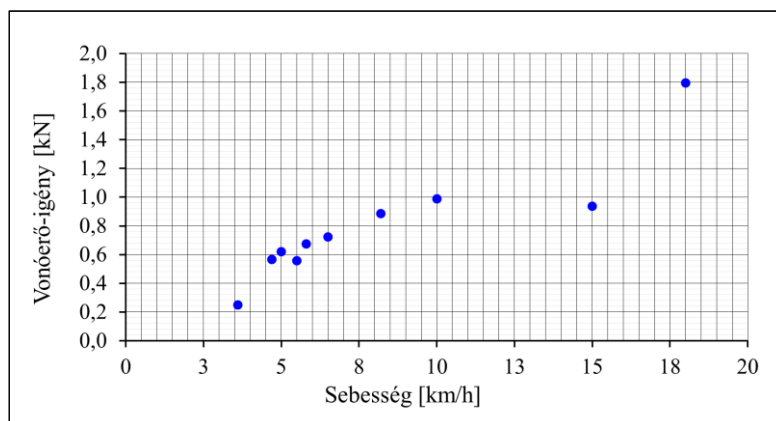
Az analízis diagramjának értelmezése előtt el kellett végezni annak szűrését illetve simítását abból a célból, hogy könnyebben értelmezhető értékeket kapjak. Első lépésben a görbeseregen egy 12 elemes simítást végeztem el. A 3.74. ábrán látható, hogy a különböző színeljeltű görbék, melyek a különböző vontatási sebességek PSD értékeit szemléltetik, növekvő sorrendbe egymás burkológörbéit adják. Továbbá látható, hogy a növekvő sebességekhez tartozó frekvenciagörbék amplitúdó értékeinek lokális maximuma közel ugyanazon frekvenciatartományban maradnak. A mérési szakasz frekvencia spektrumáról könnyen leolvasható, hogy a vontatmányra jellemző sajátfrekvencia tartományban a lengésgyorsulások amplitúdójának lokális maximuma van. Továbbá jól látható az is, hogy 5 Hz értéknél ismételen lokális amplitúdó csúcs alakult ki, ez a mért pont sajátfrekvencia értékének második felharmonikusára. Az ábrán látható harmadik lokális maximum 27 Hz-es frekvencia tartományban a mérés során tapasztalt háttérzajra vezethető vissza. A sajátfrekvencia tartományban a rendszer nagyobb amplitúdót vesz fel mint más frekvenciákon, ez jól megfigyelhető különböző vontatási sebességek mellett is.

A szabadföldi mérések során regisztrált lengésgyorsulások frekvencia spektrumának elemzése (Fast Fourier Transform) alapján kijelenthető, hogy bármely vizsgált terepprofilon vagy mesterséges akadályprofilon történő átvontatás során a legnagyobb amplitúdójú lengésgyorsulásokat, a mérés során regisztrált háttérzajt leszámítva, amely 30 Hz körüli frekvenciatartomány fölött jelentkezett, a szerkezet jellemzően sajátfrekvencia tartományban érte el. Ez a spektrum a mérési pont helyének függvényében 2,5 Hz közeli értéknél jelentkezett. A lengésgyorsulások amplitúdó csúcsa bármely vontatási sebesség mellett regisztrált értékeknél is kimutatható volt. A vontatmány sajátfrekvencia spektrum ismerete rámutat arra, hogy a profil járművet igénybevevő hatása nagymértékben függ a jármű lengéstani tulajdonságaitól. Ha a gerjesztő profil a járművet a sajátfrekvencia tartományhoz közeli értékkel gerjeszti a szerkezetre ható erőhatások nagysága fokozódik, így a szerkezet várhatóan hamarabb fog károsodni. Továbbá ez azt is jelenti, hogy nem minden járműnek ugyanazon útprofil jelenti a legnagyobb károsodásokat előidéző útszakaszt, hiszen ha a szerkezet sajátfrekvencia tartománya ettől jelentősen eltér akkor a igénybevevő erőhatások mértéke kisebb.

A jármű élettartamát jelentősen növelni lehet a szerkezet önlengésszámának módosításával, ha megváltoztatjuk a szerkezet tömegét, vagy rugókarakterisztikáját a gumibroncs légnomásának módosításával, vagy ha megváltoztatjuk a szerkezet lengéscsillapítását.

3.11.6. Vontatási teljesítményigény meghatározása

A vontatási vizsgálatok során nem csak a lengésgyorsulásokat, hanem a vontatáshoz szükséges vonóerő-igény nagyságát is mértem. Ebben az esetben is el kellett végezni, hasonló módon, mint a lengésgyorsulás regisztrátumok esetében is a mérési hibák kizárását. Ezt követően meghatároztam a vonóerő igények szélső- valamint a geometriai középértékeit. A 3.75. ábrán a vonóerő-igény geometriai középértékeit ábrázoltam a különböző vontatási sebességek esetében.



3.75. ábra: Kavicsos murvás útszakaszon vontatott szerkezet vonóerő-igényének geometriai középértékei

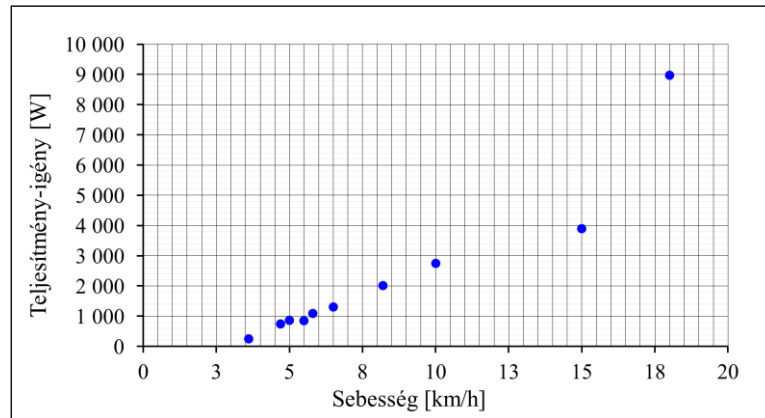
A következő lépésben meghatároztam a vonóerő-igény geometriai középértékeit alapul véve a vontatási teljesítmény igényt is. A vontatási teljesítmény-igényt (P_v) a

$$P_v = F_{vRMS} \cdot v = P_{cs} + P_g + P_{em} + P_{gy} \quad (3.35)$$

összefüggéssel lehet meghatározni. Ebben az esetben mivel vontatott jármű vizsgálatáról van szó ezért a csúszási veszteség értéke elhanyagolható, valamint a gyorsítási teljesítmény-igény értékével sem kell számolnom, mivel a szerkezetet állandó sebességgel vontattam. Tehát a P_v vontatási teljesítményt elsősorban a gördülési ellenállás valamint az emelkedők mértéke

befolyásolja. Ebből adódik, hogy a terepen mért vonóerő-igényből származó teljesítmény-igény összevetése az eltérő gördülési ellenállás és a terep emelkedési szöge miatt csak hozzávetőlegesen vethető össze. Ezzel szemben a vontatási teljesítmény mérleg összevetése sokkal pontosabb képet mutat a mesterséges terepakadályok esetében, mivel itt a gördülési tényező minden esetben megegyezett illetve a pálya sík kialakítású.

A következő 3.76. ábrán a kavicsos murvás földút vonóerő-igény geometriai középértékei alapján meghatározott vontatási teljesítmény-igény értékei láthatóak a különböző vontatási sebességek függvényében.



3.76. ábra: Kavicsos murvás útszakaszon vontatott szerkezet vontatási teljesítmény-igény értékei

Ebben az esetben is az elvártak megfelelően a teljesítmény-igény növekedett a sebességnövekedés hatására.

3.12. Lengésvizsgálat mérési eredmény kiértékelése

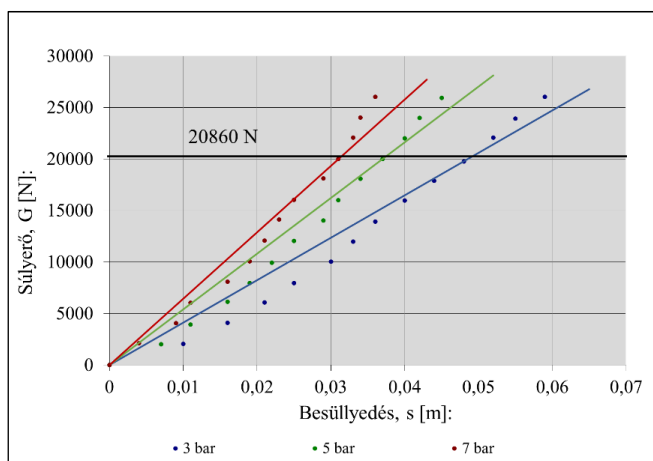
A mérések során meghatároztam a vontatmány három terhelési esetére vonatkozó tömegét és a tömegközéppont koordinátáit. Meghatároztam a vontatmány fűvott gumiabroncsának rugókarakterisztikáját három különböző légnyomás esetében, valamint megmértem a rendszer csillapodó lengéskarakterisztikáit különböző terhelések és gumiabroncs légnyomás beállítások mellett.

A vontatmány tömegének és tömegközéppontjának ismertetése

A mérések eredményeit a melléklet M4 táblázatban foglaltam össze. A tömegközéppont koordinátáinak kiindulási pontja a jármű váz középvonalának és a tengely középvonalának metszéspontjában van. A mért adatok alapján jól látható, hogy a tömegközéppont koordináták a tömeg növelésével milyen mértékben tolnak el vertikális irányban, ezzel növelve a jármű borulékonyosságát. A jármű tömege és tömegközéppont változása következtében a gumiabroncsok terhelése is változik, aminek következményeként megváltozik a szerkezet lengéstani viselkedése is.

Fűvott gumiabroncs rugókarakterisztikájának ismertetése

A gumiabroncs rugókarakterisztikája nagymértékben befolyásolja a jármű lengéstani tulajdonságait. A mérési eredmények alapján készített rugókarakterisztikát a 3.77. ábrán mutatom be.



3.77. ábra: A vontatmány fűvott gumiabroncsának rugókarakterisztikája három különböző nyomáson

A mérési eredmények értékeire szekáns modulus felhasználásával egyenest illesztettem és ezáltal a gumiabroncs rugókarakterisztikát az általam vizsgált tartományban lineárisnak tekintettem a számításaim során. A szekáns modulus a mérés során használt vontatmány egy kerekére jutó névleges terhelés, azaz 20 860 N súlyerőnek megfelelő értéknél vettem fel. A vizsgálat során mért Tubeless, NYLON 18 PLY RATING 142A6 / 138 A8 típusú gumiabroncs rugómerevségét, rugóállandóját a következő 3.3. táblázatban foglaltam össze.

3.3. táblázat: Vontatmány gumiabroncsának rugókarakterisztikája

Rugókarakterisztika névleges terhelés esetében	
Gumiabroncs nyomása, p [bar]:	Rugómerevség c [N/m]:
3	411 875
5	540 541
7	644 839

A gumiabroncs nyomásának növelésével szintén lineárisan növekszik a rugómerevség értéke is. Ez azt eredményezi a gyakorlati életben, hogy a kisebb légnomás beállítása esetén a vontatmány rugózása lágyabb lesz, azaz a terepprofilok gerjesztő hatása kevésbé lesz érezhető a vezető számára. Azonban fontos megjegyezni azt is, hogy más megfontolások miatt a gyártó által előírt légnomás értéket be kell tartani!

Fűvott gumiabroncs csillapítása a vizsgált vontatmány esetén

A gumiabroncs csillapítási tényezőjének meghatározásához először meg kell határozni az adott abroncsra jellemző relatív csillapítási tényező (D) értékét. A gumiabroncs típusa és méretei (10.0 / 75 - 15.3) alapján a relatív csillapítási tényező (Damping ratio) már a termék forgalmazója által biztosított diagram alapján meghatározható. A vontatmány esetén használt gumiabroncs relatív csillapítási tényező értéke 0,065. Ezek alapján már a

$$D = \frac{1}{2} \cdot \frac{d}{\sqrt{c \cdot m}} \quad (3.36)$$

összefüggésből kifejezhető a (d) csillapítási tényező.

$$d = 2 \cdot D \cdot \sqrt{c \cdot m} \quad (3.37)$$

Az összefüggésben szereplő változók értékei:

$D = 0,065$ - a gumiabroncs relatív csillapítási tényezője

$c = 540541 \frac{N}{m}$ - A gumiabroncs rugómerevség

$m_j = 2086$ kg - A jobb kerékre eső szállítókocsi tömeg

$m_b = 1638$ kg - A bal kerékre eső szállítókocsi tömeg

A jobb oldali gumiabroncs csillapítási tényezője a (3.37) összefüggés felhasználásával:

$$d = 2 \cdot D \cdot \sqrt{c \cdot m_j} = 2 \cdot 0,065 \cdot \sqrt{540541 \cdot 2086} = 4365,31 \frac{N \cdot s}{m}$$

A bal oldali gumiabroncs csillapítási tényezője az (3.37) összefüggés felhasználásával:

$$d = 2 \cdot D \cdot \sqrt{c \cdot m_b} = 2 \cdot 0,065 \cdot \sqrt{540541 \cdot 1638} = 3868,25 \frac{N \cdot s}{m}$$

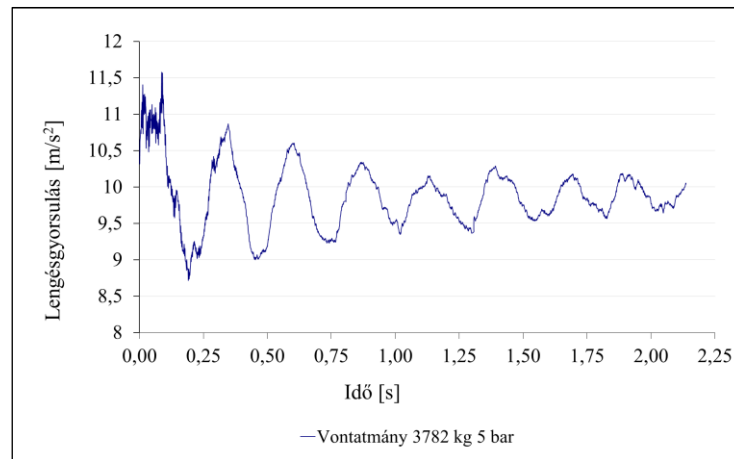
Az értékek alapján jól látható, hogy a bal oldali gumiabroncs csillapítási tényezője kisebb. A jármű tömegközéppontjának jobb oldalra történő eltolódásának köszönhetően nagyobb tömeg terheli a jobb oldali gumiabroncsra, így annak lengéscsillapító hatása is nagyobb. A lengésgyorsulások értékei is igazolják a két oldal közötti eltérést. Ennek a jelenségnek tudható be, hogy a vontatmány bal oldalának bepattogzása észrevehetően nagyobb mértékű.

Sajátfrekvencia érték meghatározása és felhasználási lehetőségei

A vontatmány lengésvizsgálatának célja az volt, hogy meghatározzam, a járművizsgálatok során alkalmazott általános módszer alkalmazásával, a szerkezet csillapodó lengésének periódusidejét. Ennek alapján mérés segítségével meghatároztam a vontatmány tömegközéppontjának jellemző sajátfrekvencia értékét. A mérési módszer alapján a jármű lengése egy állandó lengésidejű csillapított fizikai inga mozgásegyenletével írható le. A vontatmány lengéseinek amplitúdója, kis kitérések esetén, a csillapítási tényező hatására az idő függvényében állandó periódusidővel csökkenni fog.

A vontatmány lengéstani tulajdonságainak meghatározásának célja annak megállapítása, hogy a függőleges lengések hogyan hatnak a vontatmányra. Azaz méréssel meg kellett határozni a vontatmány egy pontjának, ebben az esetben a tömegközéppontjának lengésgyorsulásait, amely alapján a sajátfrekvencia és a kritikus rezonancia tartomány meghatározható. A terepviszonyok igénybevevő hatásának vizsgálata során fontos jellemző a különböző terepprofilokon áthaladó szerkezet sajátfrekvenciáinak és annak felharmonikusainak ismerete. A vontatmány élettartamának szempontjából ezek a tartományok bizonyultak a legkritikusabbaknak.

A mérés során a vontatmány tömegközéppontjába helyezett, 1 kHz-es mérési frekvenciával mérő, gyorsulásmérő szenzor segítségével történt a jármű csillapodási görbéjének regisztrálása. A 3.77. ábrán is jól látható hogy a rendszer csillapodása igen kis mértékű, mivel a jármű, a gumiabroncs kivételével nem rendelkezik aktív csillapításra szolgáló gépelemmel.



3.78. ábra: A vontatmány csillapodó lengése 3782 kg-os össztömeg és 5 bar-os gumiabroncs légnnyomás esetén

A mérés során kapott numerikus értékekre kellett illeszteni a csillapított rezgőrendszert leíró analitikus függvényt. Az analitikus összefüggés levezethető Newton II. törvénye alapján a lineáris egytömegű egy szabadságfokú lengőrendszer differenciálegyenletéből a következők szerint

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + d \frac{dx}{dt} + cx = 0. \quad (3.38)$$

A másodrendű differenciálegyenlet megoldását a karakterisztikus egyenletének gyökei adják, amelyek közül jelen esetben csak a $0 < d < 2\sqrt{mc}$ esetet vizsgáljuk. Ekkor az egyenlet gyökei

$$\lambda_{1,2} = -\frac{d}{2m} \pm i \frac{\sqrt{4mc - d^2}}{2m} = -\mu \pm iv, \quad (3.39)$$

ahol

$$\mu = \frac{d}{2m}. \quad (3.40)$$

A gyökök valós részének abszolút értéke,

$$v = \frac{\sqrt{4mc - d^2}}{2m} = \sqrt{\frac{c}{m} - \left(\frac{d}{2m}\right)^2}. \quad (3.41)$$

A gyökök képzetes részét jelöli. Ismert, hogy ha $d = 0$ azaz nincs csillapító tényező, akkor a karakterisztikus egyenlet gyöke alapján a

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (3.42)$$

mennyiséget önlengésszámnak nevezzük, amelyet alkalmazva a csillapított egyenlet gyökeinek képzetes részére

$$v = \sqrt{\omega^2 - \mu^2} \quad (3.43)$$

adódik. Átrendezve

$$\sqrt{\omega^2} = \sqrt{v^2 + \mu^2} = |\lambda_1| = |\lambda_2|. \quad (3.44)$$

Így az ω önlengésszám nem más, mint a karakterisztikus gyökök abszolút értéke. Az egyenlet általános megoldása

$$Y(t) = e^{-\mu t} (a \cos(\nu t) + b \sin(\nu t)). \quad (3.45)$$

Felhasználva a két szög összegének szinuszra vonatkozó addíciós tételét

$$Y(t) = (a^2 + b^2)^{-\frac{1}{2}} e^{-\mu t} \left(\frac{a}{(a^2 + b^2)^{\frac{1}{2}}} \cos(\nu t) + \frac{b}{(a^2 + b^2)^{\frac{1}{2}}} \sin(\nu t) \right) = r e^{-\mu t} \sin(\nu t + \theta), \quad (3.46)$$

ahol $r = (a^2 + b^2)^{-\frac{1}{2}}$ és $\theta = \arctan \frac{a}{b}$. Az átírás után a megoldás

$$Y(t) = r e^{-\mu t} \sin(\nu t + \theta) \quad (3.47)$$

alakjából jól látszik, hogy a rezgés frekvenciája ν , a csillapítás mértéke pedig μ . A frekvenciából könnyen meghatározható ezek után a periódus, azaz a lengésszám:

$$T = \frac{2\pi}{\nu} \quad (3.48)$$

Ha A_1 és A_2 jelöli az amplitúdókat t_1 és $(t_1 + T)$ időpontokban vizsgáljuk, akkor az egyenlet általános megoldása alapján

$$A_1 = r e^{-\mu t_1} \sin(\nu t_1 + \theta) \quad (3.49)$$

és

$$A_2 = r e^{-\mu(t_1+T)} \sin(\nu(t_1+T) + \theta) = r e^{-\mu(t_1+T)} \sin(\nu t_1 + \theta), \quad (3.50)$$

ahonnan

$$\frac{A_1}{A_2} = e^{\mu T} = e^{\delta}. \quad (3.51)$$

Az egyenlet természetes alapú logaritmusát véve

$$\Lambda = \ln \frac{A_1}{A_2} = \mu T = \mu \frac{2\pi}{\nu} = 2\pi \frac{\mu}{\nu} = \frac{\pi d}{m\omega}, \quad (3.52)$$

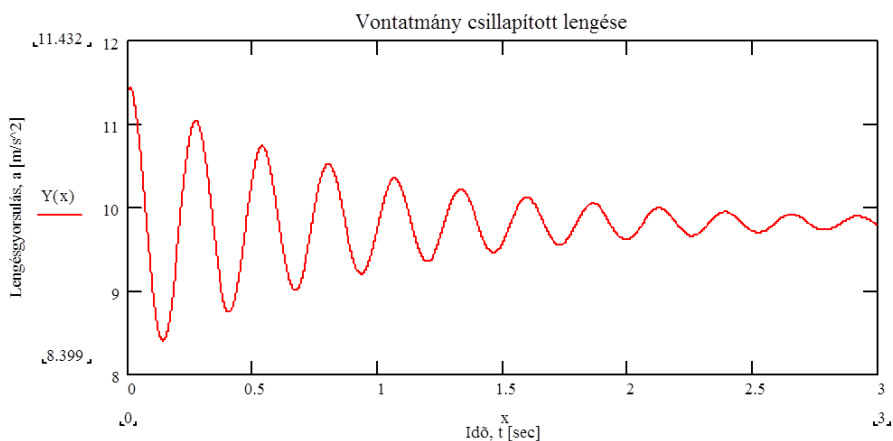
amelyet a rendszer logaritmikusan dekrementumának nevezünk.

Tehát a mérési adatok alapján felvett görbére a nemlineáris legkisebb négyzetek módszerével kell a levezetett analitikus egyenlet parametrikus változatát illeszteni. A mért lengőrendszert leíró parametrikus egyenlete

$$Y(t) = A_0 + A e^{-(t-t_0)\mu} \sin(2\pi f(t-t_1)), \quad (3.53)$$

amelyben a következő öt paramétert kellett meghatározni:

A 3.79. ábrán bemutatott csillapított lengés ebben az esetben az 5 bar gumibroncs légnyomású és 3782 kg össztömegű vontatmány illesztett függvényét ábrázolja.



3.79. ábra: A vontatmány csillapított lengésgörbéjére illesztett függvény

A lengőrendszer csillapítási görbéjét ebben az esetben a

$$Y(t) = 9,81 + 0,07e^{-(t-3)1,05} \sin(2\pi \cdot 3,78(t-1)) \quad (3.54)$$

összefüggés írja le. A leíró egyenlet alapján könnyen meghatározhatjuk a rendszer lengésidejét, sajátfrekvenciáját és a rendszer csillapítási tulajdonságát jellemző logaritmusos dekrementumot.

Lengésidejő:	$T_{\text{vontatmány}} = 0,268$	[s]
Sajátfrekvencia:	$f_{\text{vontatmány}} = 3,78$	[Hz]
Logaritmusos dekrementum:	$\Lambda_{\text{vontatmány}} = 0,3$	[-]
A csillapítási viszonyszám:	$\mu_{\text{vontatmány}} = 1,119$	[1/s]

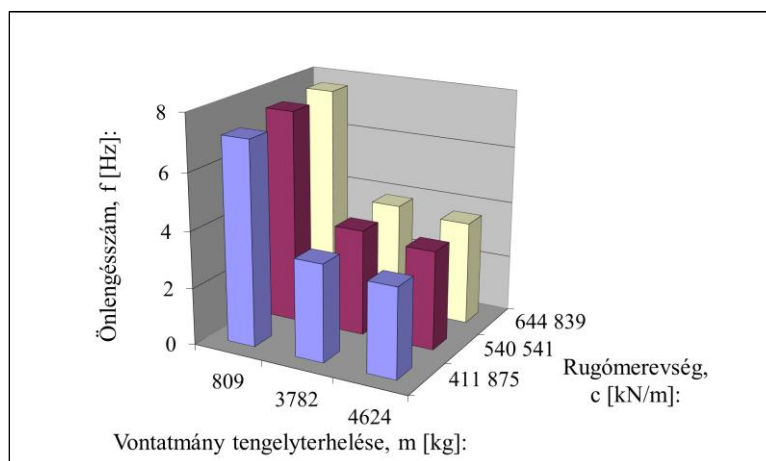
A bemutatott kiértékelési módszert elvégeztem a vizsgált vontatmány három különböző terhelése, valamint három különböző gumiabroncs nyomása mellett is, amit a 3.4. táblázatban foglaltam össze.

3.4. táblázat: Vontatmány lengésvizsgálat kiértékelésének összefoglalása

Vontatmány lengésvizsgálatának kiértékelési adatai					
Terhelési verziók:	Tömeg [kg]:	Gumiabroncs nyomása [bar]:	Sajátfrekvencia [Hz]:	Lengésidejő [s]:	Logaritmusos dekrementum [-]:
Üres szállító kocsi	809	3	7,170	0,139	0,090
		5	7,498	0,133	0,102
		7	7,650	0,131	0,103
Szállító kocsi és dummy	3782	3	3,430	0,292	0,203
		5	3,728	0,268	0,300
		7	3,840	0,260	0,196
Szállító kocsi és dummy pótsúlyal	4624	3	3,164	0,316	0,272
		5	3,468	0,288	0,245
		7	3,630	0,275	0,231

A vontatmány önlengésszám módosító hatásainak összehasonlító elemzése

A mérésorozat során meghatároztam a vontatmány önlengésszám értékét három különböző terhelés és három különböző gumiabroncs légnyomás mellett. A mérési eredmények kiértékelését a 3.80. ábrán keresztül ismertetem.



3.80. ábra: A vontatmány sajátfrekvenciáját befolyásoló hatások összevetése

A diagramról leolvasható, hogy a vontatmány tengelyterhelésének növelésével nő a szerkezet lengésének periódusideje, azaz csökken a szerkezetre jellemző sajátfrekvencia érték. Ez azt jelenti, hogy minél nehezebb a szerkezet, annál alacsonyabb frekvencia értéknél éri el a kritikus rezonancia tartományt. Tehát a nehezebb szerkezetekre más jellegű útprofilból származtatható gerjesztések okoznak kritikus tönkremenetelhez vezető lengéseket, mint egy könnyebb szerkezet esetében.

A gumiabroncsok légnymomásának módosításával változtatni lehet a kerekek rugómerevségét. A gumiabroncs rugómerevségének növelésével kis mértékben növelhető a vontatmány sajátfrekvencia értéke. Tehát abban az esetben, ha az útprofilból származtatható lengések gerjesztő hatása a járműre jellemző rezonancia tartományban van, akkor a gumiabroncs nyomásának változtatásával, lehetséges a lengőrendszer sajátfrekvenciájának módosítása, így elkerülhető a kritikus frekvenciatartomány.

Fontos megjegyezni azonban, hogy az itt meghatározott sajátfrekvencia érték csak a vontatmányra vonatkozik. Vontatás során a vontató jármű is módosítja a jármű mozgását, így megváltoznak a vontatmány mozgástani tulajdonságai is, aminek köszönhetően a vontatmány már a vontató jármű ráhatásának következtében más önlengésszámmal rendelkezik. A szabadföldi mérések valamint az akadálykalibrációs mérési eredmények során meghatározott frekvenciaanalízis kimutatta, hogy a vontatmány vontatás közbeni sajátfrekvenciája a tömegközéppontban 2,5 Hz értéket vesz fel.

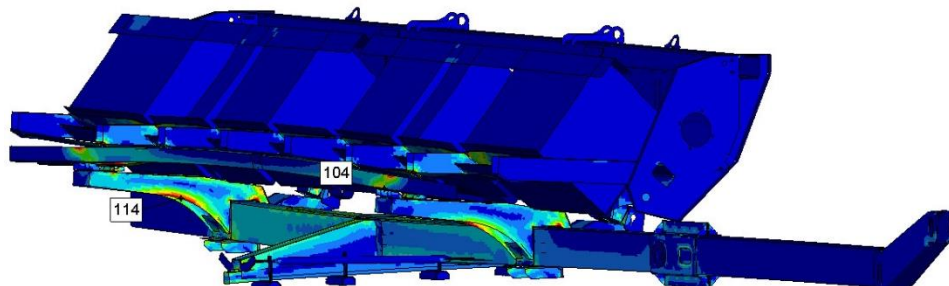
3.13. Az akadályleküzdő képesség virtuális mérésének kiértékelése

A CAD megy – nem megy szimuláció eredményeit az M5. mellékletben foglaltam össze. A vontatmány makroakadály leküzdő képessége szempontjából kritikus rész a hátsó terepszög (13,41°). A rendkívül kis érték miatt a vontatmány hátsó lámpatartója különböző akadályok áthaladása során felütközhet, amely a konzol letörését is eredményezheti. A geometriai vizsgálatok során megállapítottam, hogy a szerkezet alkalmas minden olyan mesterséges terepakadályon történő áthaladásra, amellyel a fárasztóvizsgálatok, illetve az akadálykalibrációs mérések során felhasználásra kerültek.

3.14. A szállítókocsi mozgás szimulációjának kiértékelése

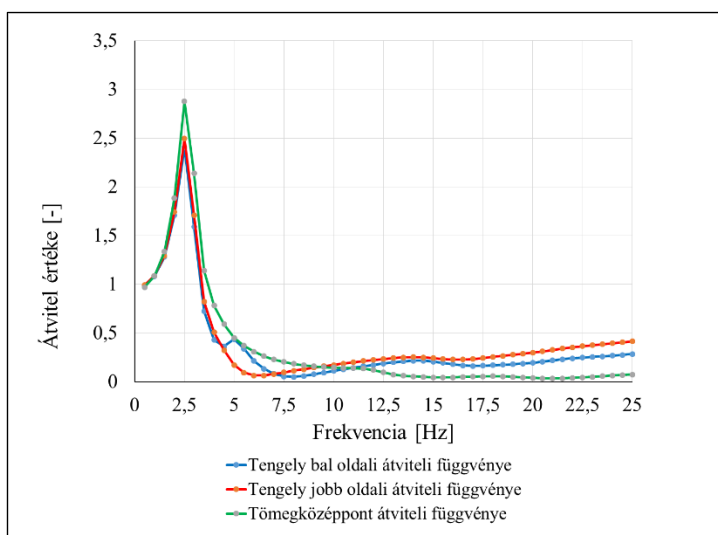
A vontatmány hálózását és kényszerezését követően az ANSYS program Harmonic Analyses moduljának alkalmazásával a szerkezet gerjesztésekre adott válaszfüggvényét határoztam meg.

Első lépésben a teljes szerkezetre ható alapterhelés, azaz a gravitációs gyorsulás ($g = 9,81 \frac{m}{s^2}$) beállítását kellett definiálnom. Ezt követően a két kereket modellező rugók gerjesztését kellett meghatározni. A szinuszos hullám jellegű elmozdulás gerjesztések amplitúdója minden esetben 0,02 m volt. A gerjesztés frekvenciája 0,5 Hz lépésközzel 0 Hz-től 25 Hz-ig terjedő intervallumban változtattam. A 3.81. ábrán a szállítókocsi 4 Hz gerjesztés során létrejövő deformációjának feszültség eloszlása látható.



3.81. ábra: A szállítókocsi feszültségeloszlásai 4 Hz-es gerjesztés esetén

A szimuláció lefutása során regisztrálásra került a szállítókocsi tömegközéppontjának, valamint a jobb és bal kerekek tengelyvégeinek elmozdulása a gerjesztések hatására. Az így kapott elmozdulás amplitúdó értékek a különböző frekvenciákon meghatározva adják meg a rendszer gerjesztésekre adott elmozdulás válaszfüggvényét. Abban az esetben, ha ismert a rendszer gerjesztését leíró függvény, valamint az arra adott válaszfüggvénye, a két függvény hányadosából megállapítható a rendszer átviteli függvénye a vizsgált pontokban. A 3.82. ábrán a szállítókocsi három nevezetes pontjában meghatározott vertikális irányú átviteli függvénye látható.



3.82. ábra: A szállítókocsi vertikális irányban meghatározott átviteli függvényei három különböző pontban

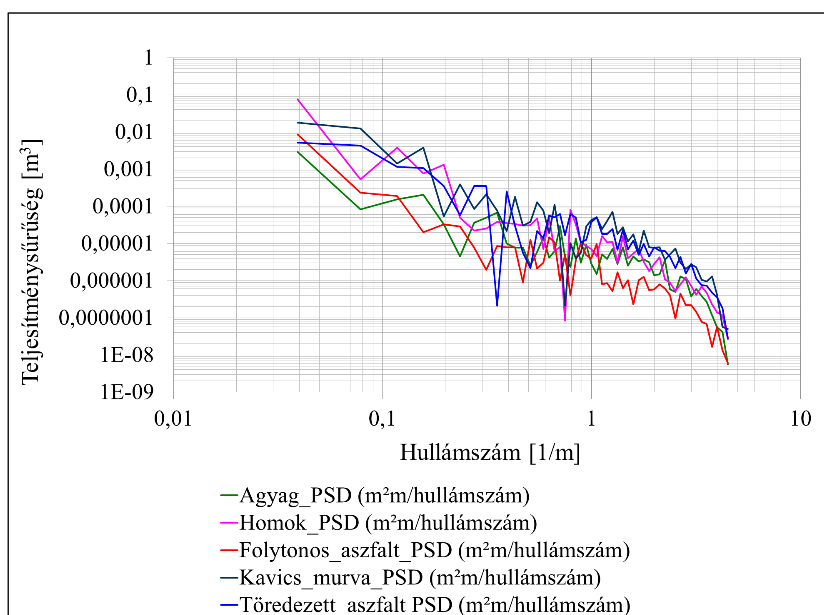
Mindhárom függvényen jól látható, hogy a vontatmányra jellemző kritikus rezonancia tartományon az átviteli tényező maximális értéket vesz fel. Továbbá észrevehető az is, hogy a szerkezet tömegközéppont eltolódása milyen mértékben befolyásolja a jobb- és a baloldalon mérhető sajátfrekvencia értékeket. A számítógépes szimuláció során meghatározott, valamint a szabadföldi kísérletek alapján mért önlevegésszám megegyezik.

Az átviteli függvény ismeretében már elviekben számíthatóvá válik egy adott gerjesztési spektrum válaszfüggvénye. Azonban mind a szimulációs modell, mind pedig a szabadföldi mérési

eredmények azt igazolták, hogy önmagában a gerjesztés spektruma és az átviteli függvény ismerete nem elegendő a válaszfüggvény meghatározásához. Ennek oka visszavezethető a jármű kerekeinek pattogására. Minden olyan esetben ahol a jármű és talaj között megszűnik a kapcsolat, a profilból származtatott gerjesztési spektrum hatása nem érvényesül, így a válaszfüggvény értéke is módosulni fog.

3.15. Szabadföldi vizsgálatok mérési eredményeinek kiértékelése

A szabadföldi vontatásos vizsgálatok során begyűjtött regisztrátumok felhasználásával elkészítettem a méréssorozat kiértékelését. Meghatároztam a terepprofilok az adott területre jellemző PSD függvényeket, melyeket a 3.83. ábrán szemléltettem.



3.83. ábra: Szabadföldi terepprofil mérések teljesítménysűrűség függvényei

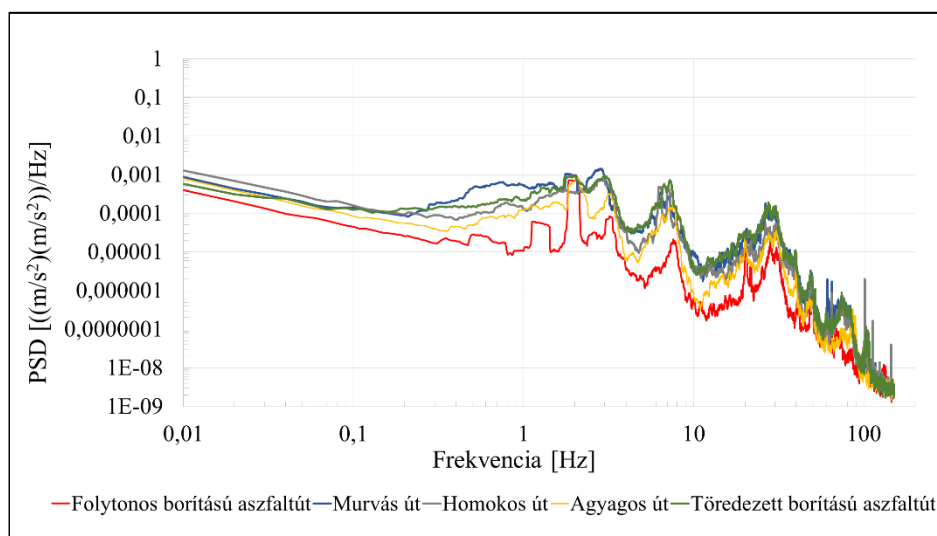
A diagramról leolvasható, hogy az elvártan megfelelően átlagosan adott frekvencia mellett a legkisebb amplitúdójú profilja a folytonos borítású, sima aszfaltútnak van, míg a legnagyobb amplitúdója a kavicsos murvás útszakasznak volt.

A vontatmányra szerelt gyorsulásérzékelők segítségével regisztrált lengésgyorsulások kiértékelése során megvizsgáltam a gyorsulásértékek minimális, maximális és *RMS* értékeit is, az értékeket a 3.5. táblázatban foglaltam össze. Az összehasonlító elemzés alapján kijelenthető, hogy a leginkább a kavicsos murvás útszakasz gerjesztő hatása okozta a legnagyobb gyorsulásértékeket a vontatmányon.

3.5. táblázat: A szabadföldi mérésorozat során, a vontatmány bal oldalánál vertikális irányba, rögzített gyorsulásértékek kiértékelő táblázata

Gyorsulásértékek összehasonlítása					
Vontatási sebesség [km/h]:		5	10	15	18
Folytonos felületű aszfaltozott út	Maximális negatív irányú gyorsulások [m/s ²]:	-2,83	-6,91	-9,81	-14,91
	Maximális pozitív irányú gyorsulások [m/s ²]:	2,83	6,99	9,98	14,81
	RMS [m/s ²]:	0,67	1,78	2,63	3,14
Kavicsos murvás földút	Maximális negatív irányú gyorsulások [m/s ²]:	-12,85	-24,13	-38,97	-53,88
	Maximális pozitív irányú gyorsulások [m/s ²]:	13,00	24,86	39,97	53,99
	RMS [m/s ²]:	2,19	7,28	12,42	15,16
Homokos út	Maximális negatív irányú gyorsulások [m/s ²]:	-6,90	-19,15	-24,71	-38,24
	Maximális pozitív irányú gyorsulások [m/s ²]:	6,92	19,80	29,05	39,69
	RMS [m/s ²]:	1,36	4,39	6,76	10,52
Agyagos út	Maximális negatív irányú gyorsulások [m/s ²]:	-6,91	-12,00	-16,00	-29,99
	Maximális pozitív irányú gyorsulások [m/s ²]:	4,97	11,98	17,94	29,71
	RMS [m/s ²]:	1,21	3,63	5,68	9,12
Kátyús út	Maximális negatív irányú gyorsulások [m/s ²]:	-7,45	-17,98	-31,99	-36,96
	Maximális pozitív irányú gyorsulások [m/s ²]:	7,98	17,99	29,90	34,94
	RMS [m/s ²]:	2,13	5,71	10,30	12,40

A következő lépésben a vontatmányon mért gyorsulásértékek PSD analízisét végeztem el. Az összehasonlító elemzés során ugyanazon vontatási sebességek mellett hasonlítottam össze a különböző úttípusokon mért PSD értékeket. Az 3.84. ábrán a vontatmány bal oldalán lévő gyorsulásérzékelő vertikális irányú regisztrátumaiból készített PSD értékeket hasonlítottam össze 5 km/h vontatási sebességek mellett.



3.84. ábra: Szabadföldi mérések PSD analízise 5 km/h vontatási sebesség mellett a vontatmány bal oldalánál mért vertikális gyorsulásértékek alapján

Az PSD értékek összehasonlítása során azt vizsgáltam, hogy mely tereprofilok okoznak nagyobb amplitúdójú lengéseket a vontatmány sajátfrekvencia tartományában. Ezek alapján szintén a kavicsos murvás útszakasz bizonyult a legkritikusabbnak.

3.15.1. Talaj mechanikai tulajdonságainak hatása a vontatmányra

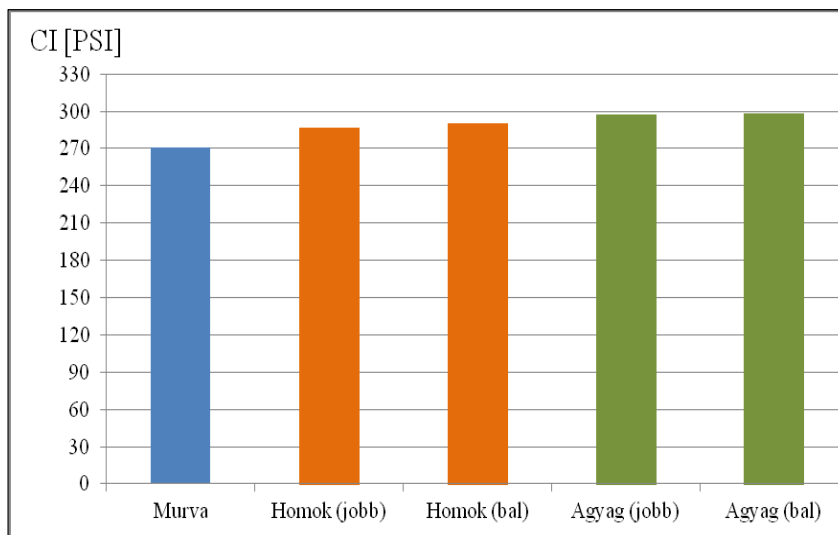
A terepprofil mérése és elemzése mellett kitűzött cél volt a talajparaméterek begyűjtése és kiértékelése is. Első lépésben a talajminták laboratóriumban történő kiértékelésére került sor. A

talaj tömörödöttsége miatt csak a homok jellegű és az agyagos jellegű útszakaszból sikerült három-három mintát vételezni. A laboratóriumi elemzés eredményét az 3.6. táblázat tartalmazza. A táblázatból leolvasható, hogy a vételezett minták, nedvességtartalma alacsony, valamit erősen tömörödtek.

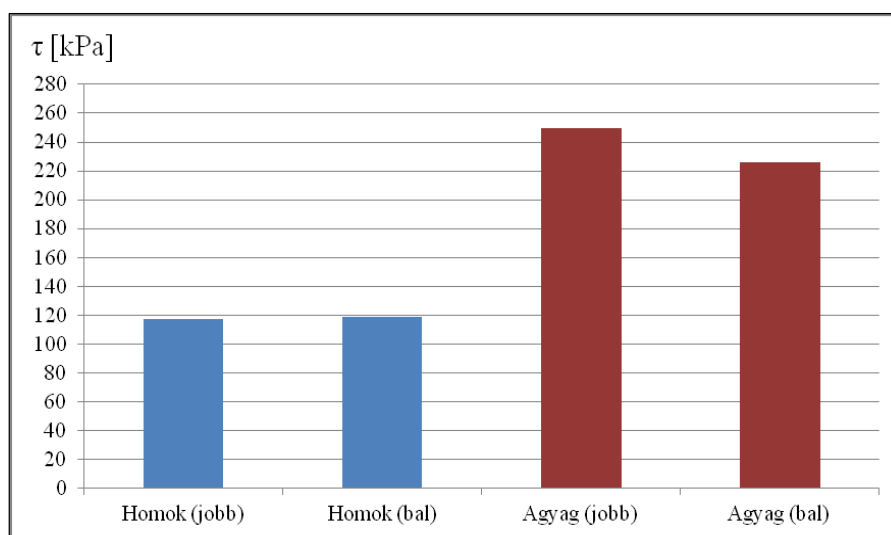
3.6. táblázat: A szabadföldi mérésorozat során begyűjtött talajminták laboratóriumi kiértékelése

A vizsgált talajok paraméterei							
Mélység [cm]:	Arany-féle kötöttség:	Térfogat-tömeg [g/cm ³]:	Talaj-tömörtség:	Porozitás [%]:	Nedvességtartalom:		Fizikai talajféleség:
					Tömeg [%]:	Térfogat [%]:	
5	-	1,49	tömörödött	43	0,97	1,44	homok
5	27	1,55	erősen tömörödött	41	0,9	1,39	homok
5	-	1,61	erősen tömörödött	38	1,05	1,69	homok
5	-	1,53	erősen tömörödött	41	14,42	22,05	agyagos vályog
5	47	1,44	tömörödött	45	13,84	19,94	agyagos vályog
5	-	1,62	erősen tömörödött	38	12,75	20,72	agyagos vályog

Második lépésben kiértékeltem a talaj mechanikai jellemzőit. Ebben az esetben is értékelhető méréseket csak a homokos és az agyagos útszakasznál tudtam elvégezni. A vizsgálat során megmértem az útszakasz teherviselő képességét és nyírószilárdságát, ezeket a következő ábrákon mutatom be.



3.85. ábra: Vizsgált talajféleségek kúpos indexe



3.86. ábra: Vizsgált talajfélések nyírószilárdsága

A talajon mért kúpos index értékek, valamint a dinamikus penetrációs értékek alapján kijelenthető, hogy a vizsgált útszakaszok teherviselő képessége átlagosan 288,58 PSI (1 PSI = 6894,76 Pa) értéknek felel meg. Továbbá megvizsgáltam a gumiabroncs felfekvési felületének változását a különböző talajok esetében, melyet az M16. mellékletben foglaltam össze. A gumiabroncs átlagos felfekvési felülete 511,2 cm². A jármű kerékterhelésének a gumiabroncs felfekvési felületének valamint a kúpos index ismeretében kijelenthető, hogy a talaj gumiabroncs alatti normál irányú terhelésre létrejövő deformációja elhanyagolható. A vontatmány normál irányú terhelését, valamint a talaj teherbíró képességének értékét az 3.7. táblázatban tüntettem fel.

3.7. táblázat: A vontatmány gumiabroncsának felületi nyomása és a talaj teherbírása

Gumiabroncs felületi nyomása és a talaj teherbírása						
	Jobb oldali kerék			Bal oldali kerék		
	Kavicsos-murvás út	Homokos út	Agyagos út	Kavicsos-murvás út	Homokos út	Agyagos út
A kerékre eső tömeg [kg]:	2086			1638		
Kerék felfekvési felülete [cm ²]:	484	660	488	484	660	488
Kerék talajnyomása [MPa]:	0,423	0,310	0,419	0,332	0,243	0,329
Talaj nyírószilárdsága τ (kPa):	-	117,143	249,600	-	118,444	225,818
Talaj kúpos indexe CI [PSI]:	270,625	286,818	297,273	270,625	290,000	298,182
Talaj kúpos indexe CI [MPa]	1,866	1,978	2,050	1,866	1,999	2,056

A táblázat értékei alapján látható, hogy a talaj deformációjához szükséges, a gumiabroncs által létrehozott átlagos felületi nyomás megközelítőleg ötször kisebb a talaj teherbírását jellemző értékhez képest. Ennek alapján kijelenthető, hogy a talaj deformációjából adódó energia elnyelő hatás, amely a jármű lengéseit csillapítaná, olyan elhanyagolhatóan kis mértékű, hogy a szabadföldi mérések során regisztrált gyorsulásértékek nagyságát nem befolyásolta jelentős mértékben. Ebből következik, hogy a szabadföldön mért lengésgyorsulások valamint a terepprofil regisztrátumok értékei közvetlenül összehasonlíthatóak a mesterséges műpályás vizsgálatok eredményeivel.

3.16. Műpályás fázistovizsgálatok mérési eredményei

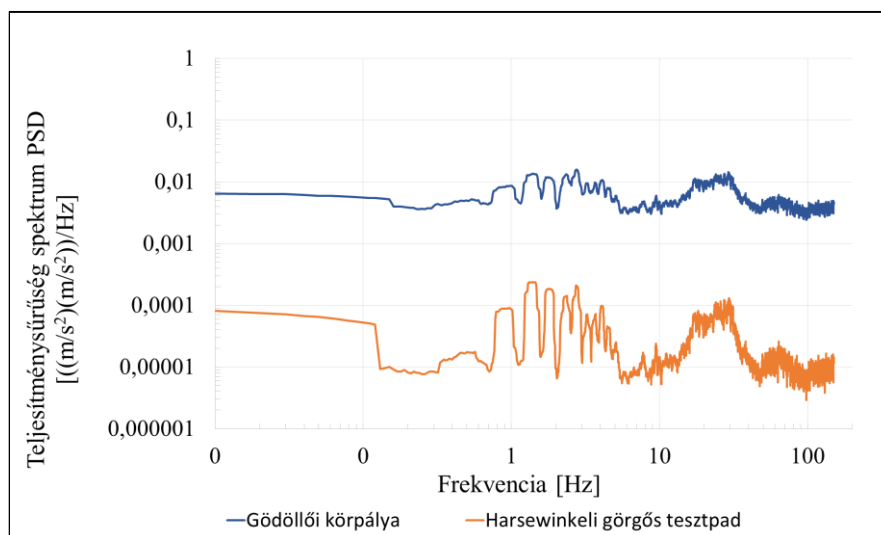
Mind a harsewinkeli görgős tesztpad, mind pedig a gödöllői körpálya egységnyi nagyságú és előre meghatározott osztásközzel rendelkező tereprofil, így ezek determinisztikusak, tehát a teljesítménysűrűség spektrális vizsgálati módszer ebben az esetben nem alkalmazható.

Azonban a műpályán történő járatások során regisztrált gyorsulás értékeinek összehasonlítása már elvégezhető. A kiértékelt mérési eredményeket az 3.9. táblázatban bemutatott eredmények példáján keresztül ismertetem. A gyorsulásértékek alapján meghatározott szélső- valamint *RMS* értékek alapján jól látható, hogy a görgős tesztpadon mért értékek egy nagyságrenddel kisebbek a körpályán mért értékekénél. Továbbá fontos észrevétel még, hogy a görgős tesztpad által létrehozható maximális vontatási sebességgel egyenértékű gördülési fordulatszám nem haladja meg a 8,2 km/h sebességet és így a körpályához viszonyítva sokkal kisebb tartományban képes gerjesztő erőket létrehozni.

3.8. táblázat: Műpályás méréssorozat során, a vontatmány bal oldalánál vertikális irányba, rögzített gyorsulásértékek kiértékelő táblázata

Gyorsulásértékek összehasonlítása										
Vontatási sebesség [km/h]:		3,6	5,0	5,5	5,8	6,5	8,2	10,0	15,0	18,0
Görgős tesztpad	Maximális negatív irányú gyorsulások [m/s^2]:	-1,50	-3,68	-4,39	-4,98	-5,57	-7,98			
	Maximális pozitív irányú gyorsulások [m/s^2]:	1,19	3,40	3,98	4,68	4,99	7,48			
	RMS [m/s^2]:	0,31	0,54	0,65	0,70	1,12	1,91			
Körpálya	Maximális negatív irányú gyorsulások [m/s^2]:	-30,00	-48,00	-50,00	-75,00	-60,00	-74,75	-83,00	-89,75	-84,75
	Maximális pozitív irányú gyorsulások [m/s^2]:	35,00	48,00	50,00	59,75	50,00	75,00	82,00	84,75	90,00
	RMS [m/s^2]:	4,64	7,12	7,24	9,69	10,16	11,87	15,13	19,30	20,58

A gyorsulások kiértékelése után célszerű frekvenciatartományban is megvizsgálni a két különböző elven működő fázistovizsgálati rendszert. Az 3.87. ábrán jól látható, hogy a görgős tesztpadon narancssárga színnel jelölt mérési értékek mennyire különböznek a körpályás és a szabadföldi mérési eredményektől.



3.87. ábra: Fásztóvizsgálati mérések PSD analízise 5 km/h járatási sebesség mellett a vontatmány bal oldalánál mért vertikális gyorsulásértékek alapján

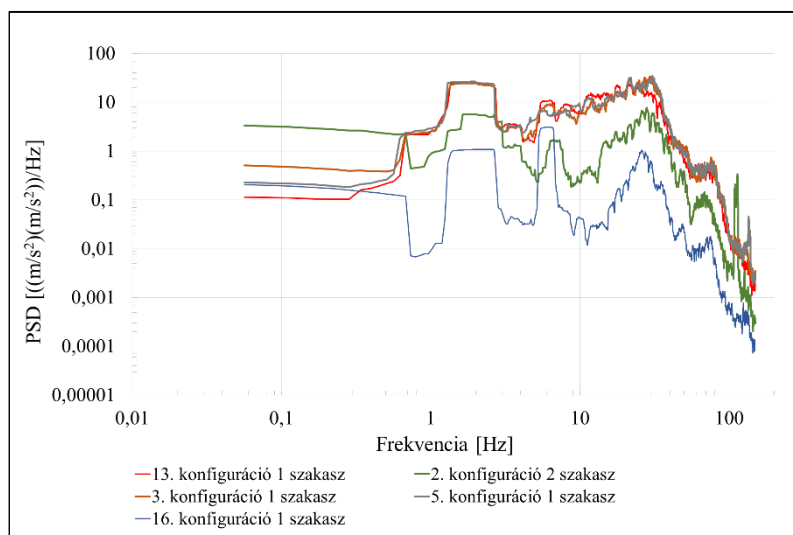
Összességében kijelenthető, hogy a gödöllői körpálya ugyanazon vontatási sebességek mellett nagyobb mértékű gerjesztő erők átadására képes, valamint frekvenciatartományban is megvizsgálva az amplitúdó értékei jobban megközelítik a szabadföldi mérési eredmények értékeit.

3.17. Akadálykalibrációs mérés kiértékelése

A korábban ismertetett akadálykalibrációs méréssorozat során különböző épített akadályrendszereken, eltérő sebességek mellett átvontatási vizsgálatokat végeztem el a mérésre használt vontatmány segítségével. A méréssorozat célja az volt, hogy megvizsgáljam milyen épített akadályrendszerek kombinációinak segítségével lehet hasonló meghibásodásokat eredményező tesztelési rendszert kialakítani, amely megegyezik a normál üzemi körülményeknél tapasztaltakkal.

Első lépésben különböző geometriai sajátosságokkal rendelkező egyedi akadályok gerjesztő hatásainak vontatmányon mért lengésgyorsulásait hasonlítottam össze, amelyet az M15 mellékletben ismertetek. A csillapodó görbék ábrájából leolvasható az adott akadálytípus maximális lengésgyorsulás amplitúdó értéke, valamint a gerjesztést követő csillapodási szakasz hossza is. Ezt követően megvizsgáltam a különböző akadálytípusokból összeállított pályaszakaszok lengésgerjesztő hatásait is. Minden mérési szektor esetén meghatároztam a különböző vontatási sebességekhez tartozó lengésgyorsulások szélső és *RMS* értékeit, amelyeket az M16 mellékletben foglaltam össze.

Ezt követően elkészítettem a kapott értékek alapján a vontatmány és útprofil egymásra hatását jellemző frekvencia-amplitúdó diagramokat is. Az 3.88. ábrán jól látható, hogy ugyanazon vontatási sebesség mellett a különböző akadályrendszerek milyen mértékben változtatják meg a járművön mért lengés amplitúdók értékét.



3.88. ábra: Akadályrendszerek PSD analízise 5 km/h járatási sebesség mellett a vontatmány bal oldalánál mért vertikális gyorsulásértékek alapján

Az ábráról továbbá leolvasható az is, hogy a teljesen eltérő kialakítású akadályrendszerek különböző gerjesztési frekvenciájának ellenére, a vontatmányon mért lengésgyorsulások frekvencia-amplitúdó jelleggörbéje csak kis mértékben változott. Azaz az eltérő gerjesztési frekvenciák ellenére, a kritikus rezonancia minden esetben ugyanabban a frekvencia tartományban marad. Tehát a különböző frekvenciájú gerjesztések nem befolyásolják a járművön mért válaszfüggvény rezonanciatartományát, azonban az akadályrendszerek nagymértékben módosítják a rezonanciatartomány lengés-amplitúdó értékét.

Ezen megállapítás alapján kijelenthető, hogy az akadályok igénybevevő hatása a lengésgyorsulások amplitúdójának mértékére vezethetőek vissza. Ennek alapján pedig megfelelő összehasonlítási alapot nyújthat a lengésgyorsulások négyzetes középértékének valamint a gyorsulások szélső értékeinek összehasonlító elemzése. Az akadálykalibrációs mérésorozat eredményeit a járművön mért lengésgyorsulások *RMS* értékei alapján rangsoroltam, az eredményeket a M16 mellékletben foglaltam össze.

A korábban sztochasztikus jellegű útprofilokon végzett átvontatásos mérésorozatok alapján kiválasztottam azt a mérési eredményt, amely a normál üzemszerű működtetés során a még előforduló legnagyobb *RMS* értéket érte el. A kavicsos murvás útszakaszon történt mérésnél 18 km/h vontatási sebesség mellett regisztráltam a legnagyobb *RMS* értéket. Ez azt jelenti, hogy normál üzemi körülmények mellett ez a maximálisan előfordulható terhelési szint.

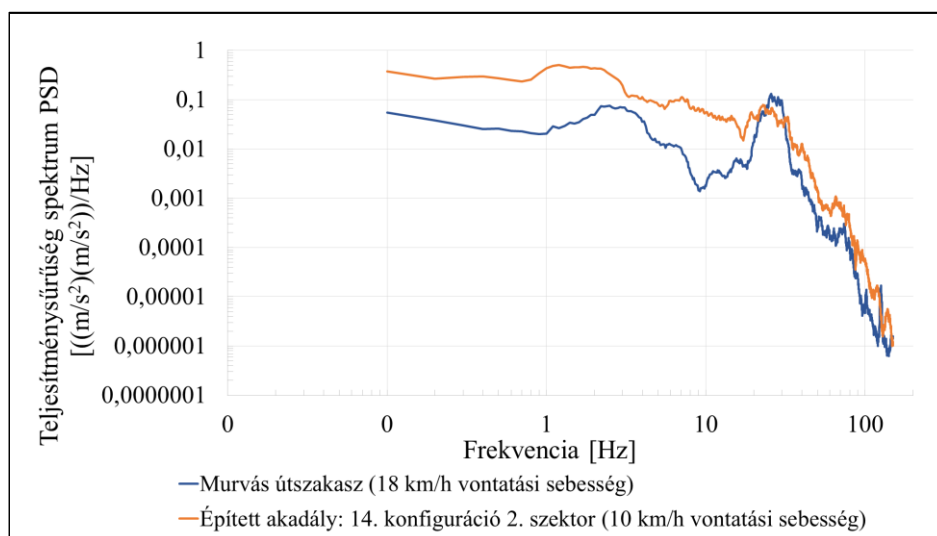
Ennek megfelelően ezt az értéket vettem a tervezett fárasztóvizsgálat lefolytatásához szükséges terhelési szint alapértékének. Ezt követően összehasonlítottam az akadálykalibrációs mérésorozat *RMS* értékeit a kavicsos murvás útszakasz *RMS* értékeivel, majd meghatároztam ezek százalékos eltéréseit is. Az 3.10. táblázatban összefoglaltam az *RMS* értékeit alapul véve a hat leginkább megfelelő akadályrendszer kialakítást.

3.9. táblázat: Épített akadályrendszerek lengésgyorsulásának összehasonlítása a kavicsos murvás útszakaszhoz viszonyítva

Épített akadályrendszerek romboló hatásának összehasonlítása a kavicsos murvás útszakaszhoz viszonyítva					
Útprofil verziók:	Vontatási sebesség [km/h]:	Maximális negatív lengésgyorsulás [m/s ²):	Maximális pozitív lengésgyorsulás [m/s ²):	RMS [m/s ²):	RMS eltérése a murvás úthoz viszonyítva [%]:
Kavicsos murvás útszakasz	18	-56,92	60,00	14,18	-
Kör 14 szektor 2	10	-51,75	77,75	14,15	0,29%
Kör 11 szektor 1	5	-79,25	79,75	15,16	6,86%
Kör 8 szektor 1	5	-28,00	45,00	12,49	12,02%
Kör 11 szektor 2	5	-44,50	69,00	12,27	13,51%
Kör 12 szektor 2	10	-44,75	64,75	12,17	14,22%
Kör 16 szektor 3	10	-30,00	50,00	12,09	14,82%

Az összehasonlító vizsgálat alapján megállapítottam, hogy a lengésgyorsulás értékei alapján a leginkább megfelelő akadályrendszer összeállítás a vizsgált vontatmány terheléseit alapul véve a „kör 14 szektor 2” beállítás volt. A kívánt terhelési szint akkor érhető el, ha a fásztás során 10 km/h vontatási sebességet alkalmazunk.

Ezt követően összehasonlítottam a kiválasztott akadályrendszert és a kavicsos murvás útszakasz lengésgyorsulásainak frekvencia-amplitúdó tartományait. Az 3.89. ábrán látható, hogy a rezonancia tartományban mérhető lengésgyorsulás amplitúdók értéke közel azonos, tehát a két útszakasz igénybevevő hatása is várhatóan megegyezik.

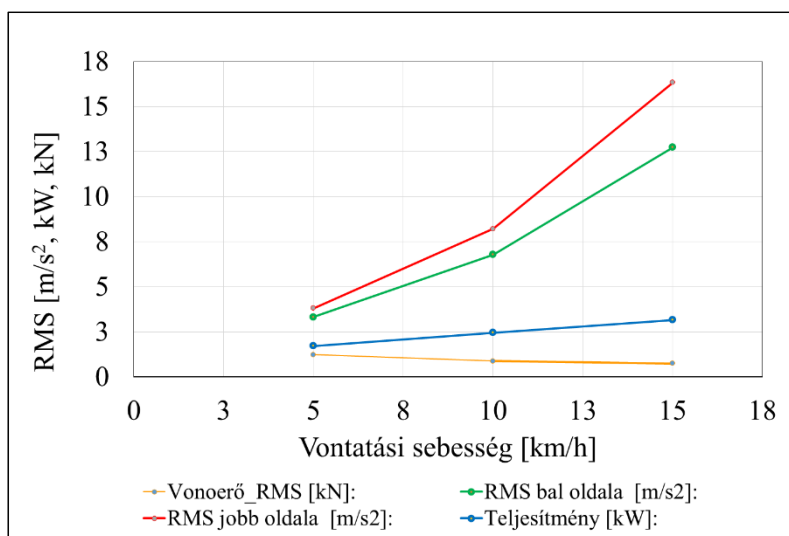


3.89. ábra: Épített akadályrendszer és a kavicsos murvás útszakasz PSD értékeinek összehasonlítása

A korábban ismertetett fásztóvizsgálati rendszereknél tapasztalt frekvencia-amplitúdó jelleggörbékhez viszonyítva, a kiválasztott akadályrendszer lefutása sokkal jobban követi a normál üzemi körülményeknél tapasztalt értékeket. Továbbá a lengésgyorsulások értékei is sokkal közelebb esnek a sztochasztikus útszakaszon mért értékekhez, mint a görgős tesztpad, vagy a gödöllői körpálya standardizált akadályrendszereinek mért értékek esetén.

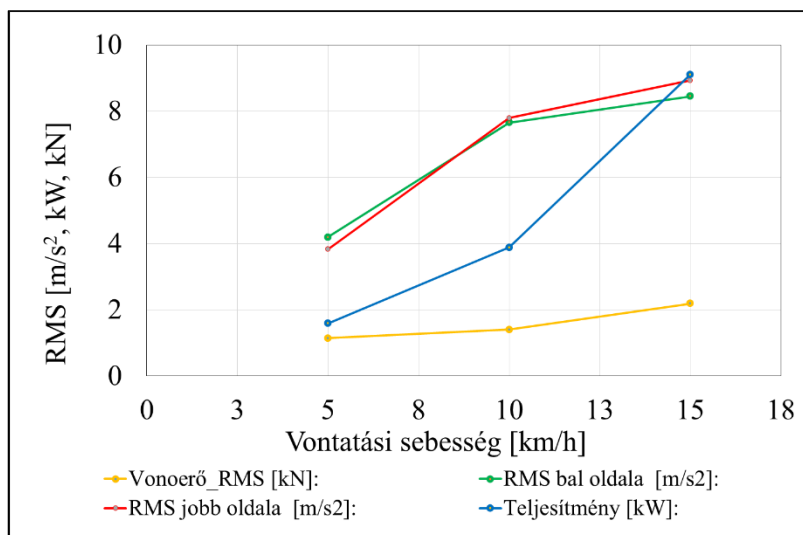
A mérési eredmények kiértékelése során azt tapasztaltam, hogy a vonóerő igény értékei és az ebből meghatározott vontatási teljesítmény igény a vontatási sebesség függvényében nem alkalmazható a terepprofil igénybevevő hatásának mérésére. Az adott vontatási sebességekkel összepárosított

lengésgyorsulás valamint vonóerő értékek sok esetben eltérő tendenciát mutattak. Erre jó példa a „kör 7 szektor 1” akadályrendszer kiértékelése, amit az 3.90. ábrán mutatok be.



3.90. ábra: Épített akadályrendszer lengésgyorsulásainak és vontatási teljesítmény igényének összevetése csökkenő vonóerő igény esetén

Ennek oka visszavezethető a jármű akadályon történő áthaladása során létrejövő bepattogzódás jelenségére. Abban az esetben, ha a vontatás során a jármű kereke és talaj között megszűnik a kapcsolat a vontatáshoz szükséges vonóerő igény lecsökken. Ha a vontatási sebességet növeljük ez a jelenség fokozottan jelentkezik. Abban az esetben viszont, ha az akadályrendszerek elrendezése ettől eltérő a vontatási teljesítményigény a sebesség növelésével szintén növekedni fog, ezt az esetet példázza az 3.91. ábra is.



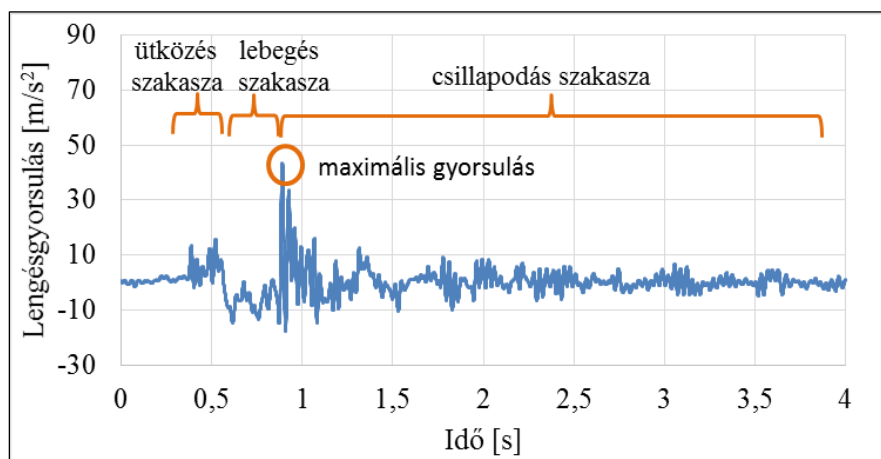
3.91. ábra: Épített akadályrendszer lengésgyorsulásainak és vontatási teljesítmény igényének összevetése növekvő vonóerő igény esetén

3.18. Különböző akadálytípusokon végzett mérések kiértékelése

Az akadálykalibrációs mérésorozat részeként átvontatásos vizsgálatokat végeztem eltérő gumibroncsnyomások és vontatási sebességek mellett különböző méretű zártszelvény és félhenger jellegű akadályokon. A mérés célja volt, hogy összefüggést találjak az akadályon áthaladó jármű lengésgyorsulásai és a jelenséget befolyásoló paraméterek között. A jármű

mozgását befolyásoló paraméterek közötti összefüggéseket a dimenzió nélküli számok felhasználása segítségével határoztam meg.

A vizsgálat során regisztrált mérési eredmények alapján, az akadályon áthaladó vontatmány lengésgyorsulásait három jól elkülöníthető részre lehet bontani. Az első szakasz az ütközés pillanatát mutatja be, ahol a kerék nekinyomódik az akadálynak, majd ezt követően eltávolodik attól. A második szakaszban a vontatmány nem érintkezik sem a talajjal sem pedig az akadállyal, ez a lebegés szakasza. A harmadik szakaszban a kerék a talajjal érintkezik, ebben a pillanatban mérhető a maximális lengésgyorsulás, majd ezt követően csillapodik a lengésbe jött szerkezet. Ennek folyamatát jól szemlélteti az 3.92. ábra.



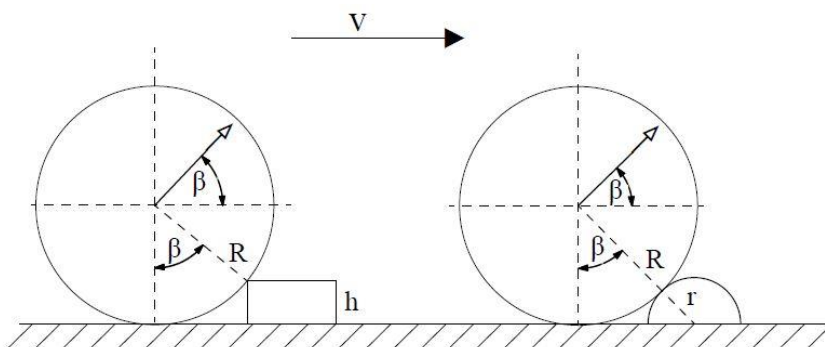
3.92. ábra: Akadályon történő átvontatás három szakasza és a maximális lengésgyorsulás értelmezése (P=5 bar, v=5 km/h, zártszelvény 120 x 200)

A mérések során regisztrált lengésgyorsulás regisztrátumokat a M21 melléklet részben mutatom be.

3.18.1. A különböző akadálytípusokon mért eredmények kiértékelése

Merev kerék merev akadály modell

Annak megállapítása érdekében, hogy a különböző geometriai kialakítású akadályok egymáshoz képest milyen mértékben módosítják a kerék középpontjának emelkedését és ezzel együtt a jármű lengésgyorsulását, meg kell vizsgálni ezen geometriai paraméterek egymásra hatását. A 3.93. ábrán a merev kerék valamint egy zártszelvény és egy félhenger jellegű akadály kapcsolata látható.

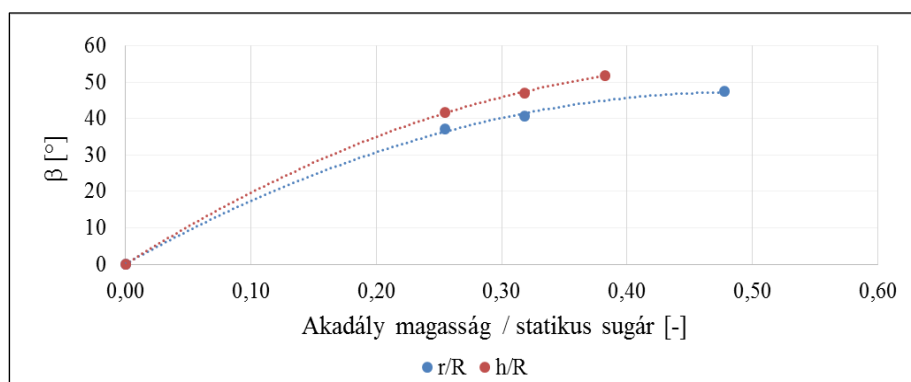


3.93. ábra: Merev kerék áthaladása különböző akadálytípusokon

A geometriai vizsgálat alapján felírható a kerék emelkedésének meredekségét meghatározó β szög értéke a zártszelvény illetve a félhenger típusú akadályok esetében a

$$\cos\beta = \frac{R_{sb}-h}{R_{sb}}, \quad \cos\beta = \frac{R_{sb}}{R_{sb}+r} \quad (3.55)$$

összefüggések segítségével. Az egyenletek felhasználásával képezhető olyan összefüggés, amely megmutatja, hogy az ütközés pillanatában, arányaiban mely akadálytípus okoz nagyobb meredekségű elmozdulást, illetve erőhatást a jármű szempontjából. A merev kerék és a talaj, valamint az akadály és kerék kapcsolatánál felírható β szög a korábban felírt egyenlettel meghatározható. A 3.94. ábra segítségével értelmezhető, hogy a félhenger jellegű akadályok, ugyanazon mérete esetén, a zártszelvény akadályokhoz képest kisebb β szög társul.



3.94. ábra: A félhenger és a zártszelvény jellegű akadályok érintkezése merev kerékekkel

Ez azt jelenti, hogy merev kerék esetén a félhenger jellegű akadályok kisebb mértékben növelik a kerék középpontjának magasságát az ütközést követően, tehát ebben az esetben kisebb gyorsulásértékek jöhetnek létre.

Dimenzió nélküli számok képzése

A célkitűzésnek megfelelően a dimenzió nélküli számok módszerével kerestem összefüggéseket a vontatmányon ütközés pillanatában mért lengésgyorsulás értéke (a), valamint az ezt befolyásoló paraméterek között.

A vontatmány akadályal történő ütközése során létrejövő lengésgyorsulás értékeit a feltételezés alapján a következő paraméterek befolyásolják:

A gumiabroncs rugómerevsége:	c	[N/m]
A gumiabroncs statikus sugara:	R	[m]
Az akadály magassága zártszelvény esetén:	h	[m]
Az akadály magassága félhenger esetén:	r	[m]
A vontatmány sebessége:	v	[m/s]
A vontatmány egy kerékre ható terhelése:	G	[N]
A nehézségi gyorsulás:	g	[m/s ²]

A vizsgált paraméterek alapján elkészítettem a dimenzióanalízis mátrixát. A következő táblázat oszlopaiban a releváns fizikai mennyiségek dimenziófelbontása látható:

	a	h	c	R	G	g	v
m	1	1	-1	1	0	1	1
N	0	0	1	0	1	0	0
s	-2	0	0	0	0	-2	-1

Ezt követően felírtam a várható dimenzió nélküli egyenletek mátrixát (M_1, M_2, M_3, M_4) és elneveztem a mátrix elemeit a következő alakban:

	a	h	c	R	G	g	v
m	B				A		
N							
s							
M1	D				C		
M2							
M3							
M4							

A táblázat alapján elnevezett mátrixokat a

$$\bar{\bar{B}} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -2 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \bar{\bar{A}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & -2 & -1 \end{bmatrix} \quad (3.56)$$

elemek alkotják. A két mátrix alapján a $\bar{\bar{C}}$ mátrix az

$$\bar{\bar{C}} = -[\bar{\bar{A}}^{-1}\bar{\bar{B}}]^T \quad (3.57)$$

összefüggéssel számítható. Az $\bar{\bar{A}}$ mátrix inverze az

$$\bar{\bar{A}}^{-1} = \frac{adj\bar{\bar{A}}}{|\bar{\bar{A}}|} \quad (3.58)$$

egyenlettel fejezhető ki. Az adjungált $\bar{\bar{A}}$ mátrix meghatározható a

$$adj\bar{\bar{A}} = (\bar{\bar{A}}_{min})^T \quad (3.59)$$

művelet segítségével. A következőkben már felírható az $\bar{\bar{A}}_{min}$ mátrix és annak transzponáltja az adjungált $\bar{\bar{A}}$ mátrix a

$$\bar{\bar{A}}_{min} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & -2 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 \end{bmatrix}, \quad adj\bar{\bar{A}} = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 1 \\ -2 & 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (3.60)$$

formában. Az $\bar{\bar{A}}$ mátrix determinánása a

$$|\bar{\bar{A}}| = -1 \quad (3.61)$$

értéknek felel meg. Ezt követően már meghatározható $\bar{\bar{A}}$ mátrix inverze a

$$\bar{\bar{A}}^{-1} = \frac{adj\bar{\bar{A}}}{|\bar{\bar{A}}|} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -1 & 0 & -1 \\ 2 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.62)$$

felírtak alapján. Az inverz mátrix meghatározását követően, már elvégezhető a két mátrix szorzása, amely alapján a

$$[\bar{A}^{-1}\bar{B}] = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -1 & 0 & -1 \\ 2 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 1 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -2 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & -1 & 1 & -1 \\ 0 & 2 & -2 & 2 \end{bmatrix} \quad (3.63)$$

mátrixot kaptam eredményül. A kapott értékek alapján a \bar{C} mátrix egyenletébe behelyettesítve a

$$\bar{C} = -[\bar{A}^{-1}\bar{B}]^T = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & -2 \\ -1 & -1 & 2 \\ 0 & 1 & -2 \end{bmatrix} \quad (3.64)$$

eredményeket kaptam. A \bar{D} mátrixa pedig egy egységmátrix, tehát a

$$\bar{D} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.65)$$

alakban írható fel. A meghatározott mátrixok alapján már felírható a dimenzió nélküli számok leképezéséhez szükséges táblázat.

	a	h	c	R	G	g	v
m	1	1	-1	1	0	1	1
N	0	0	1	0	1	0	0
s	-2	0	0	0	0	-2	-1
M1	1	0	0	0	0	-1	0
M2	0	1	0	0	0	1	-2
M3	0	0	1	0	-1	-1	2
M4	0	0	0	1	0	1	-2

A táblázat alapján leolvashatóak az (M_1, M_2, M_3, M_4) sorokból a vizsgálni kívánt dimenzió nélküli összefüggések egyenletei.

$$M_1 = \frac{a}{g}, \quad M_2 = \frac{hg}{v^2}, \quad M_3 = \frac{cv^2}{Gg}, \quad M_4 = \frac{Rg}{v^2} \quad (3.66)$$

Az M_2 és az M_4 összefüggések aránya alapján a következő

$$M_5 = \frac{M_2}{M_4} = \frac{h}{R} \quad (3.67)$$

egyszerűsítés végezhető el. A dimenzió nélküli számok hasonlósági egyenletrendszerét általános alakban az M_1 értékre kifejezve az

$$M_1 = cM_5^{\varepsilon_5}M_3^{\varepsilon_3} \rightarrow \frac{a}{g} = c \left(\frac{h}{R}\right)^{\varepsilon_5} \left(\frac{cv^2}{Gg}\right)^{\varepsilon_3} \quad (3.68)$$

egyenlettel lehet leírni. A független változók közötti kapcsolatot a lefolytatott mérések alapján kapott értékek behelyettesítésével lehet meghatározni, amelyet az M21 mellékletben foglaltam össze. A zártszelvény és a félhenger jellegű akadályok mért és számított értékeit külön csoportosítottam a mellékletben.

Ahhoz, hogy a hasonlósági egyenletrendszerben szereplő hatványkitevőket (ε_5 , ε_3) és konstans (c) értéket meg lehessen határozni, első lépésben ki kell zárni a mérési eredményekből a hibás értékeket. A M19 mellékletben ábrázoltam az ütközés pillanatában mért gyorsulásértékeket különböző vontatási sebességek mellett. A diagramok alapján megállapítottam, hogy a zártszelvényes méréssorozat esetén a 12. a 26. és a 36. mérés eredményeit, valamint a félhenger jellegű akadályokon végzett mérések esetén a 6. a 34. és a 36. mérés eredményeit ki kell zárni a további számításokból.

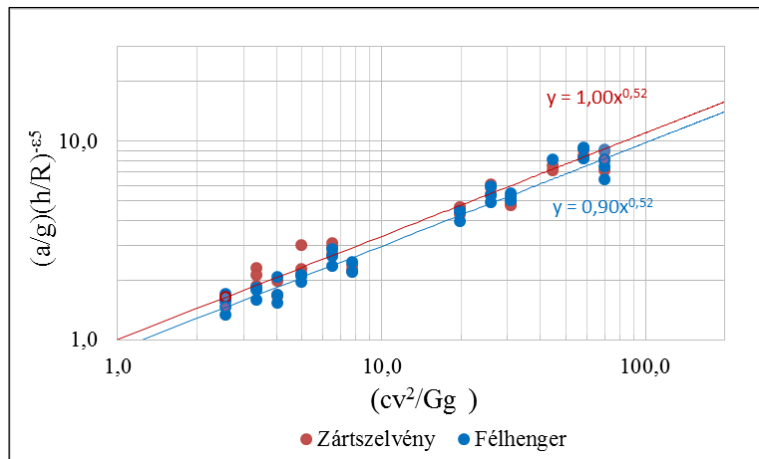
Ezt követően logaritmikus skálán ábrázoltam az ütközés pillanatában mért gyorsulásértékeket a különböző vontatási sebességek mellett, amelyek az M19 mellékletben megtalálhatóak. A kapott pontokra hatvány alapú trendvonalakat illesztettem és az így kapott egyenletek hatványkitevőinek számtani átlagát határoztam meg. A meghatározott hatványkitevőket az M21 mellékletben tüntettem fel. Az így kapott átlagos hatványkitevő alapján meghatározható a hasonlósági egyenletrendszer M_3 tagjának (ε_3) hatványkitevője. Mivel az M_3 tagban a változó négyzetben szerepel, ezért a mérési eredmények alapján meghatározott átlagolt kitevő felét kell meghatározni, mint (ε_3) hatványkitevő.

Az (ε_3) hatványkitevő meghatározását követően logaritmikus skálán ábrázoltam az ütközés pillanatában mért gyorsulásértékeket az akadálymagasság és a kerék statikus sugár hányadosának függvényében. Az így kapott görbék az M20 mellékletben megtalálhatóak. A kapott pontokra ebben az esetben is hatvány alapú trendvonalakat illesztettem. Az illesztett görbék hatványkitevőit és azok átlagértékeit az M21 mellékletben tüntettem fel. A kapott átlagos hatványkitevő megfeleltethető a hasonlósági egyenletrendszer M_5 tagjának (ε_5) hatványkitevőjének. A két hatványkitevő értékeit az 3.10. táblázatból leolvasható.

3.10. táblázat: Hatványkitevők meghatározása a hasonlósági egyenletrendszer meghatározásához

Hatványkitevők meghatározása		
	Trendvonalak hatványkitevője 1	Trendvonalak hatványkitevője 2
Átlagos hatványkitevő zártszelvényeknél [-]:	1,0636	0,5926
Átlagos hatványkitevő hengereknél [-]:	1,0186	0,6183
Átlag [-]:	1,0411	0,6055
Hatványkitevő ε_3 [-]:	0,5206	-
Hatványkitevő ε_5 [-]:	-	0,6055

A két hatványkitevő megállapítása után a hasonlósági egyenlet (c) konstans tagját kellett meghatározni. Ebben az esetben a logaritmikus skálájú koordináta-rendszerben az $\frac{a}{g} \left(\frac{h}{R}\right)^{-\varepsilon_5}$ viszonyt vizsgáltam a $\left(\frac{cv^2}{Gg}\right)$ függvényében. A két dimenzió nélküli koordináta értékeit a M21 mellékletben tüntettem fel. A kapott értékeket az 3.95. ábrán ábrázoltam.



3.95. ábra: A félhenger és a zártszelvény jellegű akadályok viszonya dimenzió nélküli számokkal kifejezve

A zártszelvény, illetve a félhenger jellegű akadályokra jellemző pontokra külön-külön hatvány alapú trendvonalakat illesztettem. A trendvonalakat jellemző állandók értéke megfeleltethető a hasonlósági egyenletrendszer (c) konstans értékének. Ezek az értékek azonban már külön kezelendők a két akadályforma esetében. A következő 3.11 táblázatban foglaltam össze a hasonlósági egyenletrendszer hatványkitevőit és konstans értékeit.

3.11. táblázat: A hasonlósági egyenletrendszer hatványkitevői és konstansai

ε_3 [-]:	ε_5 [-]:	$C_{\text{zártszelvény}}$ [-]:	C_{henger} [-]:
0,5206	0,6055	1,0040	0,8955

A táblázatban szereplő értékek felhasználásával már meghatározható a zártszelvény vagy félhenger típusú akadálynak ütköző vontatmány várható lengésgyorsulás értéke. A zártszelvény jellegű akadály esetében a hasonlósági egyenlet a

$$\frac{a}{g} = 1,004 \left(\frac{cv^2}{Gg} \right)^{0,5206} \left(\frac{h}{R} \right)^{0,6055} \quad (3.69)$$

alakban írható fel. A félhenger jellegű akadályok esetében a hasonlósági egyenlet pedig a

$$\frac{a}{g} = 0,8955 \left(\frac{cv^2}{Gg} \right)^{0,5206} \left(\frac{r}{R} \right)^{0,6055} \quad (3.70)$$

alakban adható meg.

4. EREDMÉNYEK

Ebben a fejezetben foglalom össze a mérési eredményeim alapján megállapított következtetéseimet a jármű és a különböző útprofilok kapcsolatrendszeréről. Továbbá itt ismertetem azokat az összehasonlító módszereket melyek segítségével lehetőség nyílik a terepprofilok és épített akadályrendszerek járművet igénybevevő hatásainak összehasonlítására. A fejezetben külön foglalom össze a kitűzött kutatási célnak megfelelően elért tudományos és a gyakorlatba is felhasználható eredményeimet.

4.1. Kapcsolatrendszer a terepprofil és jármű lengései között

A fárasztóvizsgálatok megkezdése előtt a normál üzemi működés során előforduló maximális terhelésértékeket kell mérések segítségével meghatározni. Ennek meghatározására azonban ki kell tudni választani azokat a terhelési körülményeket, amelyek a megfelelő terheléskollektívát eredményezik. A különböző sztochasztikus jellegű utakon közlekedő járművek esetén a terhelések mértéke visszavezethető az útprofilok gerjesztő hatására.

Korábban annak megítélésére, hogy mely profilok igénybevevő hatása nagyobb mértékű, költséges és időigényes méréssorozatok lefolytatására volt szükség. A mérések során a profilok gerjesztő hatásait a jármű különböző pontjain mért feszültségállapot változásával, vagy azok lengésgyorsulás értékeinek összevetésével határozták meg. Minél nagyobb a terepprofil igénybevevő hatása annál nagyobb erőhatások ébrednek a jármű szerkezetében.

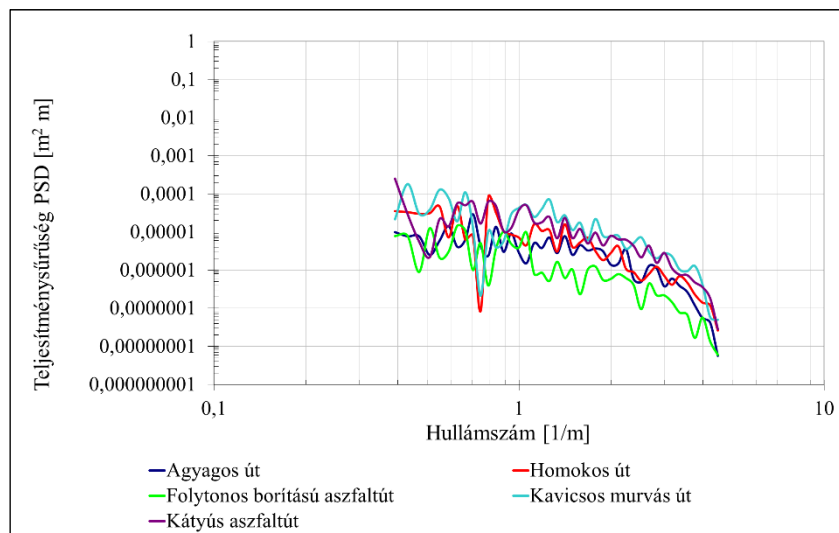
A módszer hátránya, hogy a profilok gerjesztő hatásának összehasonlításához az adott járművel erőhatásmérések lefolytatására volt szükség. Ennek következménye, hogy a profil milyenségéről csak közvetett úton, egy mérőjármű bevonásával lehetett következtetéseket levonni. Abban az esetben, ha ugyanazon az útprofilon másfajta mérőjárművet használnak, a kapott értékek már nem összehasonlíthatóak. Tehát egy olyan összehasonlító rendszer kidolgozására volt szükség, amely mérőjármű nélkül, megbízható és egyértelműen összehasonlítható adatot biztosít az útprofilok gerjesztő hatásáról. Más megközelítésben olyan egyszerűen mérhető módszer kidolgozására volt szükség ahol több útprofil igénybevevő hatása egymáshoz képest nagyságrendi sorrendbe rendezhető.

Az útprofil igénybevevő hatása a profil mikroakadály rendszerének milyenségétől függ. Pontosabban az akadályok méretétől és azok egymáshoz viszonyított helyzetétől. Belátható, hogy a változó paraméterek együttes figyelembevétele igen összetett feladat. A sztochasztikus jellegű terepprofilok elemzéséhez a teljesítménysűrűség spektrum vizsgálata a leginkább célravezető. A *PSD* diagram kapcsolatot teremt a különböző méretű akadályok, azaz akadálymagasság amplitúdók és azok egymáshoz viszonyított egymásutániságáról pontosabban az akadályok sorozatának spektrumáról.

A spektrális analízis a mért teljes útprofil regisztrátum adatsorából áll. Azaz tartalmazza a profil makro- és mikroakadály rendszerének tulajdonságait. A makroakadályok rendszere foglalja magába az útprofil lejtését, illetve emelkedését, azaz azokat az eltéréseket, amelyek visszavezethetőek az útszakaszra jellemző szintkülönbség változásaira. Az akadályok igénybevevő hatását azonban a kisebb hullámhosszú mikroakadály rendszerek idézik elő, hiszen ezek okozzák a járművek nagymértékű dinamikus lengésgyorsulásait, amely a járművet igénybevevő hatások kiváltó oka. Ebből következik, hogy a spektrális elemzés során a *PSD* diagram azon tartományát kell kiértékelni, amely a mikroakadályok spektrumát tartalmazza.

A terepjárás-elméletben definiáltak szerint mikroakadálynak nevezik azokat az akadályokat, amelyek 250 milliméternél kisebbek. Sajnos ez a definíció nem határozza meg az akadály egyéb

méreteit például kiterjedését, hullámhosszát. Méréseim alapján arra a következtetésre jutottam, hogy alacsony, azaz maximálisan 20 km/h vontatási sebességig, a mezőgazdaságban használt utak esetében, a 2,5 méternél rövidebb, azaz 0,4 1/m hullámszámnál nagyobb mikroakadályok (bukkanók, gödrök) fordulnak elő. A tapasztalt értékek alapján a fenti kritériumok mellett kijelenthető, hogy a PSD diagram mikroakadályokra vonatkozó spektrális tartománya az 0,4 1/m hullámhossznál kisebb értékekre vonatkozik. Ezek alapján a lengéseket gerjesztő akadálymagasságokat jellemző amplitúdó értékeket az összehasonlítás során ebben a tartományban kell megvizsgálni. Az 4.1. ábrán a szabadföldi mérésorozat során regisztrált útprofilok mikroakadályokra vonatkozó teljesítménysűrűség spektruma látható.

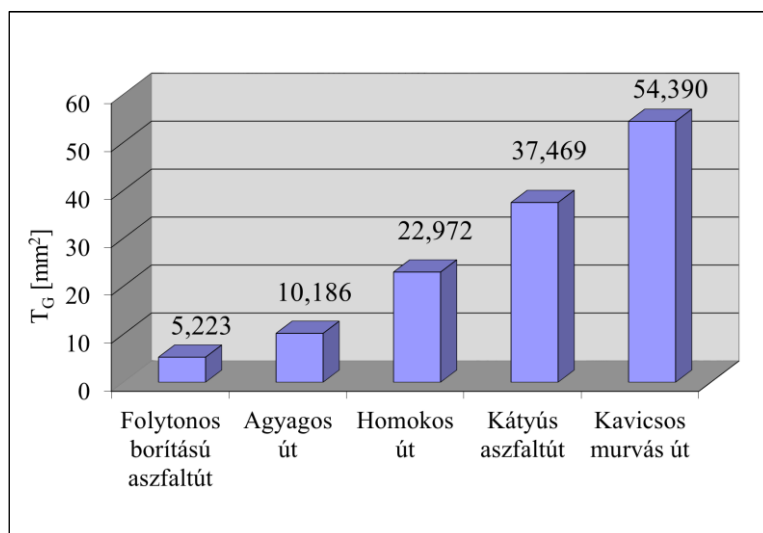


4.1. ábra: Szabadföldi úttípusok mikroakadály rendszerének PSD görbéje a bal oldali profil esetén

A vizsgált tartományban az adott hullámhosszokon a profilok amplitúdó értékei eltérőek. A görbék alapján azonban közvetlenül nem lehet egyértelműen az amplitúdók nagyság szerinti sorrendjét felállítani, hiszen a görbék több esetben is metszik egymást. Az egyértelmű sorrend felállítása céljából meg kell határozni a görbék alatti területek nagyságát. A PSD görbék alatti területet (T_G) a

$$T_G = \int_{0,4}^{\infty} G_x(\omega) d\omega \quad (4.1)$$

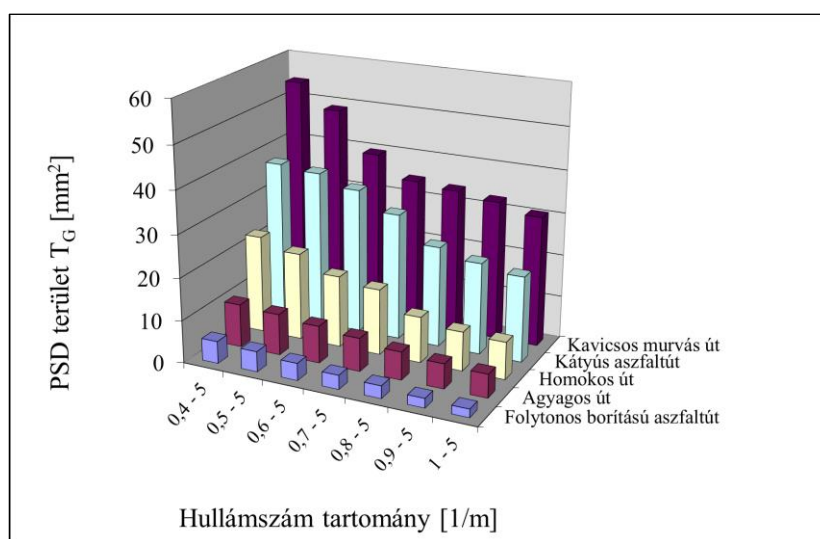
összefüggés segítségével lehet meghatározni, ahol az ω [1/m] érték az akadályok hullámhosszát jelenti a G_x függvény pedig az adott útprofil teljesítménysűrűség függvénye. A számított értékeket az 4.2. ábrán foglaltam össze, ahol jól látható a vizsgált profilok mikroakadályaira jellemző területek értéke és sorrendje.



4.2. ábra: Szabadföldi úttípusok mikroakadály rendszer PSD görbe alatti területei

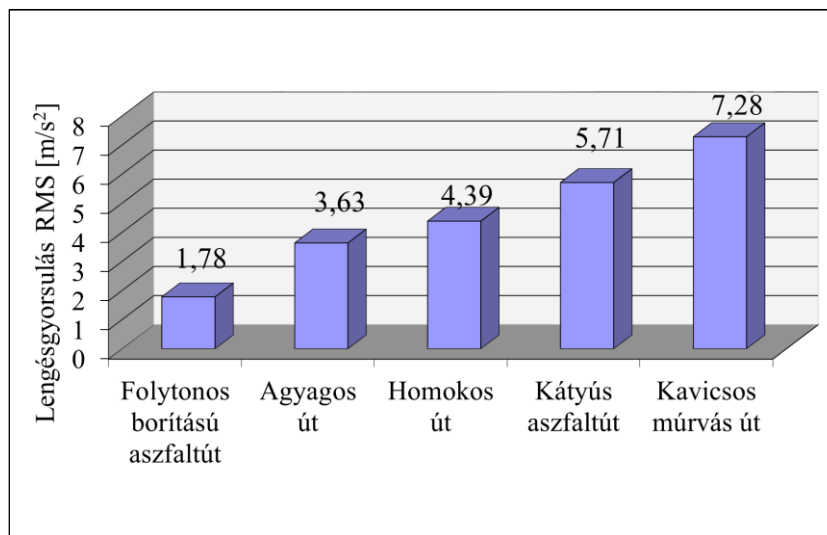
Fontos kritériuma a terület alapú összehasonlítási módszernek, hogy minden profilregisztrátum az összehasonlítás során ugyanolyan hosszúságú és egyforma lépésközzel regisztrált adatsor legyen.

A 4.3. ábrán szemléltetve látható, hogy az úttípusok egymáshoz viszonyított területértékei a mikroakadályok hullámhossz tartományában milyen mértékben változnak. Az úttípusok egymáshoz viszonyított sorrendje a különböző hullámhossz tartományokban meghatározott területek alapján sem változik.



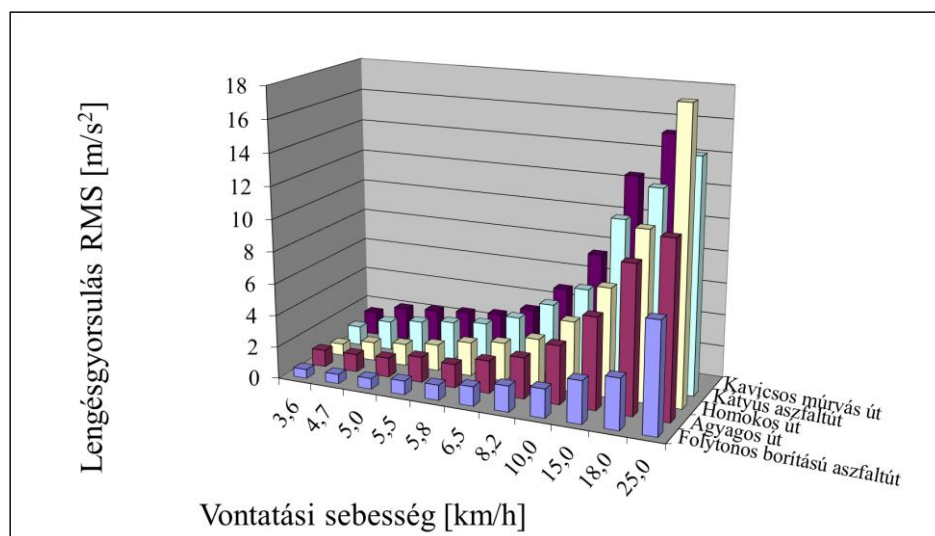
4.3. ábra: Szabadföldi úttípusok mikroakadály rendszer PSD görbék alatti területei különböző hullámszám tartományokban

A terület alapú összehasonlítási módszer érvényességét a korábban alkalmazott vontatási vizsgálat segítségével lehet igazolni. Abban az esetben, ha az átvontatások során mért lengésgyorsulások átlagos, azaz négyzetes középértékeinek sorrendje megegyezik a terület alapú összehasonlítási sorrenddel, a kiértékelési módszer általános érvényűnek tekinthető a vizsgált vontatmányra nézve.



4.4. ábra: Szabadföldi úttípusok lengégyorsulásainak RMS értékei 10 km/h vontatási sebesség mellett a jármű bal oldalánál

Jól látható a 4.4. ábrán, hogy a különböző útprofilok esetében, a járművön mért lengégyorsulás RMS értékek hasonló sorrendiséget állítottak fel, mint a profilok PSD területeinek alapján meghatározott területek. Az útprofilok sorrendjét a lengégyorsulások szélső értékei, azaz a pozitív és negatív előjelű maximális gyorsulásértékek is alátámasztották. A 4.5. ábrán szemléltetve látható, hogy a különböző vontatási sebességek esetén meghatározott RMS értékek is igazolják a mikroakadályok PSD területei alapján történő útprofil összehasonlítási módszert.

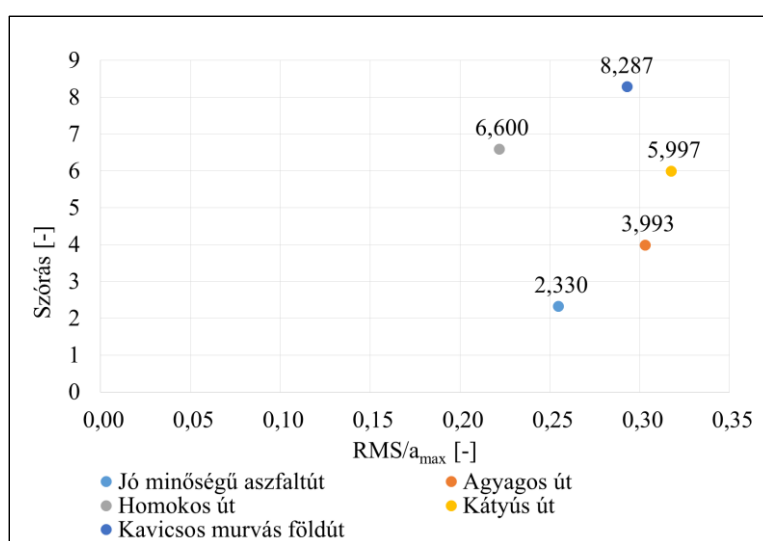


4.5. ábra: Szabadföldi úttípusok lengégyorsulásainak RMS értékei különböző vontatási sebesség mellett a jármű bal oldalánál

Összefoglalva tehát egy olyan útprofil alapú összehasonlító módszer kifejlesztésére került sor, amely alkalmas arra, hogy különböző sztochasztikus útprofilokat a járművet igénybevevő hatásaik szempontjából összehasonlítsa.

4.2. Lengésgyorsulás értékek eloszlásának vizsgálata

Az RMS/a_{max} érték felhasználásával megállapítható, hogy a regisztrátum adatmennyisége elegendő hosszúságú és ezek alapján statisztikailag elfogadható, vagy ellenkező esetben kijelenthető, hogy az adatsor nem reprezentatív. Az RMS érték a regisztrátum hosszának növekedésével egy jellemző értékhez konvergál valamint a maximális gyorsulás érték is felveszi az adott típusú úton található legszélsőségesebb kilengés értékét. Amennyiben az egymást ismétlő regisztrátumok RMS/a_{max} értékei közel egy azonos értéket adnak, akkor az egyes mérések statisztikai megfelelése igazolt. Az 4.6. ábrán jól látható, hogy az azonos vontatási sebesség mellett mért gyorsulásértékek szórása az egyenetlenebb felületű útszakaszok esetében nagyobb, valamint leolvasható, hogy az RMS/a_{max} a viszonyszám a 0,2 és 0,3 érték között található. További mérési eredményekre meghatározott RMS/a_{max} valamint szórás értékeket az M18 mellékletben foglaltam össze. A táblázat értékei alapján az a tendencia figyelhető meg, hogy az épített akadálypálya RMS/a_{max} értékei a 0,1 és 0,2 sávban találhatóak.



4.6. ábra: Különböző útszakaszokon, 10 km/h-val vontatott jármű, lengésgyorsulás értékeinek szórása és RMS/a_{max} értékei

Az ideálisnak tekinthető tisztán normál eloszlású rendszerek esetén az RMS/a_{max} értéke 0,18. Ebben az esetben az amplitúdókra illesztett normál eloszlás 3σ értéknél vett maximális gyorsulás (a_{max}), az RMS értéket pedig a normál eloszlás megfelelő pontjaival súlyozott amplitúdó négyzetek átlagából számítjuk. Ha a különböző útprofilokon haladó vontatmányon mért lengésgyorsulások RMS/a_{max} értéke eltér az ideálisnak tekinthető értéktől, akkor az eloszlás eltér a normál eloszlástól.

Az eltérés visszavezethető az út profilpontjai között mérhető gradiens értékekre. Ha az átlagos akadálymagasság és a maximális akadályméretek között nagy eltérés tapasztalható, akkor a 0,18 indikátor értéknél kisebb RMS/a_{max} értéket kapunk. Ilyen útprofilok lehetnek az akadálypályák, ahol az akadályméretek jelentősen nagyobbak az átlagos profil magasságától. Ha azonban az átlagos akadálymagasság és a maximális akadályméretek között csak kis eltérés tapasztalható, akkor a 0,18-as indikátor értéknél nagyobb RMS/a_{max} értéket kapunk. Ilyen útprofilok lehetnek a sztochasztikus eloszlású szabadföldi útszakaszok. Ezekben az esetekben az út profilpontjai között mérhető átlagos gradiens értéke alacsony, mint például a kavicsos murvás útszakasz, ahol a kavicsok magassága közel azonos. Ha az útprofil amplitúdóira illesztett eloszlásgörbe eltér a normál eloszlástól, akkor várhatóan a rajta áthaladó vontatmány lengésgyorsulás értékei is el fognak térni ettől. Ebből következik, hogy a vontatmányon mért lengésgyorsulások RMS/a_{max} értéke alapján is megállapítható az útprofil eloszlásának jellege.

4.3. Az akadály és kerék ütközésekor létrejövő gyorsulások meghatározása

A dimenzió nélküli számok módszerének segítségével felírtam azt a hasonlósági egyenletrendszert, amely megteremti a kapcsolatot a vontatmányon és akadály ütközésének pillanatában létrejövő lengésgyorsulás érték, valamint az ezt befolyásoló paraméterek között. A hasonlósági egyenletek megfelelőségét a mért értékekkel történt összevetés alapján lehet leellenőrizni.

Általános észrevételek a mérési eredményekről

Az M19 mellékletben összehasonlítottam a különböző légnyomás értékekhez tartozó gyorsulásértékeket. Megvizsgáltam, hogy hogyan változnak a lengésgyorsulások akadálytípusonként és különböző vontatási sebességek esetében. A diagramokról leolvasható eredményeket a következő pontokban foglaltam össze:

- Az ütközés pillanatában regisztrált gyorsulás értékekhez képest a pattogási szakasz maximális gyorsulásértékei nagymértékben szórnak. A pattogási szakasz nagymértékű szórásának jelensége visszavezethető a vontatmány lengéséből adódó fáziseltérésekre. A fáziseltérések hatása az ütközés pillanatában befolyásolja a vontatmányt érő erők mértékét. Ebből adódóan a leérkezéskor létrejövő gyorsulások nagyarányú szórása, amelynek mértéke a vontatási sebességtől függ. Azaz az ütközés pillanatában mért értékek tendenciája könnyebben meghatározható, mint a talaj érintkezésekor regisztrált gyorsulásértékek esetében.
- A vizsgált értékek alapján megállapítható, hogy a gumiabroncs nyomásának növelésével nő a lengésgyorsulások értéke a ráfutási sebességhez viszonyítva.
- A mért gyorsulásértékek alapján észrevehető, hogy kis mértékben, de a zártszelvény jellegű akadályok egyező méretek és beállítások esetén nagyobb lengésgyorsulás értéket eredményeznek a félhenger jellegű akadályoknál.
- Nagy vontatási sebesség és alacsony légnyomás esetében az akadályon történő áthaladás során a vontatmány kevésbé lengett.

Az ütközéskor létrejövő lengésgyorsulások meghatározása számítással

A dimenzió analízis segítségével meghatározott hasonlósági egyenletek felhasználásával már kifejezhető a kerék és akadály ütközésének pillanatában keletkező gyorsulás értéke. A zártszelvényen áthaladó vontatmány várható lengésgyorsulását a

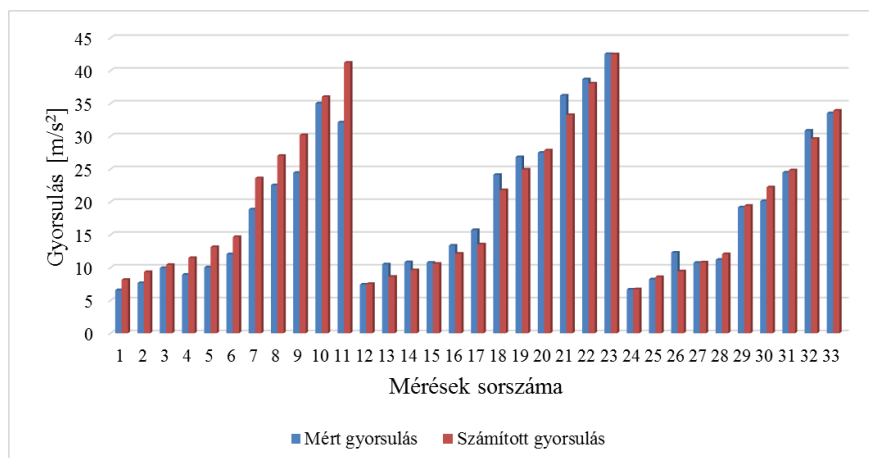
$$a = g \cdot 1,004 \left(\frac{cv^2}{Gg} \right)^{0,5206} \left(\frac{h}{R} \right)^{0,6055} \quad (4.2)$$

összefüggéssel, míg a félhenger jellegű akadályok esetében a

$$a = g \cdot 0,8955 \left(\frac{cv^2}{Gg} \right)^{0,5206} \left(\frac{r}{R} \right)^{0,6055} \quad (4.3)$$

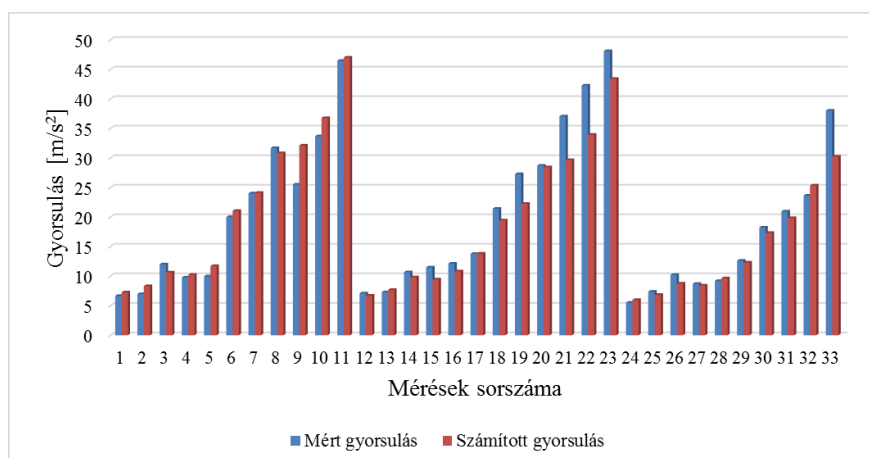
összefüggés segítségével lehet kiszámolni. Az egyenletek felhasználásával költséges mérésorozatok lefolytatása nélkül is meghatározható az akadályok várható lengésgyorsító hatása. Az egyenlet átalakításával kifejezhető a mért gyorsulásértékeket előidéző akadályok magassága is, amely segítségével a gyorsított fűrésztóvizsgálatok során alkalmazandó terepakadályok mérete meghatározható. A módszer biztosítja, hogy a vizsgálatok során felhasznált akadályméretek a terepi mérések során tapasztalt erőhatásokat idézzék elő.

A körpályán végzett vizsgálatok során mért értékeket összevettem az egyenlet segítségével számolt várható gyorsulásértékekkel annak érdekében, hogy leellenőrizzem az egyenlet pontosságát. A zártszelvényeken mért és a számított lengésgyorsulás értékeket az 4.7. ábrán mutatom be.



4.7. ábra: A zártszelvény jellegű akadályokon áthaladó vontatmány lengésgyorsulásainak összehasonlítása mért és számított értékekre

Ebben az esetben a mért és számított értékek között az abszolút értékben vett százalékos eltérés átlaga 10 % volt. A félhenger jellegű akadályokon mért és a számított lengésgyorsulás értékek összevetését az 4.8. ábra segítségével mutatom be.



4.8. ábra: A félhenger jellegű akadályokon áthaladó vontatmány lengésgyorsulásainak összehasonlítása mért és számított értékekre

A félhenger jellegű akadályok esetében a mért és számított értékek között az abszolút értékben vett százalékos eltérés átlaga 9,4 % volt. A vizsgálat szempontjából a hasonlósági egyenlet pontossága megfelelő.

A mérési eredmények szórása a számított értékhez képest a következő okokra vezethető vissza:

- A vontatmány az akadállyal történő érintkezést megelőzően már lengésben volt, amelynek köszönhetően a szerkezet a statikusan mért (G) súlyerőhöz képest eltért. A jelenség tehát a lengő szerkezet eltérő fázisára is visszavezethető.

- Az eltérés további oka lehet, hogy a gumiabroncs felületén lévő bordák az ütközés pillanatában módosíthatják a várható gyorsulásértékeket. Ha az akadály a gumiabroncs felületének bordájával érintkezik, akkor a deformáció és az ezt követő rugalmas alakváltozás mértéke eltérő lesz a bordák közötti rész felütközésének esetéhez képest.

További eredményként mutatom be, hogy a félhenger jellegű akadályok ugyanazon méretek és beállítási paraméterek mellett, kisebb lengésgyorsulás értékeket eredményeznek, mint a zártszelvény jellegű akadályok. A félhenger jellegű akadály az ütközést követően kisebb meredekségben emeli meg a vontatmány tömegközéppontját, mint a zártszelvény jellegű akadály. Ennek okát a merev kerék és akadály kapcsolatának ismertetésekor vezettem le. A meghatározott hasonlósági egyenletrendszer konstans értékei esetében is hasonlóan eltérés tapasztalható a két akadálytípus esetében.

4.4. Terepprofilok összehasonlító módszere

A vizsgálat célja, a különböző szabadföldi útprofilok összehasonlítása. Az összehasonlító módszer, a terepprofilok makroakadályainak járművekre gyakorolt igénybevevő hatásának mértékét hasonlítja össze. A módszer segítségével a jármű lengéstani sajátosságaitól függetlenül megállapítható, hogy a vizsgált útprofil közül melyik okozza a legnagyobb lengésgyorsulásokat a profilon történő átvontatás során. Az összehasonlítás a következő lépések alapján határozható meg:

1. Első lépésként a szabadföldi profiladatokat kell begyűjteni. A profilok regisztrálása során legalább 50 méteres útszakaszon 100 milliméteres vagy annál kisebb mérési lépésközzel a járművek által használt nyomvonalakban kell a profilkoordinátákat rögzíteni.
2. A második lépésben a terepprofil regisztrátumok teljesítménysűrűség spektrumát kell meghatározni.
3. Ezt követően a spektrum mikroakadályokra jellemző szakaszának görbe alatti területét kell meghatározni. A mikroakadályok definíciója alapján a 0,4 [1/m] hullámszámnál nagyobb tartomány görbe alatti területét kell kiszámolni.
4. Végül a görbék alatti területek összehasonlítása alapján sorba rendezhetőek a vizsgált útprofilok. A legnagyobb görbe alatti területtel rendelkező útszakasz okozza a legnagyobb igénybevételt a rajta áthaladó járművek számára.

A módszer segítségével, átvontatási vizsgálatok nélkül is összehasonlíthatóak a különböző útszakaszok egymáshoz viszonyított igénybevevő hatásai. Itt fontos azonban megjegyezni, hogy a módszer determinisztikus, azaz mesterségesen létrehozott ciklikusan ismétlődő profilok összehasonlító vizsgálatára nem alkalmas.

4.5. Épített akadályrendszerek összehasonlítása

Módszert dolgoztam ki fárasztóvizsgálatok során is alkalmazható épített akadályrendszerek igénybevevő hatásának összehasonlítására és csoportosítására. Megállapítottam, hogy az akadályok gerjesztő frekvenciája csak elhanyagolhatóan kis mértékben befolyásolja a járművön mért válaszfüggvény rezonancia tartományának helyét, de a válaszfüggvény amplitúdó értékeit nagymértékben módosítja. Ennek alapján arra a következtetésre jutottam, hogy a járműveket érő igénybevevő hatások összehasonlítására, a gerjesztések során létrejövő lengés amplitúdók nagyságát kell megvizsgálni, ami közvetett módon jellemzi a gerjesztő akadályrendszer sűrűségét és nagyságát. Tehát az összehasonlító módszer során az adott haladási sebességek mellett a szerkezeten mért lengésgyorsulások szélső- valamint *RMS* értékeit kell meghatározni. Az akadályrendszerek járműveket igénybevevő hatásának mértéke minden esetben függ az adott szerkezettől, így a mért értékek nem általánosíthatóak, de a módszer általánosan alkalmazható.

Az épített akadályrendszerek összehasonlító vizsgálata során létrehozható olyan fárasztóvizsgálati rendszer, amely egy adott vontatási sebesség mellett a járművet az egyik sajátfrekvencia tartományában gerjeszti. A méréseim során, a vártnak megfelelően, az ilyen beállítási paraméterekkel készített akadályrendszerek lengésgerjesztő hatása, a vontatmányon mért válaszfüggvény alapján, magasabb amplitúdó értékeket eredményezett. A sajátfrekvencia értékek ismeretében azonban létrehozhatunk olyan radikális igénybevevő hatással rendelkező akadályrendszert is, amely olyan ütemben hoz létre gerjesztéseket, amely a jármű számára a legkedvezőtlenebb. Ebben az esetben érhető el a vizsgált szerkezet szempontjából a legnagyobb mértékű igénybevevő hatás, azaz készíthető olyan akadálypálya, amely az adott méretű akadályok esetében a leggyorsabb tönkremenetelt idézi elő. Tehát a jármű önlengésszámának ismeretében készíthető olyan akadályrendszer összeállítás, amely az adott méretű akadályok és vontatási sebességek mellett a maximális fárasztó igénybevétel létrehozására képes. Az így létrehozott akadályrendszer azonban nem alkalmazható a járművek fárasztóvizsgálatára, mivel csak korlátozott gerjesztési frekvenciatartományban terheli a szerkezetet. Ebben az esetben ugyanis a szerkezet különböző részegységei, a rájuk jellemző kritikus frekvenciatartományok gerjesztő hatásában csak kis mértékben részesülnek. Így a normál üzemi körülmények során előforduló széles spektrumú terhelések hatása nem érvényesül, amely a normál üzemi meghibásodásoktól eltérő hibajelenségeket okozhat. Erre a megfigyelésre vezethető vissza a harsewinkeli görgős tesztpad és a gödöllői körpálya fárasztóvizsgálatainak a normál üzemi körülményeknél tapasztaltaktól eltérő meghibásodási eredményei. Ebből következik, hogy az adott vizsgálati módszerre jellemző meghibásodások nem általánosíthatóak a valós terhelésekre vonatkozóan. A korábban ismertetett fárasztóvizsgálatok során létrejövő meghibásodások csak az ezeken alkalmazott mesterséges akadályok hatására keletkeztek. Végeredményben tehát, a vontatmány konstruálása során olyan szerkezet kerül kifejlesztésre, amely az adott tesztkörülményeknek és nem pedig a valós üzemi körülmények felel meg.

A mérési eredményeim feldolgozása során továbbá megállapítottam még, hogy önmagában a vonóerő igény és az abból számított vontatási teljesítmény igénye nem alkalmazható az akadályrendszerek igénybevevő hatásának összehasonlítására. A kapott értékeket nagymértékben befolyásolja a jármű akadályokon történő áthaladása során bekövetkező bepattogzás jelensége, aminek hatására a különböző vontatási sebességeken mért teljesítmény igény eltérő tendenciát mutat a lengésgyorsulások értékeitől.

Az épített akadályrendszerek igénybevevő hatásának összehasonlítására kidolgozott módszer segítségével a sztochasztikus jellegű útprofilok lengéseket gerjesztő hatásával is összehasonlítottam az itt kapott eredményeket. Az összehasonlítás célja az volt, hogy a mérési eredmények alapján rangsorolni lehessen az épített akadályrendszerek igénybevevő hatásának hasonlóságát a normál üzemi körülményeknél tapasztaltakkal. A rangsorolás alapja az volt, hogy a normál üzemi körülményeknél meghatározott lengésgyorsulás *RMS* értékéhez képest az épített akadályok esetében mért lengésgyorsulás *RMS* értékek milyen százalékos értékben térnek el. Ennek alapján kiválasztottam azt az épített akadályrendszert, amely a várhatóan a leginkább megegyező hibajelenségeket idézi elő a tapasztaltakhoz képest.

4.6. Módszer az épített akadályrendszer kialakítására

A megfogalmazott céloknak megfelelően az útprofilok összehasonlító módszerével megállapítható, hogy a tetszőlegesen kiválasztott szabadföldi útprofilok közül mely okozza a legnagyobb járművet igénybevevő erőhatásokat. Az összehasonlító módszer azonban nem alkalmas arra, hogy diszkrét, ciklikusan ismétlődő akadályrendszerek igénybevevő hatását összevesse. Azaz mesterségesen épített fárasztóvizsgálati módszerek összevetése a teljesítménysűrűség spektrumok terület alapú összehasonlítása alapján nem lehetséges. Erre a célra más módszert kell alkalmazni.

A fárasztóvizsgálatok esetében fontos, hogy a valós üzemi körülmények során tapasztalt terhelésekkel megegyező nagyságú igénybevételeket hozzunk létre. Ha a terhelések mértéke a fárasztás során túl nagy a szerkezet a validációs vizsgálat során idő előtt tönkremegy, így a jármű szerkezetét tovább erősítik, aminek hatására a jármű indokoltnál erősebb és ez által drágább lesz. Abban az esetben, ha a fárasztóvizsgálat terhelése kisebb a normál üzemi terhelésekhez képest a jármű az elvártnál hamarabb hibásodhat meg.

Az eddig alkalmazott standardizált útprofillal rendelkező fárasztóvizsgálati rendszerek esetében ugyanazon terepakadályok gerjesztő hatása idézte elő a járműveket érő igénybevevő hatásokat. Ezekben az esetekben az útprofil gerjesztése minden esetben megegyező, de a járműveket érő terhelések a szerkezetre jellemző átviteli tényezők miatt eltérőek. Kedvezőtlen esetben, ha a jármű sajátfrekvencia tartománya közel esik a standardizált gerjesztés frekvenciájához, a szerkezet sokkal nagyobb terheléseket kénytelen elviselni, mint ugyanazon útprofilon fárasztott szerkezet, amelynek sajátfrekvenciája más tartományban van. Ezen probléma kiküszöbölésére alkalmas az általam kidolgozott fárasztóvizsgálati módszer, amely a valós üzemi körülményeken mért lengésgyorsulás értékeket veszi alapul.

A megfelelő mesterséges akadályrendszer kialakításához a vizsgálandó szerkezetet érő erőhatások mesterséges és szabadföldi összehasonlító vizsgálata szükséges. Ezzel a kikötéssel elérhető, hogy a sajátfrekvencia közeli gerjesztések extrém nagy lengésgyorsulásai elkerülhetőek legyenek. A fárasztóvizsgálatok során alkalmazható akadályrendszer kiválasztásához a következő lépések lefolytatása szükséges:

1. Normál üzemi körülmények között előforduló, legkritikusabb szabadföldi útszakasz kiválasztása a szabadföldi útszakaszok összehasonlító módszerével.
2. Második lépés a terheléskollektíva meghatározása. A kiválasztott útszakaszon el kell végezni a normál üzemi körülmények mellett elfogadható legmagasabb sebesség mellett a vontatási vizsgálatot. A mérés során az adott útszakaszon mérni kell a jármű vertikális irányú gyorsulás értékeit a jármű tengelyén a gumibroncsok mellett.
3. Meg kell határozni, az adott vontatási sebességekhez tartozó gyorsulásértékek szélsőértékeket, valamint az RMS nagyságát is.
4. A negyedik lépés az akadályrendszer kalibrálása. A fárasztóvizsgálat lefolytatására alkalmas akadályrendszert be kell állítani a szabadföldi mérések során kapott gyorsulásértékeknek megfelelően. Az összeállítás célja, hogy olyan akadályrendszert hozzunk létre, amely az eljárásnak megfelelő pontossággal reprodukálni tudja a szabadföldön mért lengésgyorsulások RMS és szélső értékeit. A beállítás során nemcsak az akadályok elrendezését, méretét és formáját kell kiválasztani, hanem a megfelelő vontatási sebességet is. Az akadályrendszer egymást követő megegyező formájú és elrendezésű akadályokból készült ciklusokból áll. Első lépésben a ciklus maximális lengésgerjesztő akadálytípusát kell kiválasztani, majd ezt követően a megfelelő kisebb rezgéseket gerjesztő akadályok kiválasztása következik. A vizsgálati ciklus összeállításának iterációs lépései akkor fejeződnek be, ha az átvontatási vizsgálatok során mért lengésgyorsulások értéke megegyezik a kívánt maximális és RMS értékekkel. (A körpályás fárasztóvizsgálatok esetén az iterációs lépések számának lecsökkentése miatt célszerű a korábban leírt, legalkalmasabb akadályrendszer verziók tesztelésével kezdeni.)

A módszer segítségével létrehozható egy olyan fárasztóvizsgálati rendszer, amely hasonló terheléskollektívát hoz létre a jármű szerkezetében, mint normál üzemi körülmények mellett. A szerkezet fárasztóvizsgálatának lefolytatásához azonban meg kell határozni azt az energia bevitellel arányos mennyiséget (járatás időtartama vagy ütések száma) amit a szerkezetnek el kell viselnie a gyártó elvárásainak megfelelően. Ennek meghatározása visszavezethető az élettartam számítási módszerekhez. A jármű validálása során tehát nemcsak a megfelelő terheléskollektíva meghatározása szükséges, hanem a várható élettartamhoz köthető vizsgálati ciklus meghatározása is.

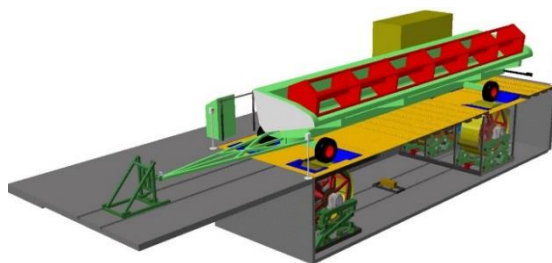
4.7. A kutatás gyakorlati eredményei

1. Tereprofilok összehasonlíthatóságának előnyei

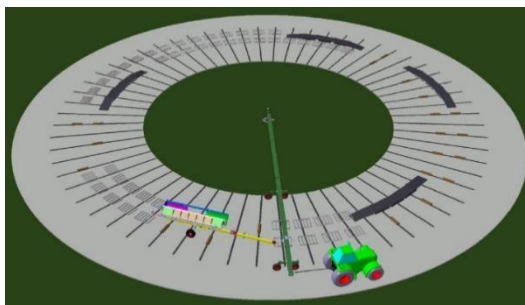
A sztochasztikus jellegű útprofilok mikroakadály rendszerét összehasonlító módszer alkalmas arra, hogy különböző útprofilok igénybevevő hatását rangsorolja. A gyakorlatban ennek segítségével osztályozható egy adott terület terepen kiépített úthálózata az áthaladó járművek lehetséges károsodása szempontjából. Tehát az útprofilok ismerete alapján kiválasztható a legkevésbé járművet igénybevevő útvonal. Ennek nagy jelentősége lehet olyan esetekben, amikor fontos, a terepen történő gyors és biztonságos áthaladás. A módszer alkalmazása tehát nagyban megkönnyítheti a terepen közlekedő mezőgazdasági és egyéb terepen mozgó (erdészeti és harcászati) eszközök biztonságos útvonalának megválasztását.

2. Általánosan alkalmazható fárasztóvizsgálati módszer terepen közlekedő járművekre

Terepen közlekedő vontatmányok fárasztóvizsgálatához általánosan alkalmazható terheléskollektíva meghatározására alkalmas módszert dolgoztam ki. A kidolgozott módszer segítségével a normál üzemi körülményeknél tapasztalt erőhatások és ennek következményeként az ott előforduló meghibásodásokkal megegyező károsodások idézhetők elő. A módszer célja, függetlenül a fárasztóvizsgálat fajtájától a valós terhelések modellezése. Ebből következik, hogy bármely teszrendszer, amely alkalmas a megfelelő gerjesztések létrehozására, alkalmassá tehető a módszer alkalmazására. Minden esetben az üzemi terhelési szinteknek megfelelően kell a fárasztóvizsgálatok során alkalmazott akadályrendszereket összeállítani. Ha az előírtaknak megfelelően történik az erőhatások (lengésgyorsulások) mérése és ennek megfelelően történt a terhelési szintek beállítása, abban az esetben a vizsgálat tetszőleges fárasztóvizsgálati módszer alkalmazásával reprodukálható valamint járművalidáció lefolytatására is alkalmassá tehető. A 4.6. és a 4.7. ábrán két különböző elven működő fárasztóvizsgálati rendszer látható.



4.9. ábra: Konceptió egy új akadályrendszerrel felszerelt görgős tesztpad megvalósítására



4.10. ábra: Konceptió egy új akadályrendszerrel felszerelt körpálya megvalósítására

3. Fárasztóvizsgálati módszer alkalmazhatósága más géptípusokra

Az itt kidolgozott fárasztóvizsgálati módszer alkalmazható minden olyan járműnél, amely nehéz terepviszonyok igénybevevő hatásának van kitéve. Mivel az épített tereprofilok kialakítása

minden esetben a valós üzemi terhelésektől függ, így a módszer általánosan is alkalmazható különböző járműszerkezeteknél. Ilyen járművek lehetnek a vontatott és önjáró mezőgazdasági, vagy erdészeti eszközök is.

4. Korábban alkalmazott fárasztóvizsgálati módszerek összehasonlíthatósága

Az épített akadályrendszerek igénybevevő hatásának összehasonlítására alkalmazott módszer segítségével a korábban alkalmazott fárasztóvizsgálati rendszerek terheléskollektívája összevethető. Ennek köszönhetően a standardizált fárasztóvizsgálati rendszerek igénybevevő hatásuk alapján rangsorolhatóak, azaz megállapítható, hogy a tesztelt jármű az adott vizsgálati rendszerrel mennyire volt alul, vagy túlterhelve a normál üzemi terhelésekhez képest.

5. Optimalizált járműkonstrukciók létrehozása

A sztochasztikus jellegű útprofilok gerjesztési frekvenciájának ismeretében pontosabban méretezhetővé válik a terepen közlekedő járművek szerkezete. A gerjesztések frekvenciájának és amplitúdójának ismerete lehetővé teszi, hogy a jármű szerkezetének lengéseket csillapító hatásait úgy állítsák be, hogy az a megkívánt élettartam elérését tegye lehetővé. Ezáltal a terepen közlekedő jármű, optimális kialakítása (csillapító elemek milyensége, jármű tömege, geometriai méretek, tömegközéppont...) könnyebben elérhetővé válik.

A terepviszonyok modellezésére kidolgozott módszer felhasználásával készített fárasztóvizsgálati rendszerek alkalmazásával optimális konstrukciók készíthetőek. Pontosabban fogalmazva a megfelelő terheléskollektíva felhasználásával a fárasztások során elkerülhető az indokolatlan túl- vagy alul- méretezés. A vizsgált szerkezet ennek értelmében nem egy standardizált, hanem a valós üzemi terhelésnek megfelelően létrehozott terhelési szinthez lesz optimalizálva.

4.8. Új tudományos eredmények

A célkitűzésemnek megfelelően megvizsgáltam az épített és a sztochasztikus eloszlású útprofilok vontatmányokra gyakorolt igénybevevő hatásait. Ezek alapján hét különböző témakörbe csoportosítva foglaltam össze kutatásaim tudományos eredményeit.

1. Megállapítottam, hogy a különböző sztochasztikus eloszlású útprofilok szerkezetet igénybevevő hatása megegyezik, ha a profilokból képzett teljesítménysűrűség spektrum mikroakadályokra vonatkozó tartományainak területe egyenlő. A mikroakadályok spektrális analízise során kapott görbe alatti területét (T_G) a

$$T_G = \int_{0,4}^{\infty} G_x(\omega) d\omega$$

összefüggéssel lehet meghatározni, ahol az ω [1/m] érték az akadályok hullámhosszát jelenti a G_x függvény pedig az adott útprofil teljesítménysűrűség függvénye. Az összehasonlító módszert, az adott vontatmány felhasználásával, az átvontatási vizsgálataim során, különböző vontatási sebességek mellett mért lengésgyorsulások szélsőértékeivel valamint RMS értékeivel igazoltam.

2. Megállapítottam, hogy a mikroakadályok spektrális analízise során kapott görbe alatti területe (T_G) alapján a különböző útprofilok adott vontatmányt igénybevevő hatásai rangsorolhatóak. A rangsor a sztochasztikus eloszlású útprofilok mikroakadály

- tartományának elemzése alapján hozható létre. Az általánosan alkalmazható összehasonlító módszer segítségével, csak a regisztrált útprofilok felhasználásával, az egytengelyes vontatmányokat érő igénybevevő hatások összehasonlíthatóak és minősíthetőek.
3. A mérési eredmények alapján igazoltam, hogy a profil gerjesztő függvény spektrumának karakterisztikus része a vontatmány válaszfüggvényének jellemző frekvenciatartományát nem vagy csak nagyon kis mértékben fedi át. A vontatmány szerkezetén mért lengésgyorsulások frekvencia-amplitúdó jelleggörbéjéből egyértelműen nem állapítható meg a gerjesztő útprofil jellege a vizsgált vontatmány kategóriájában. Másképpen megfogalmazva, az útprofil gerjesztő frekvenciáinak hatásáról általános érvényű következtetéseket a vizsgált vontatmányon mért regisztrátumok alapján nem lehet megállapítani.
 4. Megállapítottam, hogy az útprofilok adott vontatmányt igénybevevő hatásai megegyeznek, ha a szerkezetén mért lengésgyorsulások szélsőértékei valamint RMS értékei azonosak. A megállapítás két különböző, de egyforma hosszúságú útszakasz esetén tekinthető általános érvényűnek, függetlenül attól, hogy a profil sztochasztikus vagy determinisztikus jellegű.
 5. A különböző útprofilokon haladó vontatmányon mért lengésgyorsulások RMS/a_{max} értéke minél távolabb van az elméleti 0,18 értéktől, annál inkább eltér a lengések eloszlása a normál eloszlástól. Ha az RMS/a_{max} hányados csökken, az indikátor értékéhez képest, akkor az útprofilban előforduló tranzienst hatások előidéző akadályformák gyakorisága csökken. Ha az indikátor értéknél nagyobb az RMS/a_{max} aránya, akkor az útprofilban a tranzienst jeleket keltő akadályformák nagy számban fordulnak elő.
 6. Összefüggést írtam fel a vontatmány kerekének akadállyal történő ütközése során fellépő lengésgyorsulások meghatározására. A kapcsolatrendszer befolyásoló paraméterek a vontatási sebesség, a gumibroncs rugómerevsége, a kerék statikus sugara, az akadály mérete, a vontatmány adott kerékre eső tömege és a nehézségi gyorsulás. Az ütközés pillanatában létrejövő lengésgyorsulás értéke zártszelvény jellegű akadályok esetében az

$$a = g \cdot 1,004 \left(\frac{cv^2}{Gg} \right)^{0,5206} \left(\frac{h}{R} \right)^{0,6055}$$

összefüggéssel, míg a félhenger jellegű akadályok esetében az

$$a = g \cdot 0,8955 \left(\frac{cv^2}{Gg} \right)^{0,5206} \left(\frac{r}{R} \right)^{0,6055}$$

összefüggés segítségével lehet meghatározni.

5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK

Ebben a fejezetben foglaltam össze azokat a kutatás során felmerült észrevételeimet és javaslataimat, amelyek kidolgozása és fejlesztése mind a gyakorlati mind pedig az elméleti kutatás folytatásaként hasznos lenne.

Mivel a kutatás során számos tudományág területét érintettem (talajtan, terepjárás-elmélet, élettartam számítás, járműdinamika) így több különböző kutatási területet is érintő javaslat és fejlesztési ötlet fogalmazódott meg.

A szakirodalmi munkák áttekintése során arra a következtetésre jutottam, hogy az általam alkalmazott lengésgyorsulások *RMS* és szélsőértékek alapján történő összehasonlító módszere mellett alkalmazható lehetne a halmozódó károsodások kiértékelési rendszere is. A módszer alkalmas lehet egy adott hosszúságú útszakaszon áthaladó jármű gyorsulásértékeinek összehasonlító elemzésére is. Célszerűnek látom az általam mért értékeket a halmozódó károsodások módszerével is meghatározni és eredményeit összehasonlítani.

A szabadföldi mérések során rögzítésre kerültek a talaj mechanikai és szerkezeti tulajdonságai. A mérési eredmények kiértékelése során azt a következtetést vontam le, hogy a talaj kerék alatti deformációja olyan kismértékű volt, hogy az nem befolyásolta értékelhető mértékben a jármű viselkedését. Itt azonban fontos megjegyezni, hogy a vizsgálat során a normál üzemi körülmények biztosítása megkövetelte a speciálisnak tekinthető száraz és tömörödött útszakaszok használatát. Más típusú és más céllal használt terepen vontatott járművek esetében előforduló eset lehet, hogy a talaj kevésbé száraz és tömörödött. Feltételezésem szerint ezekben az esetekben a profil gerjesztő hatása jelentősen eltér az általam mért értékektől. Úgy vélem, hogy a talaj deformációja során elnyelt energiamennyiség, azaz a talaj lengéseket csillapító hatása jelentősen csökkenti a jármű lengéseit. Új kutatási cél lehet a különböző talajtípusok tömörödöttségi szintjéhez tartozó csillapítási viszonyszám megállapítása. A feladat ebben az esetben is rendkívül összetett, hiszen a talaj viszkoelasztoplastikus tulajdonsága miatt, számos talajmodell kidolgozása válhat szükségessé. A feladat további vizsgálati szempontja lehet a gumibroncs talajba történő benyomódási sebességének vizsgálata a talaj deformáció szempontjából.

Kutatásom során az ADAMS szimulációs programban létrehozott virtuális mérésorozat eredményességét nagyban befolyásolta a fűvott gumibroncs modelljének működése. A valóságban alkalmazott valamint a virtuális gumibroncs modell viselkedése ugyanazon beállítási paraméterek mellett eltért. Az eltérés oka még nem ismert. Ezek alapján további kutatások lefolytatása lenne szükséges a mezőgazdaságban alkalmazott vontatott szerkezetek esetén használt gumibroncs modellek alkalmas verzióinak továbbfejlesztésére.

A szerkezetek tönkremeneteléhez energia bevitelére van szükség. Célszerű lenne egy olyan összehasonlításra alkalmas paramétert választani, amely a fárasztás során befektetett energiamennyiséggel arányos. A fárasztóvizsgálat során az adott kerékre jutó teljesítmény meghatározásának módszerével meg lehetne határozni egy teljes validációs ciklus egy kerékre jutó befektetendő teljesítménymennyiségét. Ennek segítségével tetszőleges akadályrendszer és vontatási sebesség esetén is meghatározható lenne a fárasztás során felhasznált, valamint még felhasználásra kerülő teljesítmény mennyisége. A módszer így biztosítaná, hogy különböző dinamikai jellemzőkkel rendelkező járművek validálása tesztrendszerrel függetlenül is összehasonlítható legyen. Úgy vélem a módszer kidolgozása fontos lépés lenne a járművek validációja szempontjából.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

VONTATMÁNYRA HATÓ, TEREPEN ÉS PRÓBAPÁLYÁN LÉTREJÖVŐ
IGÉNYBEVÉTELEK ÖSSZEHASONLÍTÓ ELEMZÉSE

A járművek, élettartalmát nagyban befolyásolják a használatuk során fellépő erőhatások. Minél szélsőségesebb körülmények között használunk egy járművet, az annál hamarabb elhasználódik, tönkremegy. Ahhoz, hogy megállapítsuk, milyen hatások befolyásolják járműveink élettartalmát, ismernünk kell az azokat kiváltó környezeti hatásokat. Az itt bemutatott kutatás célja egy olyan módszer kidolgozása és kipróbálása, mellyel a különböző terepviszonyokon közlekedő járművekre ható erők összehasonlító elemzése elvégezhető.

A terepen közlekedő járművek fárasztóvizsgálata számos esetben a valós terepi körülményeknél fellépő hibajelenségektől eltérő meghibásodásokat eredményezett. Ez arra vezethető vissza, hogy az eddig használt vizsgálati módszerek nem, vagy nem elegendő pontossággal modellezik a valóságban is előforduló, járműveket érő erőhatásokat. A terepen vontatott járművekre ható, a szerkezetet igénybevevő hatások megismeréséhez egy általánosan is használható összehasonlító módszer kidolgozására volt szükség.

Első lépésben meg kellett ismerni a talaj mechanikai tulajdonságait és a terepprofil járműmozgást befolyásoló hatásait. Második lépésben meg kellett állapítani a vizsgált mérőjármű mechanikai és lengéstani tulajdonságait, melynek ismeretében megállapítható a szerkezetre jellemző nagyítási, vagy más megfogalmazásban átviteli függvénye. Ezt követően lehetett mérésorozatok lefolytatásával megállapítani a különböző sztochasztikus és épített akadályrendszerek igénybevevő hatásának mértékét, melyet a szerkezet gerjesztésekre adott válaszfüggvénye ír le. A negyedik lépésben következhetett a különböző útprofilok által létrehozott gerjesztések összehasonlító vizsgálati módszerének leírása.

A kutatásom során több olyan mérésorozat lefolytatására került sor, amelynek eredményei mind a terepjárás-elméletben mind pedig a járművek validációja során alkalmazható megoldásokat tartalmaznak. Általános érvényű módszert dolgoztam ki a sztochasztikus útprofilok mikroakadály rendszerének járműveket igénybevevő hatásait alapul vevő összehasonlíthatóságára. Továbbá módszert dolgoztam ki az épített terepakadály rendszerek járműveket gerjesztő hatásának összehasonlítására, valamint a járművek fárasztóvizsgálatának lefolytatására alkalmas vizsgálati tematikát állítottam össze.

Összefüggést írtam fel a vontatmány kerekének akadállyal történő ütközése során fellépő lengésgyorsulások meghatározására. Az egyenletek felhasználása segítségével könnyebben kiválaszthatóak azok a mesterséges akadályok, amelyekkel a szabadföldön mért lengésgyorsulás értékek reprodukálhatóak egy műpályás fárasztóvizsgálat során. Az összefüggés alkalmazásának segítségével lehetőség nyílik, a vontatmány járműdinamikai tulajdonságainak optimalizálására is.

A kidolgozott módszerek alapján a gyakorlatban sokkal megbízhatóbb, a normál üzemi körülményeknek megfelelő terheléseket alapul vevő, fárasztóvizsgálati rendszerek készíthetőek. Az új tematika alapján készített fárasztóvizsgálatok alapján várhatóan kevesebb, olyan terepen közlekedő jármű fog készülni, amely alul- vagy túl- méretezett lesz a nem megfelelő validációs eljárások miatt.

7. SUMMARY

A COMPARATIVE ANALYSIS OF OFF-ROAD AND TEST TRACK STRESSES ON TOWED VEHICLES

The lifespan of a vehicle is significantly influenced by forces acting on it during use. The more extreme conditions the vehicle is exposed to, the sooner it wears out and deteriorates. In order to determine the forces affecting the lifespan of vehicles we need to know the environmental conditions eliciting these forces.

This research aims at elaborating and testing a method which can help to conduct a comparative analysis of forces acting on vehicles used in different terrain conditions.

In many cases fatigue tests of terrain vehicles resulted in malfunctions which were different from failures appearing in real terrain conditions. This can be due to the fact that the testing methods used so far have not been accurate enough in modeling the forces acting on vehicles under real conditions. In order to identify the damaging forces acting on terrain towed vehicles first we need to develop a comparative method of general use, which can lead to the elaboration of a fatigue test modeling real conditions more accurately.

The first step is to determine the mechanical properties of the soil and the effects of terrain profile on vehicle motion. The second step was to determine the mechanical and mechanical vibrational properties of the observed vehicle which makes the system, or in other terms, the transfer function determinable. After that with a series of measurements the extent of the devastating impact of the different stochastic and built obstacle systems could be determined, which is described by the response function of the structure given as a reaction to the excitation. The fourth step was a description of the comparative test methods of the excitations created by various road profiles.

I was conducting several series of measurements during my research, where the results contain solution for both in the theory of off-road vehicles and for the validation of vehicles. I have developed a general method for the comparability of stochastic road profiles based on the destructive effects of a micro obstacle system on vehicles. In addition, I have worked out a method for comparing the excitation effects of built terrain obstacle systems on vehicles, and assembled a test content for vehicle fatigue tests.

I provided a mathematical relationship, determining the swing accelerations occurring in the course of the collision of the wheel and an obstacle. With the use of these equations we can easily choose those artificial obstacles that make the values measured in the field reproducible in an artificial vibration fatigue test track. The application of these relationships enables the user to optimize the dynamic characteristics of the towed vehicle as well.

Based on the developed methods, more reliable, applied fatigue test systems can be created, dependent on loads of normal operating conditions. Fatigue tests based on the new method are expected to cause less off road vehicles that are under- or over-dimensioned due to improper validation procedures.

8. MELLÉKLETEK

M1: Felhasznált irodalmak jegyzéke

- [1.] Abarbanel, H.D.I. (1996): Analysis of Observed Chaotic Data, *Springer*, New York
- [2.] Arany (1943): Vezérfonal a Mezőgazdasági Főiskolák hallgatóinak laboratóriumi gyakorlatokhoz. III. rész. *Talajtani vizsgálatok*, Érmihályfalva.
- [3.] Bekker M. G. (1956): Theory of Land Locomotion, The Mechanics of Vehicle Mobility, University of Michigan, Press *Ann-Arbor*
- [4.] Bekker M. G. (1960): Track and Wheel Evaluation. *Journal of Machine Design*, 32 (1) pp.50-95
- [5.] Bekker, M. G. (1976) Introductory remarks to Vol. I. of J. Y. Wong and M. G. Bekker Terrain-vehicle System *Lecture Notes*. Carleton University
- [6.] Bendat, J. S., Piersol, A. G. (1971): Random Data: Analysis and Measurement Procedures *Wiley-Interscience*, New York, pp. 300-309.
- [7.] Bendat, J.S., Piersol, A.G. (1980): Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis *Wiley-Interscience*, New York.
- [8.] Bernstein, R. (1913): Probleme zur experimentiellen Motorpflugmechanik. *Der Motorwagen* 16. sz.
- [9.] Bogdanoff, I. L., Kozin, F. (1961) Behavior of a Linear One Degree of Freedom Vehicle Moving with Costant Velocity on a Stationary Caussion Random Track, *ISTVS Konferencia*. Toronto Proc. Vol II. pp. 560-572.
- [10.] Borsa, B. (2011): Elemi matematikai statisztika mezőgazdasági alkalmazásokkal. *VM Mezőgazdasági Gépesítési Intézet (MGI) Gödöllő* ISBN 978-963-611-457-2 pp. 142-146
- [11.] Boussinesq, J. (1883): Application des potentials a l'étude de l'équilibre et due mouvement des solides elastiques. Gaunthier-Villars, Paris
- [12.] Bracewell, R. H. (1986): The Hartley Transform *Oxford University Press*, New York
- [13.] Coenenberg (1962): Das „äussere“ Schwingungsverhalten von Ackerschlepper insbesondere ihre dynamischen Achlasten. *Landtechnische Forschung*. 6. pp. 202-212.
- [14.] Cottin, D. (2009): Entwicklung von Landmaschinenträgwerken, *Forschungsbericht*, Leipzig
- [15.] Czeratzki W. (1972): Die Ansprüche der Pflanzen an den physikalischen Bodenzustand. *Landbauforschung Völkenronde* 22. S. pp. 29-36
- [16.] Csáki, F. (1974): Állapotegyenletek, *Fejezetek a szabályozástechnikából*. Műszaki kiadó. Budapest 3.2 fejezet
- [17.] Dömötör, F. (2008): Rezgésdiagnosztika, Dunaújvárosi Főiskola Kiadói Hivatala, Dunaújváros 7. fejezet
- [18.] Durst, P. J., Mason G. L., McKinley, B. (2011): Predicting RMS surface roughness using fractal dimension and PSD parameters, USACE, United States, *Journal of Terramechanics* Vol. 48. pp. 105-111.
- [19.] El-Gawwad, K. A. et al. (1999): Off-road tyre modelling I: The multi-spoke tyre model modified to include the effect of straight lugs. *Journal of Terramechanics*, 36/1 pp. 3-24.
- [20.] El-Gawwad, K. A. et al. (1999): Off-road tyre modelling II: Effect of chamber on tyre performance. *Journal of Terramechanics*, 36/1 pp. 25-38.
- [21.] El-Gawwad, K. A. et al. (1999): Off-road tyre modelling III: Effect of angled lugs on tyre performance. *Journal of Terramechanics*, 36/1 pp. 63-75.
- [22.] Faur, K., Szabó, I. (2011): Geotechnika, *Miskolci Egyetem Földtudományi Kar*, 8 p.
- [23.] Fábian L. (1974): Zufahlschwingungen und ihre behandlung *Springer Verlag*. Berlin, Heidelberg, 456 p.
- [24.] Fekete, A. (1968): Traktorvezetőre ható lengések vizsgálata. *Mezőgazdasági Gépészet és Építészet* pp. 55-61.

- [25.] Fervers, C. W. (2004): Improved FEM simulation model for tire-soil interaction, University of Applied Science, Berlin, *Journal of Terramechanics* Vol. 41, pp. 87-100.
- [26.] Gedeon, J. (1981): Mechanika IV/1 Lengéstan. Budapest Műszaki Egyetem Közlekedésmérnöki Kar, Tankönyvkiadó. pp. 83-98
- [27.] Gedeon, J. (1983): A léptékparaméter, mint a járművek üzemi terhelésének egyik jellemzője *Periodica Polytechnica, Transport Engineering*, pp. 377-387.
- [28.] Gedeon J. (1993): On some basic problems of stochastic modelling. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*, 21 (1) pp. 89-100
- [29.] Gillespie D.,T. (1996): Fundamental of Vehicle Dynamics Published by *Society Of Automotive Engineers*. USA
- [30.] Hacsatirov, A. A. (1976): Дорога водителей автомобилей, *Машиностроение* ,Москва 534. p.
- [31.] Horváth S., Michelberger P., Szőke D.: Influence of payload on the dynamic stresses in vehicle structures *Int. J. of Vehicle Design*, vol. 5, no. 4; pp. 407-416.
- [32.] Ibarra S.Y., McKyes E., Broughton R.S. (2005): A model of stress distribution and cracking in cohesive soils produced by simple tillage implements. *Journal of Terramechanics*, 42 (2) pp. 115-139
- [33.] Ju S. N., Young J. P., Kyeong U. K. (2010): Determination of rating cone index using wheel sinkage and slip. *Journal of Terramechanics*, 47 (4) pp. 243-248
- [34.] K. Popp és W. Schiechlen (1993) Ground vehicle dynamics. *Fahrzeugdynamik*, Stuttgart. ISBN 3-519-02373-3
- [35.] Kézdi Á. (1952): Talajmechanika I.-II. Budapest: Tankönyvkiadó
- [36.] Kiss P. (2001): Terepen mozgó járművek energetikájának egyes kérdései. PhD doktori értekezés, Gödöllő: Szent István Egyetem Műszaki Tudományi Doktori Iskola
- [37.] Kiss, P. Laib L. (1999): Terepjáró járművek mozgásának vizsgálata deformálódó talajon. *Járművek* 46. évfolyam, 4. szám pp. 32-38
- [38.] Kiss. P. (2009) Az off-road jármű és a talaj kapcsolata, mint a jármű sebességét és a balesetek bekövetkezését befolyásoló tényezők. *Járművek és Mobilgépek* vol. II/5: pp. 459-473.
- [39.] Komándi, G. (1992): On the mechanical properties of soil as they affect traction, *Journal of Terramechanics*, Vol. 29, No. 4/5 pp. 373-380.
- [40.] Komándi, G. (2006): Soil vehicle relationship: The peripheral force, *Journal of Terramechanics*, Vol. 49, pp. 213-223.
- [41.] Korn, G.A., Korn, T.M. (1975): Matematikai kézikönyv műszakiaknak. *Műszaki Könyvkiadó*, Budapest, 18. fejezet
- [42.] Kovács, Z. (2012) Traktorok lengéscsillapítási segédelsőkerékajtásnál, a vontatási jellemzők alakulása. Doktori (Ph.D.) értekezés, *Gödöllő*, pp. 32-63
- [43.] Kovásznay, L.S. (1976): Revue des théories de la turbulence: Favre et al.: Le turbulence en mécanique des fluides Gauthier-Vilars, *Paris*
- [44.] Laib et al. (1998): Traktorok – autók, Mezőgazdasági Szaktudás Kiadó, Budapest, ISBN 963 356 255 4, pp. 15-45
- [45.] Laib L. (1989): Terepjáró járművek mozgékonyága terepen. *Kandidátusi értekezés, Gödöllő*
- [46.] Laib L. (1996): Analysis of the vibration-excitation effect caused by deformable surface, *Journal of Terrainmechanics*, vol. 32 No 3, pp. 151-163
- [47.] Laib L. (2002): Terepen mozgó járművek. Budapest: Szaktudás Kiadó Ház
- [48.] Laib L. (2009): Terepen mozgó (off-road) jármű áthaladásának elemzése nagyméretű (makro) terepakadályokon. (Jármű akadályleküzdő képességének modellezése.) *Járművek és Mobil Gépek* online folyóirat, www.vehilces.hu domain név alatt, 2 (5) pp. 425-440
- [49.] Laib, L., Urbán, Z. (1994): Gépjárművek terepjáró-képességének vizsgálata geomorfológiai szempontok figyelembe vételével. *Járművek, Mezőgazdasági Gépek*. Vol. 41 (6), pp. 210-218

- [50.] Ludvig, Gy. (1973): Gépek Dinamikája, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, pp. 239-426
- [51.] M. Csizmadia, B., Nándori E. (1997): Mozgástan, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, ISBN 963 19 4525 1, pp. 302-321
- [52.] Márialigeti, J. (1994): Géptervezés I. Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Budapest, Terhelésanalízis fejezet
- [53.] Márialigeti, J. (2008): Valószínűségyszámítási alapfogalmak. Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
- [54.] Mezei T. (2009): Az off-road járművek közlekedésbiztonsági szempontú konstrukció analízise. *Járművek és Mobil Gépek* online folyóirat, www.vehilces.hu domain név alatt, 2 (5) pp. 441-450.
- [55.] Mitschke M. (1975): Kraftfahrzeugdynamik, *Springer Verlag*, Berlin, Heidelberg
- [56.] Mitschke M. (1979) Dynamik der Kraftfahrzeuge. *Springer Verlag* 237. p.
- [57.] Morin, M. A. (1840): Memoir sur le tirage des voitures. Comptes rendus de l'Academia des Sciences, Paris
- [58.] Nguyen V. N, Inaba, S. (2011): Effects of tire inflation pressure and tractor velocity on dynamic wheel load and rear axle vibrations, Saga University, Japan, *Journal of Terramechanics* pp. 48 3-16
- [59.] Omeljov, A. E. (1948): Légtömlesztés kerekek mezőgazdasági gépeken való alkalmazásáról. *Mezőgazdasági Gép.*
- [60.] Pacejka, H. B., Bakker, E. (1991): „The Magic Formula Tyre Model” Proc. Of 1st Int. Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Delft, The Netherlands.
- [61.] Palkovics, L., El-Gindy, M. (1991): Neural network representation of tire characteristics: The Neuro-Tire. *National Research Council of Canada.*
- [62.] Park, S., Popov, A. A., Cole, D. J. (2004): Influence of soil deformation on off-road heavy vehicle suspension vibration, University of Nottingham, UK, *Journal of Terramechanics* Vol.41 pp. 41-68.
- [63.] Rajaram G., Erbach D. C. (1999): Effect of wetting and drying on soil physical properties. *Journal of Terramechanics*, 36 (1) pp. 39-49
- [64.] Rajkai K. (1988): A talaj víztartó képessége és különböző talajtulajdonságok összefüggésének vizsgálata. *Agrokémia és Talajtan*, pp. 37, 15-30
- [65.] Rajkai, K. (2004): A víz mennyisége, eloszlása és áramlása a talajban. MTA Talajtani és Agrokémiai Kutatóintézet, Debrecen ISBN 963 214 752 9
- [66.] Raper R. L. (2005): Agricultural traffic impacts on soil. *Journal of Terramechanics* 42 (3) pp. 259-280
- [67.] Rázsó, I – Sitkei, Gy.:(1960): Traktorok üzemi viszonyai változó jellegű terhelésnél. Mérnöki továbbképző intézet, Budapest
- [68.] Rázsó, I.:(1958): Mezőgazdasági gépek elmélete. I. kötet. Tankönyvkiadó, Budapest
- [69.] Reza N. Jazer (2007) Vehicle Dynamics Theory and application, Springer 2008 *Springer Science+Business Media*, ISBN: 978-0-387-74243-4 e-ISBN: 978-0-387-74244-1LLC
- [70.] Rohtenberg, P. B. (1951): Теория автомобиля, Москва, 211 p.
- [71.] Rula, A. A. Nuttal, C.J. (1977): Computer Aided Terrain Mobility Analysis Techniques (CATMAT) Demonstration. USAE Waterways Experiment Station. Vickburg MS, Feb.
- [72.] Sayers, M. W., Karamihas, M. S. (1996): Interpretation of road roughness profile data. *Final report*, Federal Highway Administration Contract DTFH 61-92-C00143, UMTRI 96-19 pp. 19-66
- [73.] Sánchez-Girón V., Andreu E., Hernanz J. L. (1998): Response of five types of soil to simulated compaction in the form of confined uniaxial compression tests. *Soil Tillage Research*, 48 (2) pp. 37-50
- [74.] Schmid. I. C. (1995) Interaction of vehicle and terrain results from 10 years research at IKK. *J. Terramechanics*, Vol. 32/1 pp. 3-26

- [75.] Sitkei (1972, a): Die viskoelastischen Eigenschaften von Ackerböden und deren Einfluss auf die Bodem-Rad Wechselwirkung. Proceedings 4th *International Conference of ISTVS*, Stockholm, Sweden Vol. 1. pp. 284-300.
- [76.] Sitkei (2002 a): A talajok fizikai-mechanikai tulajdonságai. Laib L. (szerk.): *Terepen mozgó járművek*, Szaktudás Kiadó Ház, Budapest, pp. 84-119.
- [77.] Sitkei Gy. (1986): Mezőgazdasági és erdészeti járművek modellezése, Budapest: Akadémiai Kiadó.
- [78.] Sitkei Gy. (1991): Compaction of Agricultural Soils with Viscoelastic Behavior. Proceedings of 5th European *ISTVS Conference*, pp. 257-264.
- [79.] Sitkei, GY. (1972, b): A mezőgazdasági járószerkezetek méretezési módszerei. Akadémiai Kiadó, Budapest.
- [80.] Sommer, C. (1985): Ursachen und Folgen von Bodenverdichtungen sowie Möglichkeiten zu ihrer Verminderung. *Landtechnik*, 40 pp. 378-384
- [81.] Söhne, W. (1952) Die Kraftübertragung zwischen Schlepperreifen und Ackerboden. *Grundlagen der Landtechnik*, 3. pp. 75-87.
- [82.] Söhne, W. (1953) Druckverteilung im Boden und Bodenverformung unter Schlepperreifen. *Grundlagen der Landtechnik*, 5. pp. 49-53.
- [83.] Söhne, W. (1953) Wechselbeziehungen zwischen Fahrzeuglaufwerk und Boden beim Fahren auf unbefestigter Fahrbahn. *Grundlagen der Landtechnik*, 13. pp. 21-34.
- [84.] Söhne, W. (1969): St. Christopher Lecture. *Agricultural Engineering and Terramechanics*. Third International Conference of ISTVS, Essen.
- [85.] Stefanovits, P.:(1975): Talajtan. Mezőgazdasági Kiadó, Budapest.
- [86.] Stefanovits, P.:(1999): Talajtan.
- [87.] Stépán G. (1999): Delay, Nonlinear Oscillations and Shimmying Wheels.IUTAM Symposium on New Applications of Nonlinear and Chaotic Dynamics in mechanics. *Kluwer Academic Publishers*. Printed in the Netherlands pp. 373-386
- [88.] Stroppel, T.H.:(1952): Die Kennzeichnung der Ackerböden nach der Textur. *Grundlage der Landtechnik* 3.
- [89.] Turcsi B., Szőke D. (2012): Comparing fatigue evaluation algorithms concerning a chassis. *VSDIA'2012, 13th Mini Conference on Vehicle System Dynamics*, Identification and Anomalies Budapest, Magyarország., pp. 1
- [90.] Várallyay Gy. (1973): A talajok nedvességpotenciálja és új berendezés annak meghatározására az alacsony (atmoszféra alatti) tenziótartományban. *Agrokémia és Talajtan*, 22, pp. 1-22
- [91.] Wehage R., Letherwood M. (1991): Full Scale Computer-Based Modeling, Simulation and Analysis of the On and Off-Road Performance of Heavy Tractor/Semitrailer Line Haul Systems Proceedings of 5th European *ISTVS (International Society for Terrain-Vehicle Systems) Conference* Budapest pp. 426-436
- [92.] Wendeborn, J. (1965): Die Unebenheiten landwirtschaftlicher Fahrbahnen. *Grundlagen der Landtechnik*. 2. No. pp. 44-55.
- [93.] Zang, R., Jianqiao, L. (2006): Simulation on mechanical behavior of cohesive soil by Distinct Element Method, Jilin University, China, *Journal of Terramechanics*, Vol. 43, pp. 303-316.

M2: Az értekezés témaköréhez kapcsolódó saját publikációk**Lektorált cikk idegen nyelven:**

1. **Gurmai, L.** – Kiss, P. (2014): The Towed Vehicle as an Oscillating System. International Journal of Heavy Vehicle Systems Vol. 21, No. 3, 2014, pp. 262-280. ISSN: 1744-232X
2. **Gurmai, L.** – Kiss, P. (2014): Analysis of relations of towed vehicles and road profile. Journal of Tekirdag Agricultural Faculty, volume 11/1, pp. 90-97. ISSN: 1302-7050.
3. **Gurmai, L.** (2010): A comparative study of methods used for testing towed vehicles. Hungarian Agricultural Engineering N°22/2009 pp. 46-48. HU ISSN 0864-7410
4. **Gurmai, L.** – Kiss P. – Laib L. (2012): Modelling of Terrain and towed vehicle interaction. Mechanical Engineering Letters, volume 6, pp. 88-92. ISBN: HU ISSN 2060 - 3789
5. **Gurmai, L.** – Kiss P. – (2012): Comparative analysis of destructive forces acting on the structure of off-road towed vehicles. Mechanical Engineering Letters, volume 8, pp. 98-106. ISBN: HU ISSN 2060-3789

Lektorált cikk magyar nyelven:

6. **Gurmai, L.** (2013): Terepen vontatott jármű fárasztóvizsgálatainak összehasonlító elemzése. Mezőgazdasági Technika. LIV. évfolyam, 2-5. o. HU ISSN 0026 1890
7. **Gurmai, L.** (2012): Terepviszonyok hatása a mezőgazdaságban alkalmazott vontatmányokra. Mezőgazdasági Technika. LIII. évfolyam, 19-21. o. HU ISSN 0026 1890
8. **Gurmai, L.** (2011): Szállítókoszok tesztelése és validációja a terepviszonyok figyelembevételével. Járművek és Mobil Gépek online folyóirat (<http://on-and-off-road-vehicles.hu>), III. évf., 1. sz., No.I. 49-58. o. HU ISSN 2060-4408
9. **Gurmai, L.** (2013): Vágóasztal-szállító kocsik fejlesztése. Járművek és Mobil Gépek online folyóirat (<http://on-and-off-road-vehicles.hu>), 1-8. o. HU ISSN 2060-4408

Nemzetközi konferencia kiadvány:

10. **Gurmai, L.** – Kiss, P. (2009): Modelling terrain conditions. CD-ROM Proceedings of 11th European ISTVS Regional Conference, Bremen, Germany, October 5-8, 2009, p. 5, ISSN 0022-4898
11. **Gurmai, L.** – Kiss, P. (2009): Modelling the drawn vehicle-terrain interaction. CD-ROM Proceedings of International SYNERGY Conferences in Agricultural Engineering, Gödöllő, August 30 2009. p. 5, ISBN 978-963-269-112-1.

Magyar nyelvű konferencia kiadvány:

12. **Gurmai, L.** – Kiss, P. (2006): A tolóerő kialakulása és meghatározása terepjáró járműveknél. MTA Agrár-Műszaki Bizottság XXX. Kutatási és Fejlesztési Tanácskozás Kiadványa, Gödöllő, 2006. 286-291. o.

13. **Gurmai, L.** – Kiss, P., Magdics G., Máthé L., Pillinger Gy. (2013): Terepen mozgó járművek energetikai összefüggései. Innováció és Fenntartható Felszíni Közlekedés konferencia, IFFK 2013, Budapest, 2013. 121-130. o. ISBN 978-963-88875-2-8
14. **Gurmai, L.** (2010): Vágóasztal-szállító kocsi fejlesztése. A Gépipari Tudományos Egyesület Mezőgazdasági Szakosztály tanácskozásának kiadványa, 5-12. o. ISBN: 978-963-269-223-4
15. **Gurmai, L.** (2010): Szállítókokcsik tesztelése és validációja a terepviszonyok figyelembevételével. A Gépipari Tudományos Egyesület Mezőgazdasági Szakosztály tanácskozásának kiadványa, 45-54. o. ISBN: 978-963-269-223-4

Hivatkozások:

Gurmai, L. – Kiss, P. (2009): Modelling Terrain Conditions. Proceedings of 11th European Regional Conference of the ISTVS, P-39, Bremen, Germany, 2009

1. Máthé, L. (2011): Terepre futó jármű menetellenállásainak elemzése különböző talajfelszínen. GÉP, LXII. évf., 6. sz., 27-35. o., ISSN 0016-8572
2. Máthé, L. (2010): Járműmozgás vizsgálata terepen bekövetkező baleset után. A Gépipari Tudományos Egyesület Mezőgépipari Szakosztály Tanácskozásának kiadványa, Gödöllő, 2010. november 26., 13-26. o., ISBN 978-963-269-223-4
3. Máthé, L. – Laib, L. – Pillinger, Gy. (2010): Közúti baleset után terepre behatoló jármű sebességének meghatározásához szükséges talaj adatbázis bemutatása. XXXVI. Gépjármű Szakértői Szeminárium és Járműakadémia konferencia kiadványa (CD-ROM), Tata, 2010. november 4-5., 20 o.
4. Máthé, L. (2011): Terepen bekövetkező baleset elemzése a talajparaméterek figyelembevételével. Járművek és Mobil Gépek online folyóirat (<http://on-and-off-road-vehicles.hu> domain név alatt), III. évf., 1. sz., 137-151. o., HU ISSN 2060-4408

M3: Szállítóközi paramétere

8.1. táblázat: A vizsgált szállítóközi és a dummy adapter adatai.

Szállítóközi és szállítmányának paramétere	
Szállítóközi paramétere	
Szállítóközi típusa:	CLAAS SHERPA BG 3 (ráfutófék nélküli kivitel)
Szállítóközi cikkszám:	1500 377.0
Szállítóközi maximális vontatási sebessége:	25 km/h
Teljes hossz:	11150 mm
Szélesség:	2487 mm
Nyomtáv:	2100 mm
Távolság a vonószem és a tengely között:	7145 mm
Vonószem magassága:	703 mm
Szállítóközi terheletlen tömege:	810 kg
Szállítmány paramétere	
Adapter típusa:	CLAAS CONSPEED 8-75 C DUMMY
Adapter tömege:	2960 kg
Gumiabroncs adatai	
Statikusan terhelt sugár 7,1 bar esetén névleges terhelésen:	343 mm
Gumiabroncs átmérője 7,1 bar esetén terhelés nélkül:	760 mm
Gumiabroncs szélessége:	274 mm
Légnyomás (előírt):	7,1 bar
Névleges terhelhetőség 7,1 bar légnyomás és 25 km/h vontatási sebesség mellett:	2815 kg
Gumiabroncs légnyomása terhelt állapotban a mérések alatt:	5 bar
Gumiabroncs statikus sugara 5 bar esetén a mérések alatt (dummy és szállítóközi):	314 mm
Gumiabroncs fő méretei	10.0/75 - 15.3 - 18PR
Gumiabroncs profil típusa:	AW 702
Jelölés:	(Tubeless) NYLON 18 PLY RATING 142A6 / 138 A8 TL
Kerék típusa gyártó:	BKT (AW IMPLEMENT)
Gumiabroncs gyártási helye:	India

M4: Szállítókocsi statikus terhelése és tömegközéppontja

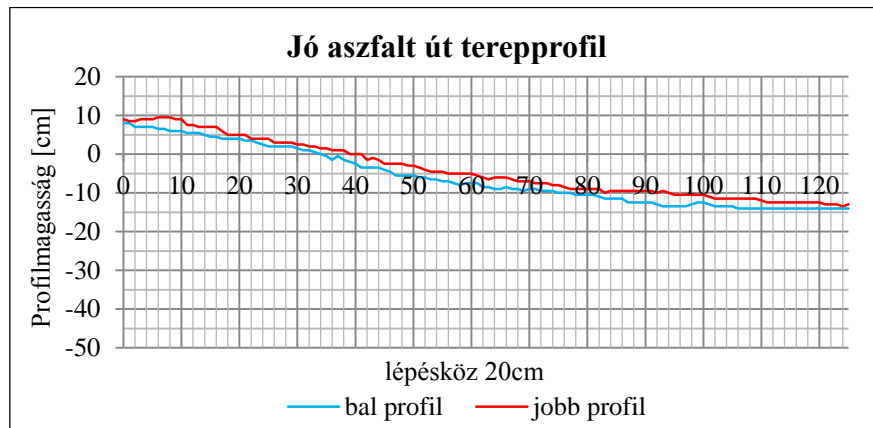
8.2. táblázat: A vizsgált szállítókocsi és a dummy adapter statikus terhelése és tömegközéppontjainak adatai

Szállítókocsi és szállítmányának statikus terhelése és tömegközéppontja	
Szállítókocsi tömegközéppontja	
Össztömeg:	809 kg
Tengely terhelése:	685 kg
Bal keréken mért tömeg:	326 kg
Jobb keréken mért tömeg:	359 kg
Vonószemre eső terhelés:	124 kg
Tömegközéppont tengelytől mért távolsága:	1095 mm
Tömegközéppont kitérése a jármű középvonalától jobbra:	43 mm
Tömegközéppont magassága:	461 mm
Szállítókocsi és szállítmányának közös tömegközéppontja	
Össztömeg:	3782 kg
Tengely terhelése:	3724 kg
Bal keréken mért tömeg:	1638 kg
Jobb keréken mért tömeg:	2086 kg
Vonószemre eső terhelés:	58 kg
Tömegközéppont tengelytől mért távolsága:	110 mm
Tömegközéppont kitérése a jármű középvonalától jobbra:	124 mm
Tömegközéppont magassága:	957 mm
Szállítókocsi és szállítmányának közös tömegközéppontjai pótsúllyal	
Össztömeg:	4624 kg
Tengely terhelése:	4589 kg
Bal keréken mért tömeg:	1991 kg
Jobb keréken mért tömeg:	2598 kg
Vonószemre eső terhelés:	35 kg
Tömegközéppont tengelytől mért távolsága:	54 mm
Tömegközéppont kitérése a jármű középvonalától jobbra:	138 mm
Tömegközéppont magassága:	1054 mm

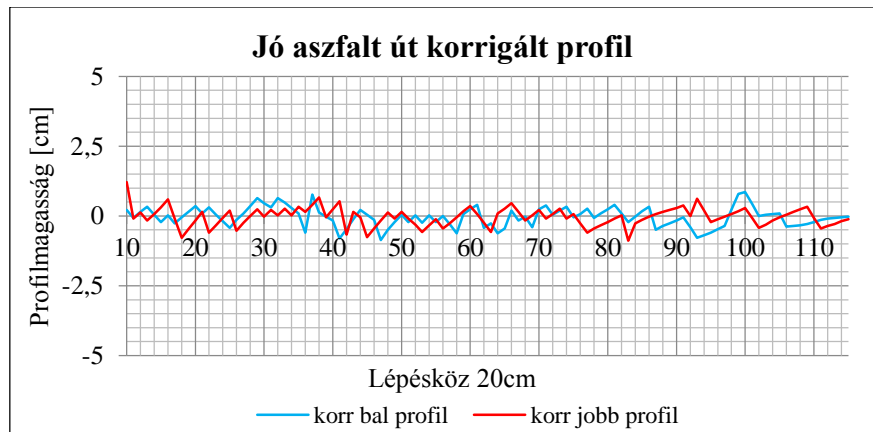
M5: Terepen történő áthaladási képesség meghatározása

8.3. táblázat: A vizsgált szállítókosci akadályleküzdő képességének geometriai adatai.

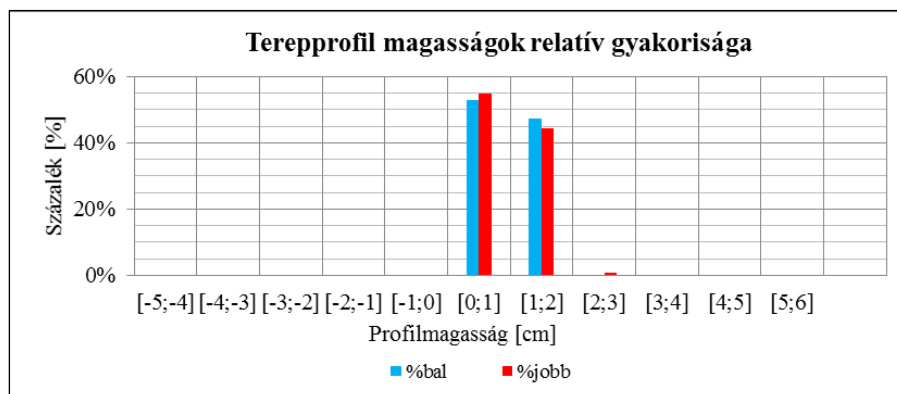
Terepen történő áthaladási képesség meghatározása	
Vontatmány terepáthatolás szempontjából kritikus méretek	
Vontatmány dinamikus kerékátmérője:	686 mm
Vontatmány tengelyének magassága:	375 mm
Vontatmány tengely alsó pontjának magassága:	271 mm
Vontatmány főtartójának legalacsonyabb pontja:	323,5 mm
Vontatmány vonószem és tengely közötti távolság:	7145 mm
Vontatmány tengelye és a lámpatartó vége közötti távolság:	3961 mm
Vontatmány tengelytávja:	2100 mm
Vontatmány hátsó terepszöge:	6,5°
Vontatmány mellső terepszöge:	3,23°
Vontató jármű terepáthatolás szempontjából kritikus méretek	
Tengelyek távolsága:	2564 mm
Mellső kerék átmérője:	1350 mm
Hátsó kerék átmérője:	1800 mm
Vontató jármű hasmagassága:	516 mm
Hátsó tengely és a vonószem távolsága:	1650 mm
Kritikus akadálytípusok méretei	
1. Völgymenet	
Kritikus terepszög:	13,41°
2. Dombon történő áthaladás	
Kritikus terepszög:	23,9°
3. Árok jellegű akadály	
Árok kritikus magassága:	257 mm
4. Lépcső jellegű akadály	
Lépcső kritikus magassága:	400,74 mm
Lépcsőn történő áthaladás kritikus magassága:	343 mm
5. Emelkedővel rendelkező lépcső jellegű akadály	
Emelkedő kritikus magassága:	415,47 mm
Emelkedő kritikus terepszöge:	16,5°
Kereszt irányú stabilitás	
Kritikus keresztirányú borulás határszöge:	70,9°

M6: Folytonos borítású, sima aszfaltút (Gödöllő, SZIE Kísérleti terület)

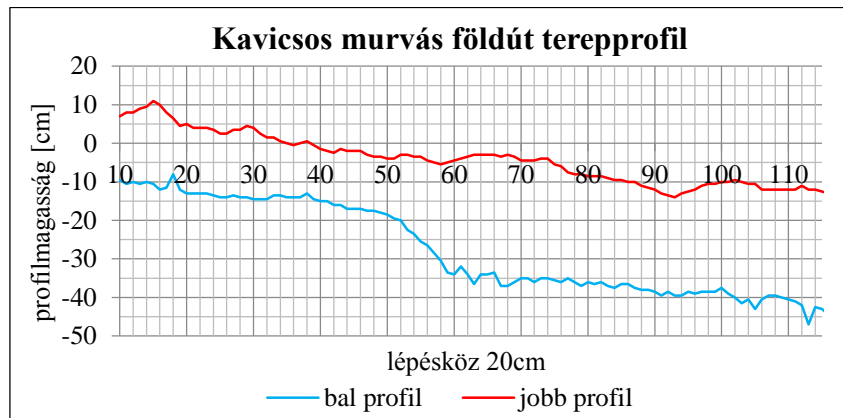
8.1. ábra: Folytonos borítású, sima aszfaltút tereprofilja



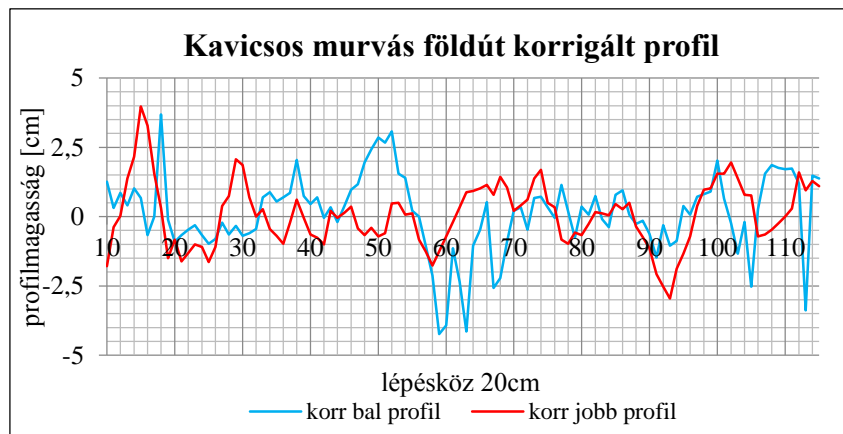
8.2. ábra: Folytonos borítású, sima aszfaltút korrigált tereprofilja



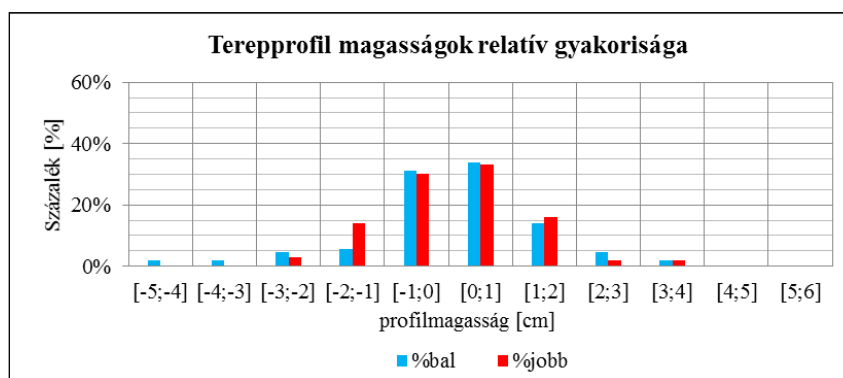
8.3. ábra: Folytonos borítású, sima aszfaltút tereprofil magasságának százalékos gyakorisága

M7: Kavicsos-murvás földút (Gödöllő, SZIE Kísérleti terület)

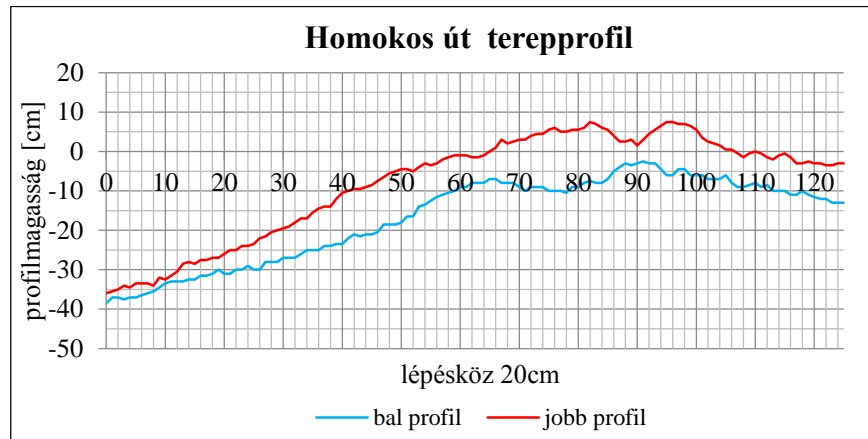
8.4. ábra Kavicsos-murvás földút tereprofilja



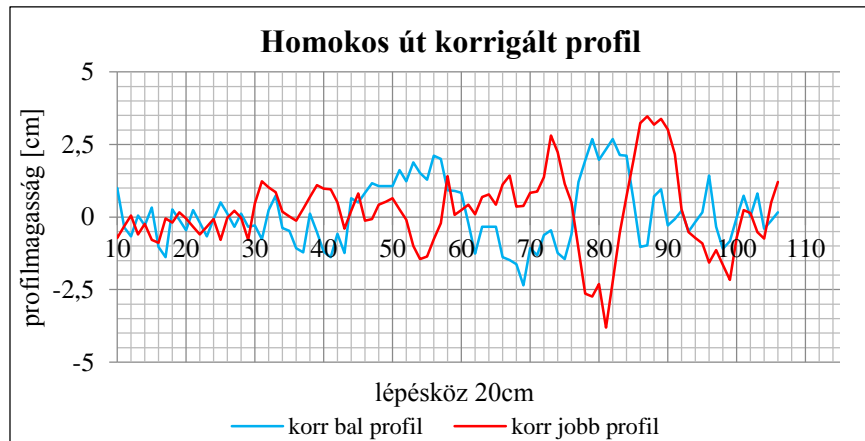
8.5. ábra: Kavicsos-murvás földút korrigált tereprofilja



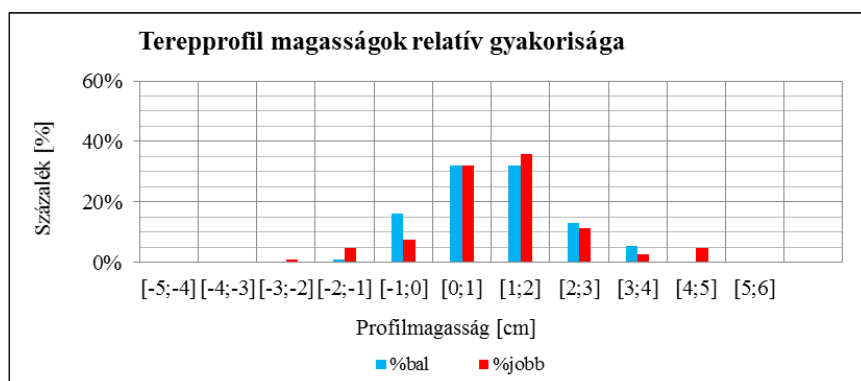
8.6. ábra: Kavicsos-murvás földút tereprofil magasságának százalékos gyakorisága

M8: Homokos út (Gödöllő-repülőtér, Ökörtelek völgy)

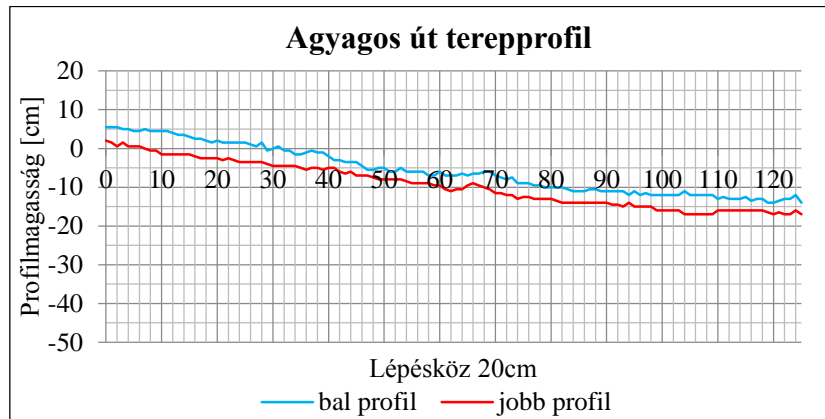
8.7. ábra: Homokos út tereprofilja



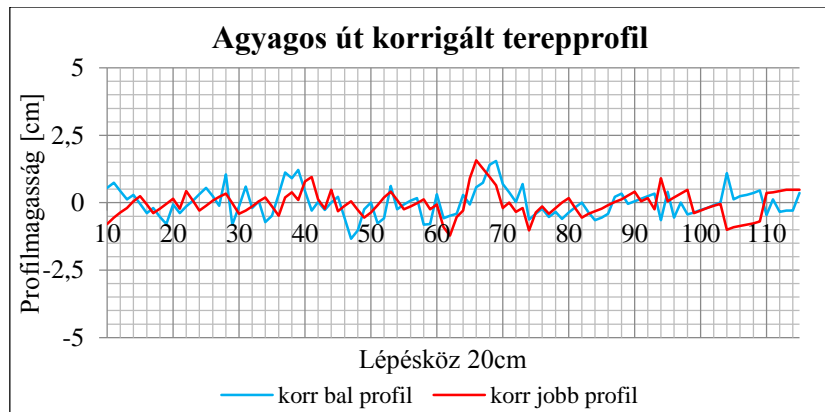
8.8. ábra: Homokos út korrigált tereprofilja



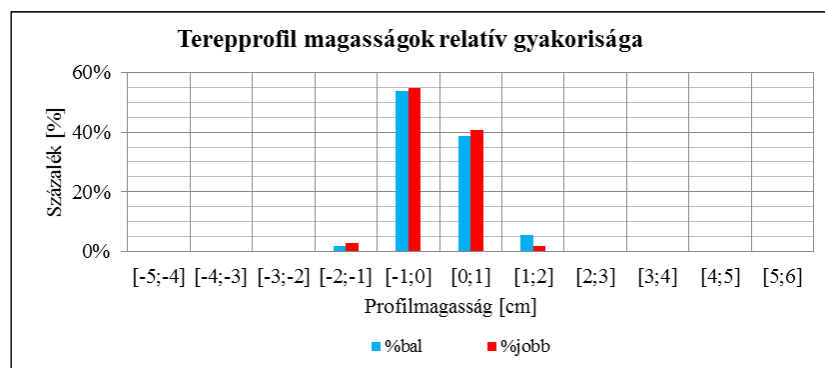
8.9. ábra: Homokos út tereprofil magasságának százalékos gyakorisága

M9: Agyagos út (Törökszentmiklós)

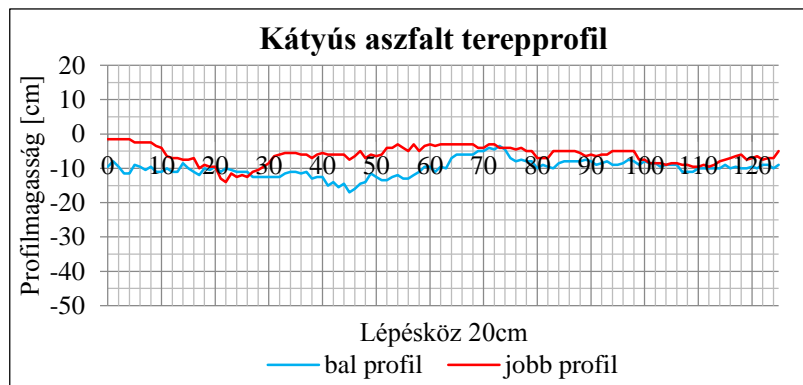
8.10. ábra: Agyagos út tereprofilja



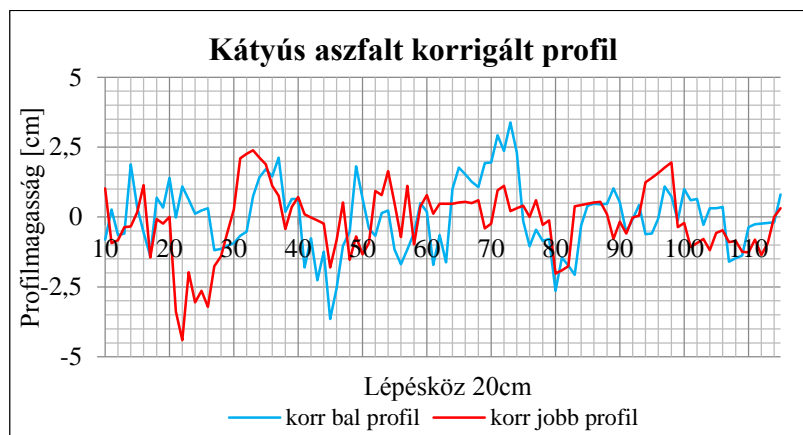
8.11. ábra: Agyagos út korrigált tereprofilja



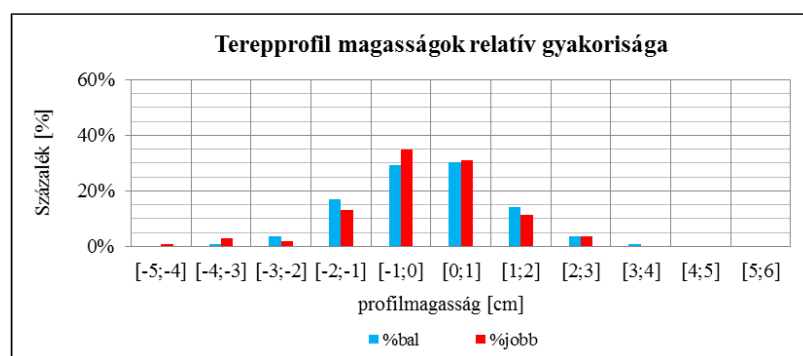
8.12. ábra Agyagos út tereprofil magasságának százalékos gyakorisága

M10: Töredezett borítású (kátyús) aszfaltút (Törökszentmiklós)

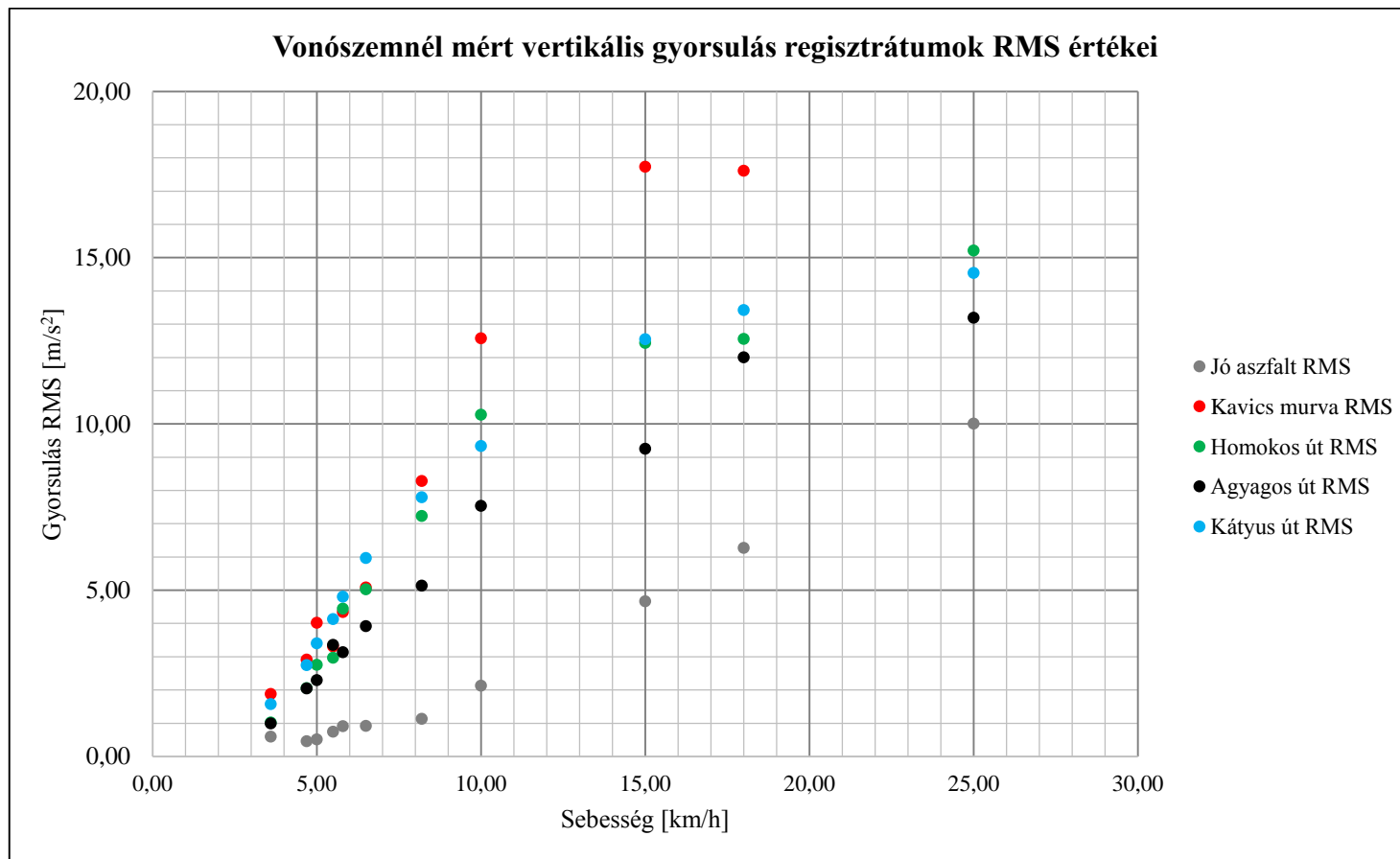
8.13. ábra: Töredezett borítású aszfaltút terepprofilja



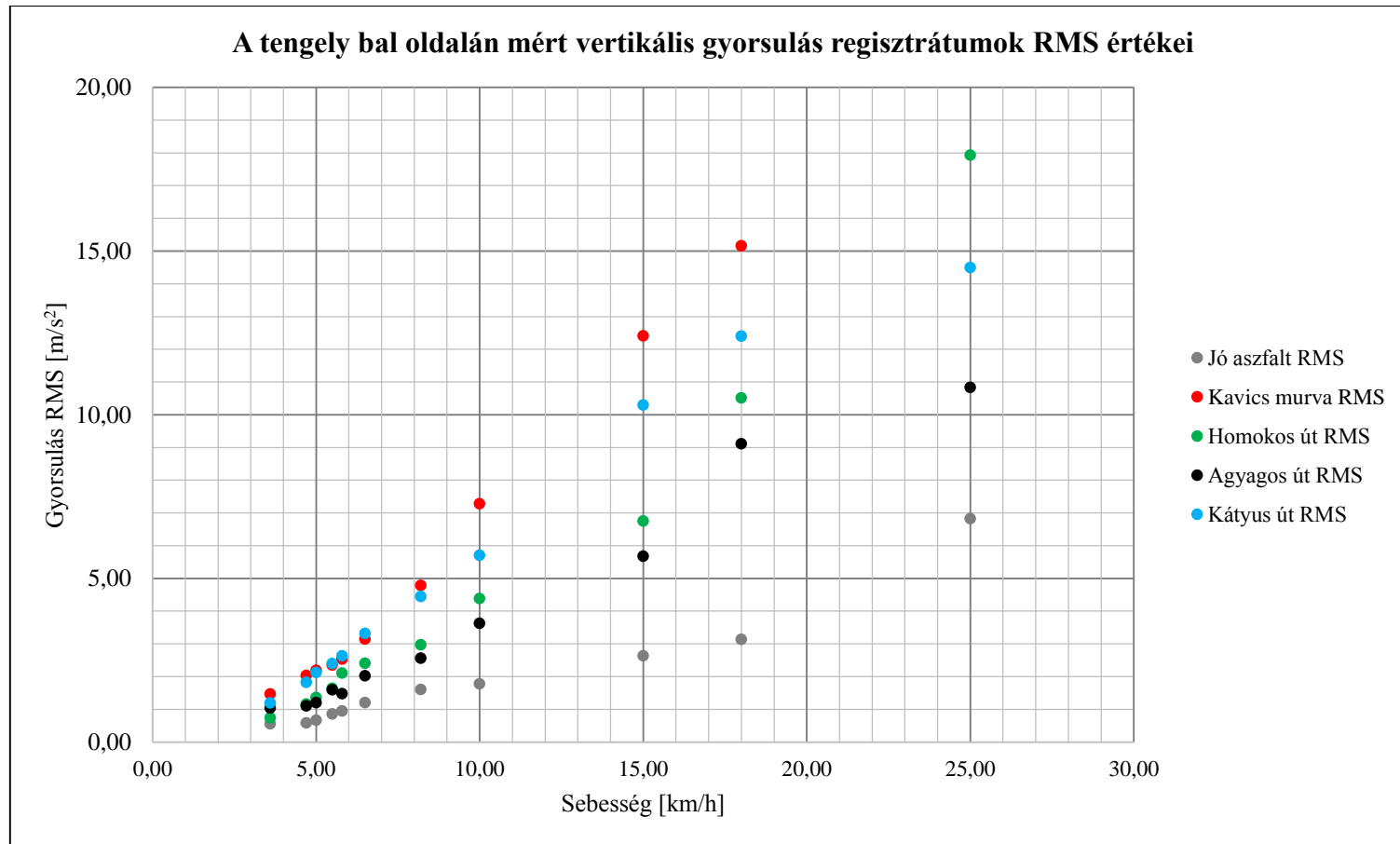
8.14. ábra: Töredezett borítású aszfaltút korrigált terepprofilja



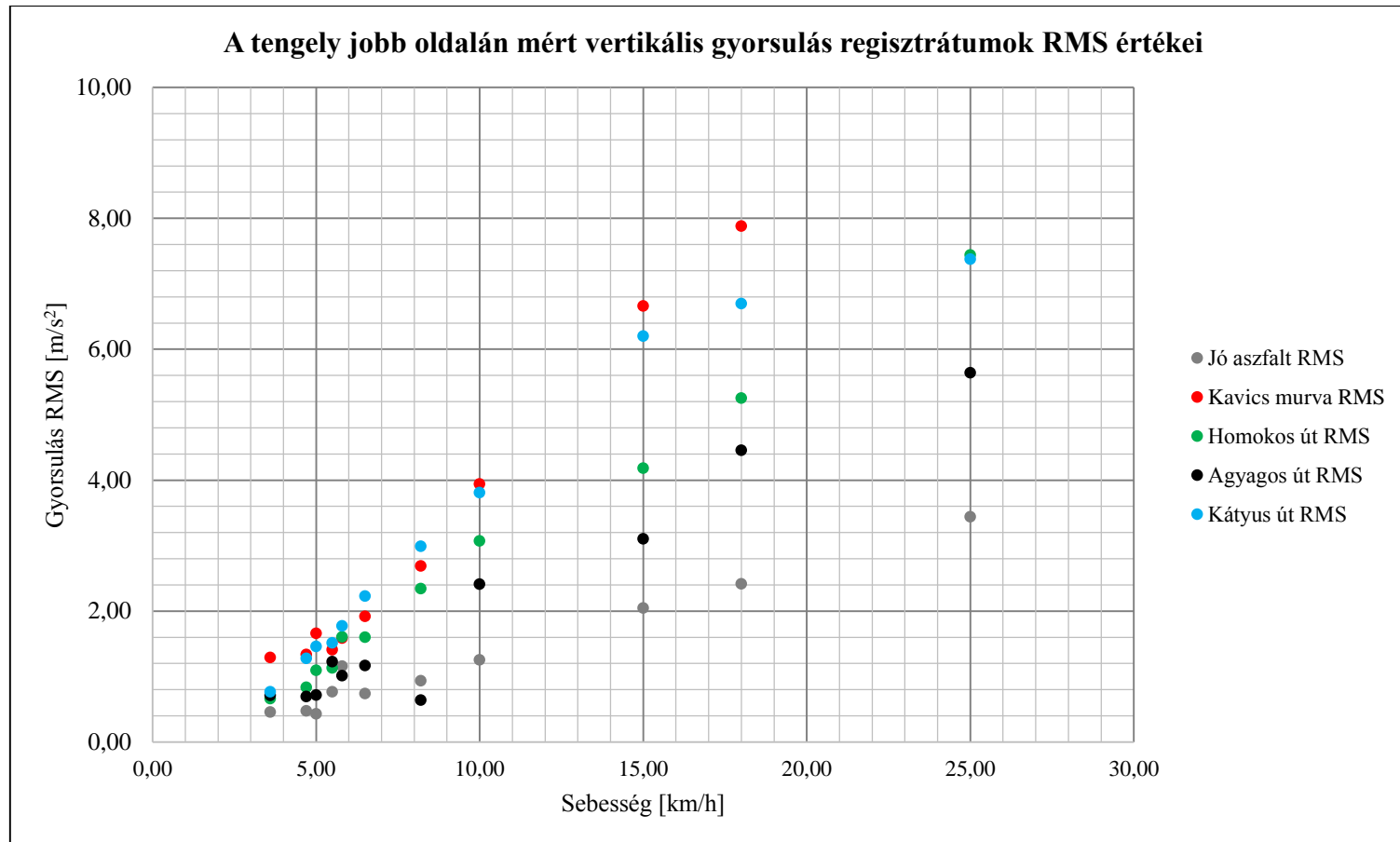
8.15. ábra Töredezett borítású aszfaltút terepprofil magasságának százalékos gyakorisága

M11: Szabadföldi mérések RMS kiértékelésének eredményei

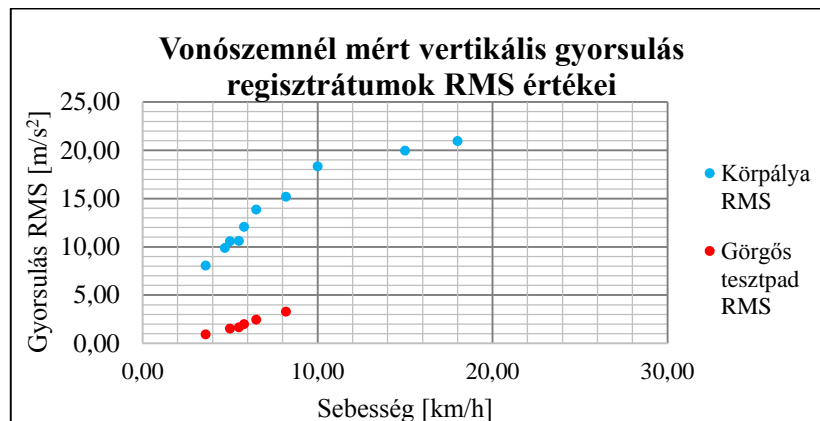
8.16. ábra: Vonószemnél mért vertikális gyorsulás regisztrátumok RMS értékei



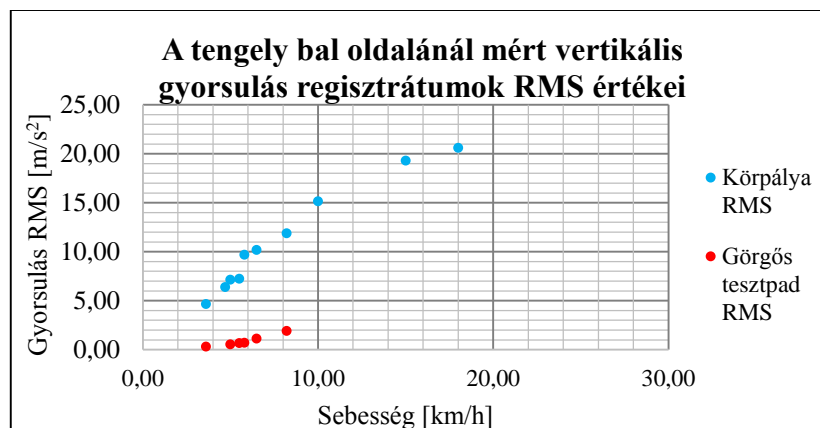
8.17. ábra: A tengely bal oldalán mért vertikális gyorsulás regisztrátumok RMS értékei



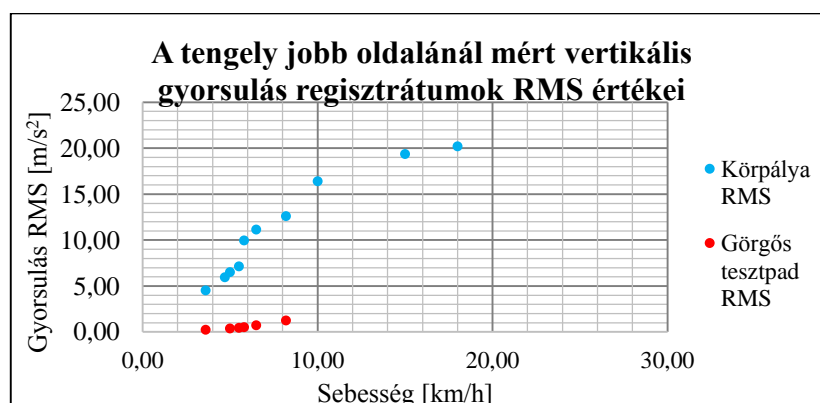
8.18. ábra: A tengely jobb oldalán mért vertikális gyorsulás regisztrátumok RMS értékei

M12: Gyorsított fárasztó vizsgálati eljárások RMS értékei

8.19. ábra: A vonószemnél mért vertikális gyorsulás regisztrátumok RMS értékei



8.20. ábra: A tengely bal oldalán mért vertikális gyorsulás regisztrátumok RMS értékei



8.21. ábra: A tengely jobb oldalán mért vertikális gyorsulás regisztrátumok RMS értékei

M13: Épített akadályrendszerek profilkiosztása

8.4. táblázat: Akadálykalibrációs mérésorozat vizsgálati szektorain elhelyezett akadálykombinációk.

Akadálykalibrációs mérésorozat profilkiosztása																
Körök	1. vizsgálati szektor (0°-66°)								2. szektor (120°-186°)				3. szektor (240°-306°)			
	Rezgés jellegű akadály		Rezgés jellegű akadály		Ütés jellegű akadály #1		Ütés jellegű akadály #2		Ütés jellegű akadály #1		Ütés jellegű akadály #2		Ütés jellegű akadály #1		Ütés jellegű akadály #2	
	Méret	Darab	Méret	Darab	Méret	Darab	Méret	Darab	Méret	Darab	Méret	Darab	Méret	Darab	Méret	Darab
1	Szög v. 40x40	60							Z 80x200	11			Z 100x180	11		
2	Szög v. 40x40	60			Z 80x200	5			Z 80x200	6			Z 100x180	6		
3	Szög v. 40x40	60			Z 80x200	5	Z 100x180	6							Z 120x200	6
4	Szög v. 40x40	60			Z 80x200	5	Z 100x180	6								
5	Szög v. 40x40	30			Z 80x200	5	Z 100x180	6								
6	Szög v. 40x40	30			Z 80x200	5										
7	Szög v. 40x40	30							Z 80x200	1			Z 100x180	1		
8	Szög v. 40x40	30	Szög v. 60x60	30							Z 120x200	1				
9	Szög v. 40x40	30	Szög v. 60x60	30												
10			Szög v. 60x60	60												
11			Szög v. 60x60	60	Z 80x200	5			H 75, 100, 130, 150, 180 6 fokként							
12			Szög v. 60x60	60	Z 80x200	5			H 75, 100, 130 6 fokként							
13			Szög v. 60x60	60	Z 80x200	5	Z 100x180	6	H 75, 100, 130 12 fokként							
14			Szög v. 60x60	30	Z 80x200	5	Z 100x180	6	H 75, 100, 130 12 fokként		Szög v. 60x60	4	H 150			
15			Szög v. 60x60	30	Z 80x200	5			H 75	1	H 100	1	H 130	1		
16			Szög v. 60x60 cikkcakk	30					Z 80x200 cikkcakk	11			Z 100x180 cikkcakk	11		

Jelölések: Szög v.: Szögvas akadály Z.: Zártszelvény akadály H.: Félhenger alakú akadálytípus

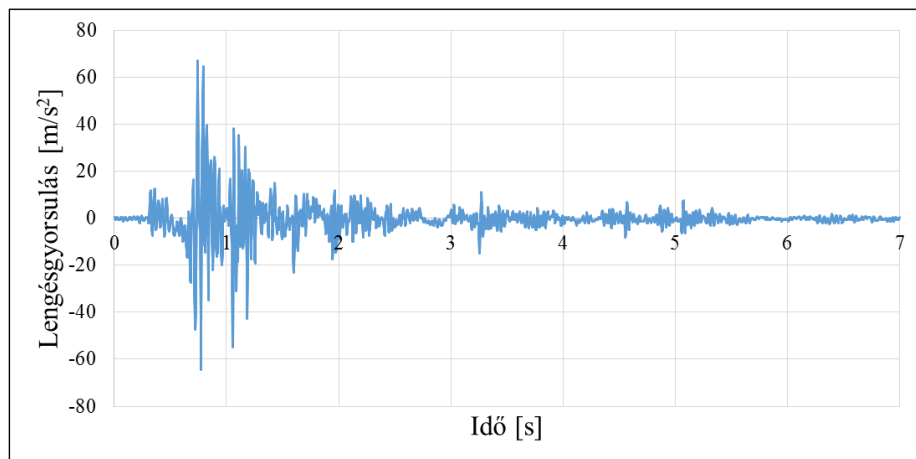
M14: Épített akadályrendszerek mérési eredményei

8.5. táblázat: Épített akadályrendszeren végzett vontatási vizsgálat mérési eredményei a bal oldali keréknél.

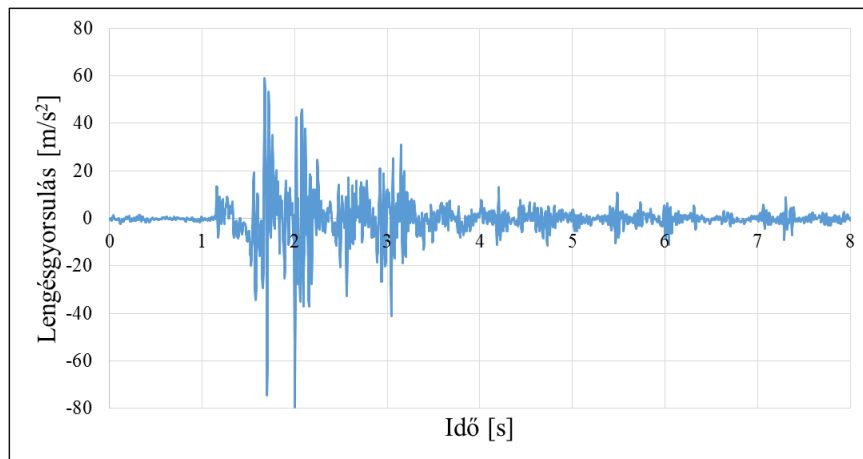
Akadálykalibrációs mérési eredmények összehasonlítása																		
	Vontatási sebesség [km/h]:	Vertikális irányú gyorsulások	Bal kerék RMS értékei															
			Kör 1	Kör 2	Kör 3	Kör 4	Kör 5	Kör 6	Kör 7	Kör 8	Kör 9	Kör 10	Kör 11	Kör 12	Kör 13	Kör 14	Kör 15	Kör 16
Szektor 1	5	az_min [m/s ²]:	-8,25	-44,75	-99,50	-	-88,00	-18,50	-13,00	-28,00	-27,25	-	-79,25	-	-96,50	-65,00	-74,75	-7,50
		az_max [m/s ²]:	6,50	40,00	119,25	-	90,00	33,00	11,25	45,00	30,00	-	79,75	-	97,50	98,50	74,25	15,00
		RMS [m/s ²]:	2,52	6,07	17,93	-	17,35	5,05	2,66	9,83	5,94	-	11,88	-	16,29	16,71	14,33	2,94
	10	az_min [m/s ²]:	-20,00	-87,75	-114,00	-	-75,00	-35,00	-20,75	-20,00	-25,00	-24,75	-	-82,25	-101,00	-69,75	-74,75	-14,50
		az_max [m/s ²]:	20,00	79,75	120,00	-	120,00	57,50	21,00	20,00	29,00	22,75	-	79,25	113,25	80,00	78,25	23,00
		RMS [m/s ²]:	5,40	14,58	23,16	-	23,35	12,62	5,53	6,42	6,41	5,60	-	16,51	24,15	22,34	16,32	5,38
	15	az_min [m/s ²]:	-	-	-	-89,25	-	-	-34,50	-37,25	-46,00	-28,25	-	-	-	-	-	-72,25
		az_max [m/s ²]:	-	-	-	124,00	-	-	35,00	41,25	44,25	29,00	-	-	-	-	-	75,00
		RMS [m/s ²]:	-	-	-	19,93	-	-	10,39	13,41	12,76	8,38	-	-	-	-	-	12,35
Szektor 2	5	az_min [m/s ²]:	-35,25	-55,75	-	-	-	-	-50,00	-20,00	-	-	-44,50	-	-30,00	-20,00	-57,25	-13,00
		az_max [m/s ²]:	43,25	56,00	-	-	-	-	48,00	34,75	-	-	69,00	-	42,75	30,00	58,50	18,00
		RMS [m/s ²]:	7,00	8,10	-	-	-	-	3,32	3,69	-	-	9,58	-	5,64	7,60	4,85	3,82
	10	az_min [m/s ²]:	-55,00	-97,50	-	-	-	-	-47,00	-22,00	-	-	-	-44,75	-29,75	51,75	-50,00	-40,00
		az_max [m/s ²]:	54,00	129,00	-	-	-	-	56,50	39,50	-	-	-	64,75	50,00	77,75	49,75	39,00
		RMS [m/s ²]:	15,80	16,82	-	-	-	-	6,19	5,05	-	-	-	9,63	9,39	11,60	7,64	9,48
	15	az_min [m/s ²]:	-	-	-	-	-	-	-56,75	-12,75	-	-	-	-	-	-	-	-
		az_max [m/s ²]:	-	-	-	-	-	-	58,50	12,75	-	-	-	-	-	-	-	-
		RMS [m/s ²]:	-	-	-	-	-	-	7,18	3,86	-	-	-	-	-	-	-	-
Szektor 3	5	az_min [m/s ²]:	-99,00	-60,00	-57,75	-	-	-	-57,00	-2,50	-	-	-	-	-	-20,00	-40,75	-20,00
		az_max [m/s ²]:	98,50	61,50	59,50	-	-	-	53,50	2,50	-	-	-	-	-	37,50	37,75	23,50
		RMS [m/s ²]:	16,94	9,21	9,09	-	-	-	3,74	0,80	-	-	-	-	-	3,79	3,80	4,55
	10	az_min [m/s ²]:	-86,00	-148,50	-109,00	-	-	-	-54,75	-6,75	-	-	-	-	-	-48,00	-69,50	-30,00
		az_max [m/s ²]:	89,75	175,75	136,25	-	-	-	67,50	7,00	-	-	-	-	-	44,75	70,75	50,00
		RMS [m/s ²]:	20,98	23,90	23,75	-	-	-	7,02	2,33	-	-	-	-	-	7,64	7,61	9,89
	15	az_min [m/s ²]:	-	-	-	-	-	-	94,50	-12,00	-	-	-	-	-	-	-	-
		az_max [m/s ²]:	-	-	-	-	-	-	99,25	13,00	-	-	-	-	-	-	-	-
		RMS [m/s ²]:	-	-	-	-	-	-	9,82	3,92	-	-	-	-	-	-	-	-

8.6. táblázat: Épített akadályrendszeren végzett vontatási vizsgálat mérési eredményei a jobb oldali keréknél.

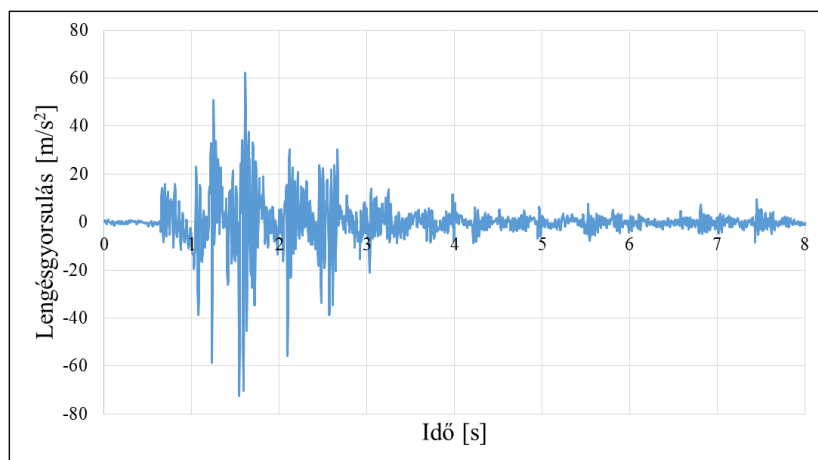
Akadálykalibrációs mérési eredmények összehasonlítása																		
	Vontatási sebesség [km/h]:	Vertikális irányú gyorsulások	Jobb kerék RMS értékei															
			Kör 1	Kör 2	Kör 3	Kör 4	Kör 5	Kör 6	Kör 7	Kör 8	Kör 9	Kör 10	Kör 11	Kör 12	Kör 13	Kör 14	Kör 15	Kör 16
Szektor 1	5	az_min [m/s ²]:	-10,00	-35,25	-139,75		-99,25	-16,00	-14,75	-28,00	-21,50		-72,50		-98,75	-70,00	-74,00	-10,00
		az_max [m/s ²]:	10,00	37,75	128,25		98,50	25,75	13,00	30,00	27,50		59,25		96,50	75,00	85,00	10,00
		RMS [m/s ²]:	2,82	5,21	17,08		16,36	5,03	3,03	8,16	5,61		10,68		16,23	14,82	14,17	2,74
	10	az_min [m/s ²]:	-20,00	-77,00	-128,25		-75,00	-64,25	-24,25	-20,00	-29,50	-29,00		-100,00	-99,50	-80,00	-99,00	-15,00
		az_max [m/s ²]:	16,75	78,75	127,00		89,75	88,00	24,75	24,50	28,25	29,75		87,50	100,00	99,75	97,00	19,00
		RMS [m/s ²]:	5,39	13,08	22,54		20,80	14,58	6,62	6,37	7,58	7,08		16,99	24,15	21,86	16,91	5,13
	15	az_min [m/s ²]:				-108,00			-44,25	-56,00	-46,00	-34,75						-97,50
		az_max [m/s ²]:				149,00			39,25	55,00	44,00	33,75						97,25
		RMS [m/s ²]:				21,04			13,31	19,02	13,07	10,31						12,93
Szektor 2	5	az_min [m/s ²]:	-34,75	-46,75					-32,50	-17,75			-59,50		-25,00	-15,00	-39,75	-16,00
		az_max [m/s ²]:	35,00	48,00					33,75	27,75			99,00		41,75	25,00	39,75	18,00
		RMS [m/s ²]:	6,72	7,33					3,04	3,30			10,34		5,36	4,97	4,32	4,04
	10	az_min [m/s ²]:	-59,25	-79,25					54,50	-29,75				-39,25	-30,00	-59,50	-48,00	-44,50
		az_max [m/s ²]:	58,75	88,25					56,00	68,00				54,25	64,25	88,50	40,00	42,50
		RMS [m/s ²]:	15,01	13,23					6,27	6,71				8,05	10,34	11,67	6,92	9,53
	15	az_min [m/s ²]:							-60,00	-12,50								
		az_max [m/s ²]:							52,75	12,50								
		RMS [m/s ²]:							7,57	4,03								
Szektor 3	5	az_min [m/s ²]:	-87,00	-55,75	-44,00				-46,25	-2,00					-18,00	-47,25	-20,00	
		az_max [m/s ²]:	-84,75	59,25	45,50				50,75	2,50					34,50	48,25	20,00	
		RMS [m/s ²]:	14,27	8,08	7,78				3,40	0,84					3,48	3,91	4,45	
	10	az_min [m/s ²]:	-114,50	-137,50	-151,50				-136,50	-6,25					-65,50	-88,50	-59,25	
		az_max [m/s ²]:	117,75	140,00	149,00				148,00	7,25					74,00	93,25	60,00	
		RMS [m/s ²]:	23,88	22,31	24,15				8,99	2,38					7,92	8,22	11,30	
	15	az_min [m/s ²]:							-60,00	-10,00								
		az_max [m/s ²]:							64,50	15,00								
		RMS [m/s ²]:							8,01	3,74								

M15: Különböző akadályok lengésgerjesztő hatása

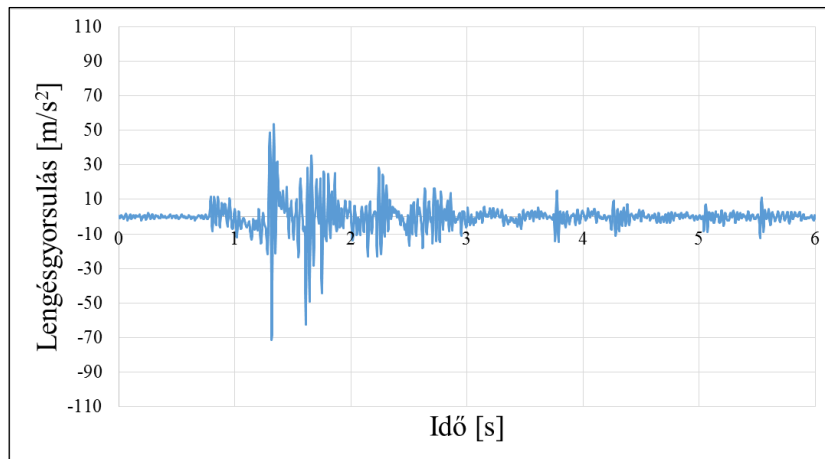
8.22. ábra: 75 mm sugarú félhenger akadályon, 5 km/h vontatási sebességgel áthaladó szállítókocsi bal tengelyén mért, vertikális irányú, csillapodó legésyorsulás görbélye



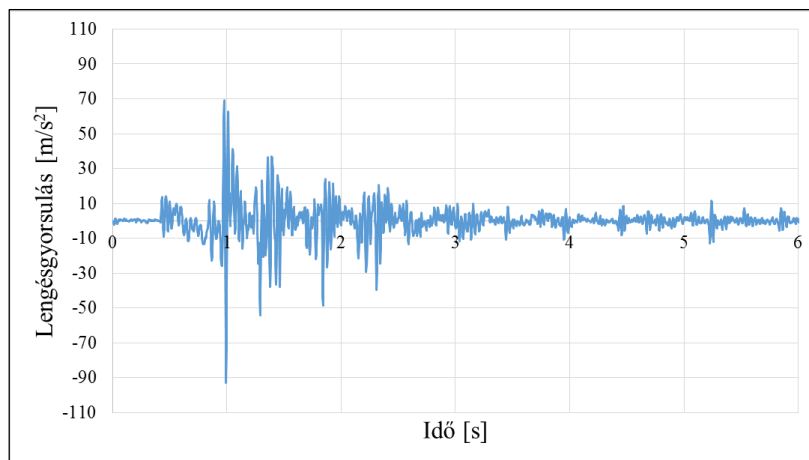
8.23. ábra: 100 mm sugarú félhenger akadályon, 5 km/h vontatási sebességgel áthaladó szállítókocsi bal tengelyén mért, vertikális irányú, csillapodó legésyorsulás görbélye



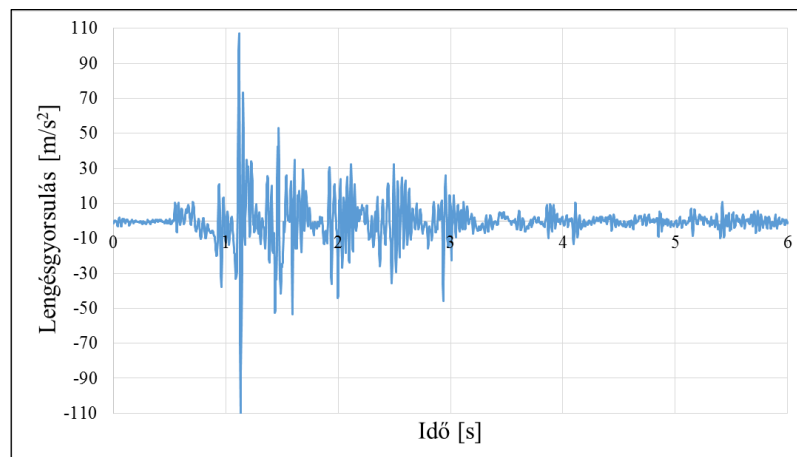
8.24. ábra: 130 mm sugarú félhenger akadályon, 5 km/h vontatási sebességgel áthaladó szállítókocsi bal tengelyén mért, vertikális irányú, csillapodó legésyorsulás görbélye



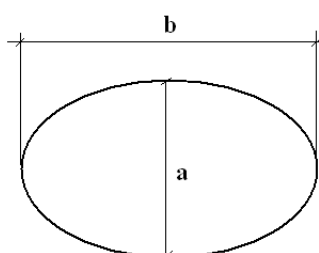
8.25. ábra: 80 x 200 mm keresztmetszetű zártszelvény akadályon, 5 km/h vontatási sebességgel áthaladó szállítókocsi bal tengelyén mért, vertikális irányú, csillapodó legésgyorsulás görbélye



8.26. ábra: 100 x 180 mm keresztmetszetű zártszelvény akadályon, 5 km/h vontatási sebességgel áthaladó szállítókocsi bal tengelyén mért, vertikális irányú, csillapodó legésgyorsulás görbélye



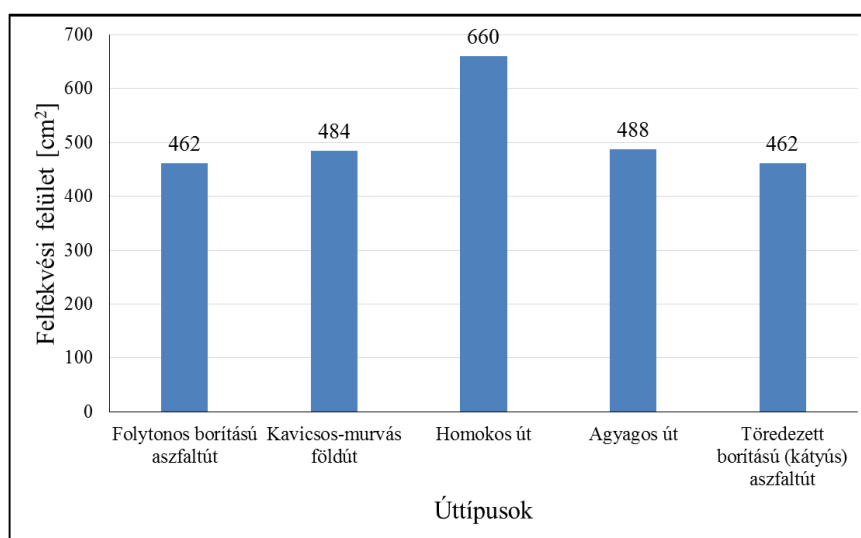
8.27. ábra: 120 x 200 mm keresztmetszetű zártszelvény akadályon, 5 km/h vontatási sebességgel áthaladó szállítókocsi bal tengelyén mért, vertikális irányú, csillapodó legésgyorsulás görbélye

M16: A gumiabroncs felfekvési felületének változása

8.28. ábra: A gumiabroncs felfekvési felületének jellemző méretei

8.7. táblázat: Gumiabroncs felfekvési felületének a és b méretei különböző típusú utak esetén

Gumiabroncs felfekvési felületeinek méretei					
	Folytonos borítású aszfaltút	Kavicsos-murvás földút	Homokos út	Agyagos út	Töredezett borítású (kátyús) aszfaltút
a [cm]:	21	22	24	23	21
b [cm]:	28	28	35	27	28



8.29. ábra: Gumiabroncs felfekvési felületeinek összehasonlítása különböző típusú utak esetén

M17: Csillapodó lengőrendszert leíró összefüggések

Az M17 melléklet tartalmazza azokat a csillapodó lengőrendszereket leíró összefüggéseket, melyeket a számításaim során felhasználtam.:

1. A logaritmusos dekrementum (Λ), mely két egymást követő amplitúdó hányadosának a természetes alapú logaritmus, melyet a

$$\Lambda = \ln \frac{A_n}{A_{n+1}} \quad (8.1)$$

egyenlettel lehet meghatározni.

2. A logaritmusos dekrementum segítségével megállapítható a Lehr-féle csillapítási szám (D), amely megmutatja, hogy a rendszer csillapítása hányszorosa a kritikus csillapítású ugyanolyan egyéb paraméterekkel rendelkező rendszernek. Vagyis könnyen lehet következtetni belőle arra, hogy lengések fognak-e kialakulni vagy aperiodikus lesz a lengés.

$$D = \frac{\Lambda}{\sqrt{4\pi^2 + \Lambda^2}} \quad (8.2)$$

3. Meghatározható továbbá a logaritmusos dekrementum segítségével a rendszerre jellemző csillapítási tényező (d) melynek értékegysége Ns/m:

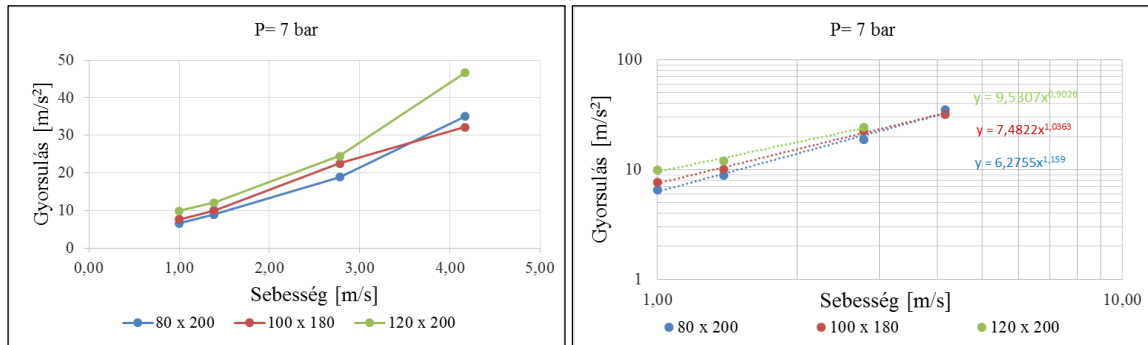
$$d = \frac{\Lambda}{\pi} m \alpha . \quad (8.3)$$

4. Továbbá a járműre jellemző önlengésszám (α) is melynek értékegysége 1/s:

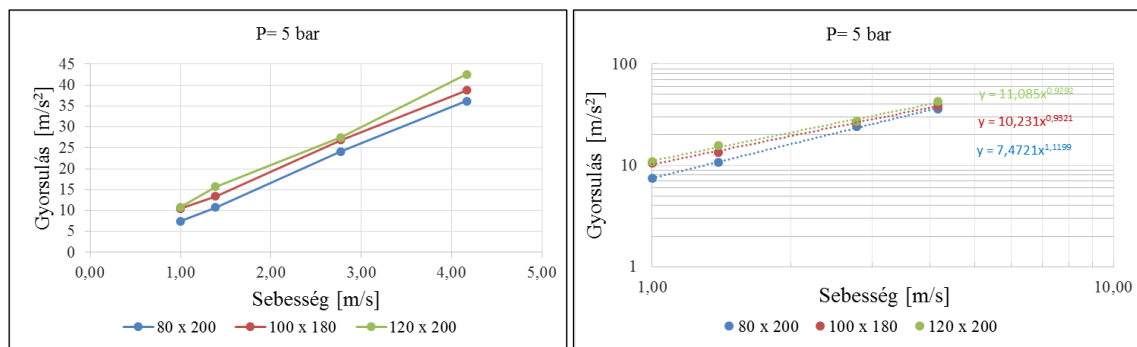
$$\alpha = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (8.4)$$

M18: Különböző úttípusok statisztikai kiértékelése8.8. táblázat: Sztochasztikus és épített útprofilok RMS/ a_{\max} , valamint szórásértékeinek összefoglaló táblázata

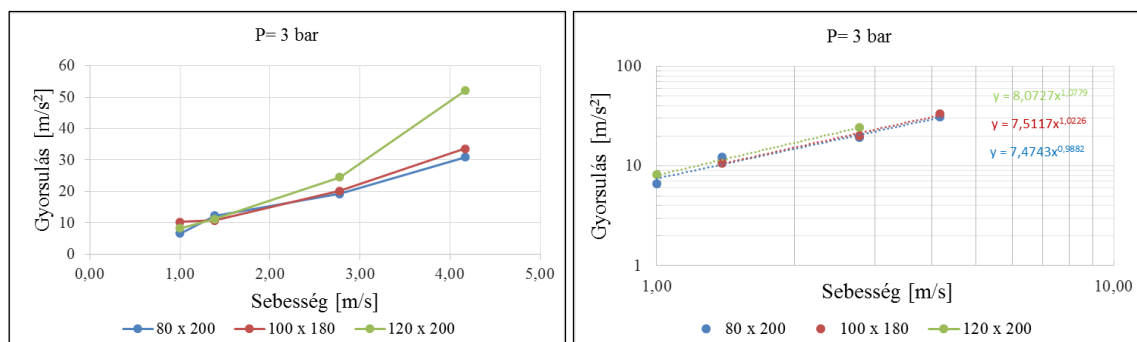
Különböző úttípusok statisztikai kiértékelése						
	Út típusa:	Vontatási sebesség [km/h]:	a_{\max} [m/s ²]:	RMS [m/s ²]:	RMS/ a_{\max} [-]:	Szigma [-]:
Sztochasztikus útprofilok	Folytonos borítású aszfaltút	5	2,830	0,670	0,237	0,943
		10	6,990	1,780	0,255	2,330
		15	9,980	2,630	0,264	3,327
		18	14,810	3,140	0,212	4,937
	Agyagos út	5	4,97	1,21	0,243	1,657
		10	11,98	3,63	0,303	3,993
		15	17,94	5,68	0,317	5,980
		18	29,71	9,12	0,307	9,903
	Homokos út	5	6,92	1,36	0,197	2,307
		10	19,8	4,39	0,222	6,600
		15	29,05	6,76	0,233	9,683
		18	39,69	10,52	0,265	13,230
	Kátyús út	5	7,98	2,13	0,267	2,660
		10	17,99	5,71	0,317	5,997
		15	29,9	10,3	0,344	9,967
		18	34,94	12,4	0,355	11,647
Kavicsos murvás földút	5	13	2,19	0,168	4,333	
	10	24,86	7,28	0,293	8,287	
	15	39,97	12,42	0,311	13,323	
	18	53,99	15,16	0,281	17,997	
Épített akadályrendszerek	Görgős tesztpad	5	5	0,54	0,108	1,667
		10	-	-	-	-
		15	-	-	-	-
		18	-	-	-	-
	Gödöllői körpálya	5	48	7,12	0,148	16,000
		10	82	15,13	0,185	27,333
		15	84,75	19,3	0,228	28,250
		18	90	20,58	0,229	30,000
	Törökszentmiklósi körpálya (Kör 7 szektor 1)	5	11,25	2,66	0,236	3,750
		10	21	5,53	0,263	7,000
		15	35	10,39	0,297	11,667
		18	-	-	-	-
	Törökszentmiklósi körpálya (Kör 7 szektor 2)	5	48	3,32	0,069	16,000
		10	56,5	6,19	0,110	18,833
		15	58,5	7,18	0,123	19,500
		18	-	-	-	-
Törökszentmiklósi körpálya (Kör 7 szektor 3)	5	53,5	3,74	0,070	17,833	
	10	67,5	7,02	0,104	22,500	
	15	99,25	9,82	0,099	33,083	
	18	-	-	-	-	

M19: Mért gyorsulásértékek összehasonlítása különböző sebességek és eltérő akadályokon

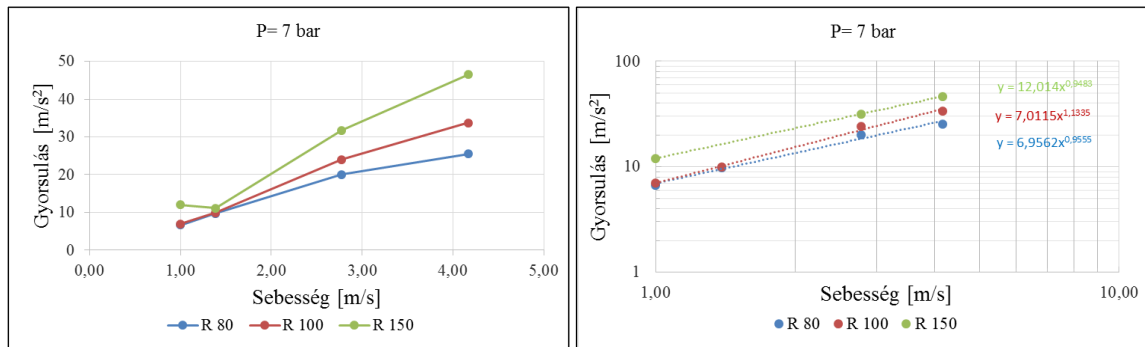
8.30. ábra: Mért gyorsulásértékek összehasonlítása különböző sebességek és eltérő méretű zártszelvény akadályokon 7 bar gumiabroncs nyomás mellett



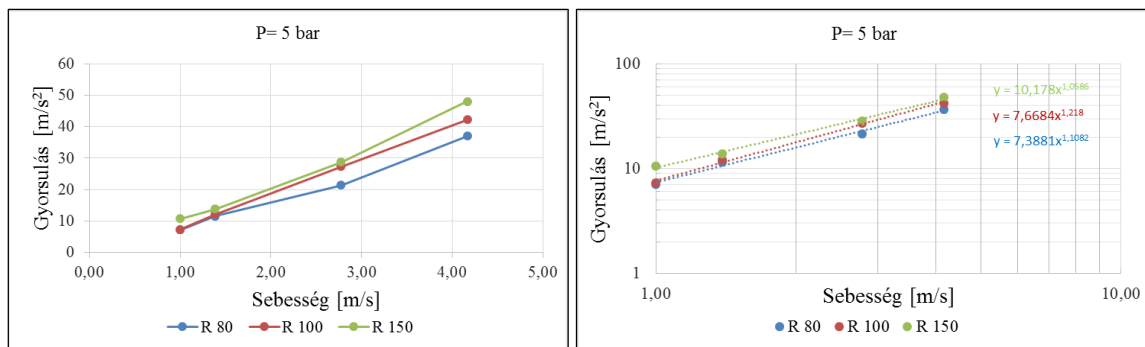
8.31. ábra: Mért gyorsulásértékek összehasonlítása különböző sebességek és eltérő méretű zártszelvény akadályokon 5 bar gumiabroncs nyomás mellett



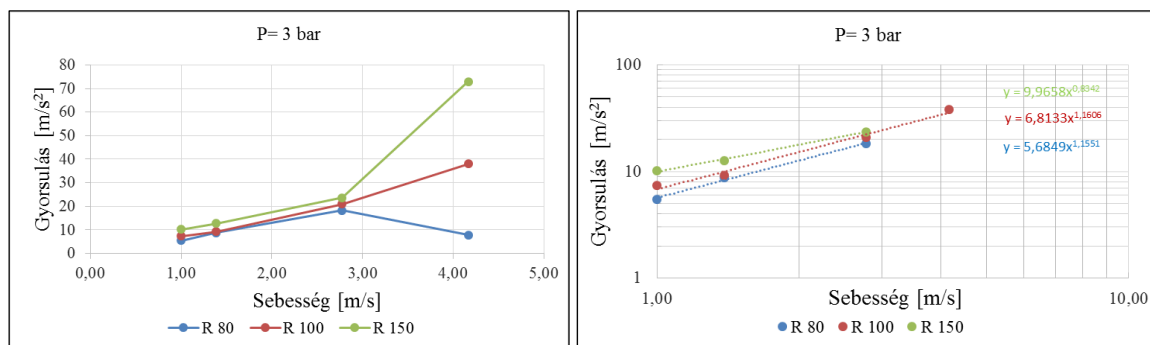
8.32. ábra: Mért gyorsulásértékek összehasonlítása különböző sebességek és eltérő méretű zártszelvény akadályokon 3 bar gumiabroncs nyomás mellett



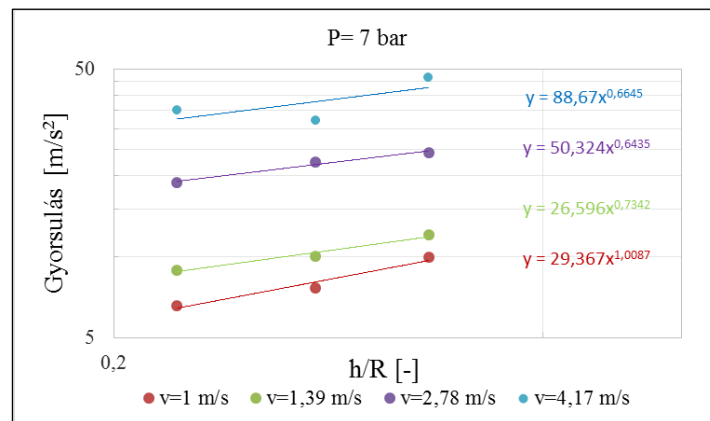
8.33. ábra: Mért gyorsulásértékek összehasonlítása különböző sebességek és eltérő méretű félhenger akadályokon 7 bar gumiabroncs nyomás mellett



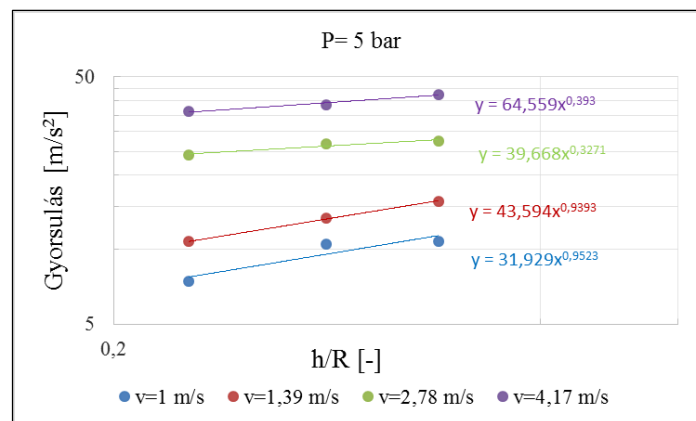
8.34. ábra: Mért gyorsulásértékek összehasonlítása különböző sebességek és eltérő méretű félhenger akadályokon 5 bar gumiabroncs nyomás mellett



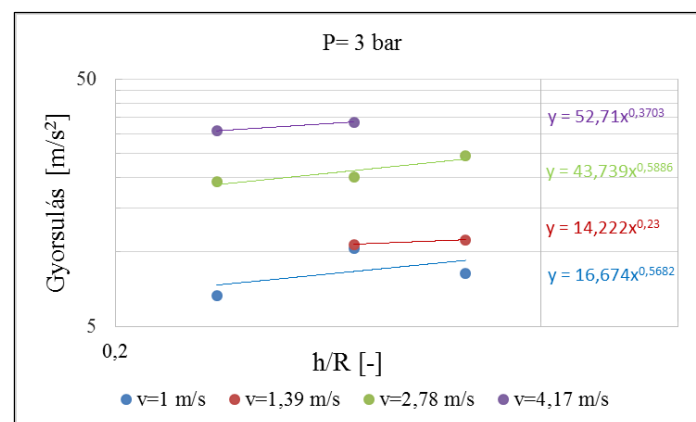
8.35. ábra: Mért gyorsulásértékek összehasonlítása különböző sebességek és eltérő méretű félhenger akadályokon 3 bar gumiabroncs nyomás mellett

M20: Mért gyorsulásértékek összehasonlítása különböző h/R értékek esetén

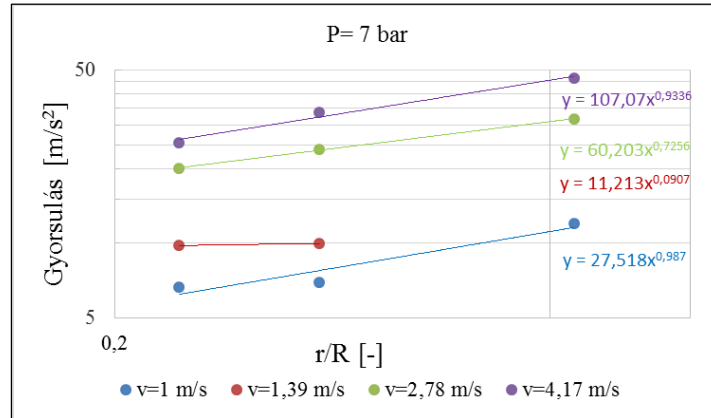
8.36. ábra: Mért gyorsulásértékek összehasonlítása különböző h/R értékek és eltérő vontatási sebességek mellett 7 bar gumiabroncs nyomáson



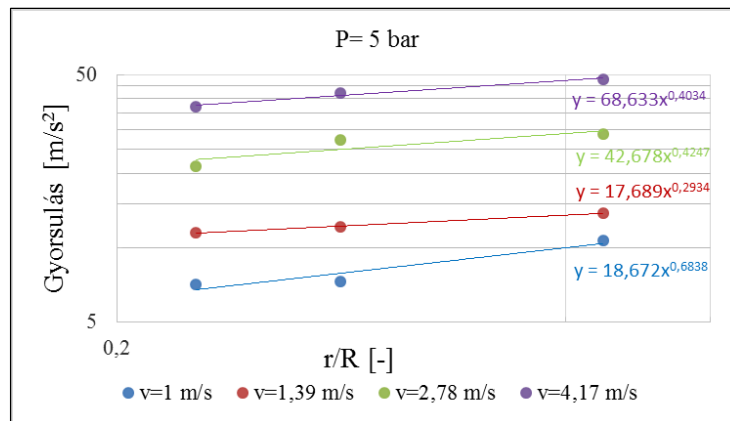
8.37. ábra: Mért gyorsulásértékek összehasonlítása különböző h/R értékek és eltérő vontatási sebességek mellett 5 bar gumiabroncs nyomáson



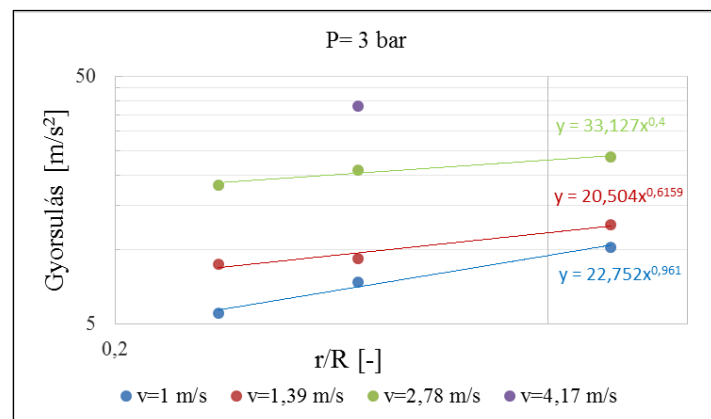
8.38. ábra: Mért gyorsulásértékek összehasonlítása különböző h/R értékek és eltérő vontatási sebességek mellett 3 bar gumiabroncs nyomáson



8.39. ábra: Mért gyorsulásértékek összehasonlítása különböző r/R értékek és eltérő vontatási sebességek mellett 7 bar gumiabroncs nyomáson



8.40. ábra: Mért gyorsulásértékek összehasonlítása különböző r/R értékek és eltérő vontatási sebességek mellett 5 bar gumiabroncs nyomáson



8.41. ábra: Mért gyorsulásértékek összehasonlítása különböző r/R értékek és eltérő vontatási sebességek mellett 3 bar gumiabroncs nyomáson

M21: Különböző akadálytípusokon történő áthaladás ütközési gyorsulásai

Zártszelvény akadályokon történő áthaladás ütközési gyorsulásai																	
Ssz.:	Mérés paramétereit:						Mérsi eredmények:		Dimenzió nélküli számok			Hatványkitevő illesztése		Konstans értékek meghatározása		Számított érték:	
	Zártszelvény magassága	Gumiabroncs nyomása	Rugómerevség	Statikus sugár a bal oldalon	Kerék terhelése	Sebesség	Gyorsulás az ütközéskor	Maximális gyorsulás						Gyorsulás az ütközéskor	Számított érték eltérése a mérthez viszonyítva		
	h [m]:	P [bar]:	c [N/m]:	R [m]:	G [N]:	v [m/s]:	a [m/s ²]:	a _{max} [m/s ²]:	h/R [-]:	a/g [-]:	cv ² /Gg [-]:	ε ₃ [-]:	ε ₅ [-]:	a/g*(h/R) ^{0.5}	(cv ² /Gg) ^{0.5}	a [m/s ²]:	[%]:
1	0,08	7	644 839	0,361	16 380	1,00	6,57	8,53	0,2216	0,6697	4,0130	1,1590	1,0087	1,6677	2,0613	8,1527	24,1
2	0,1	7	644 839	0,361	16 380	1,00	7,65	18,39	0,2770	0,7798	4,0130	1,0363	1,0087	1,6965	2,0613	9,3321	22,0
3	0,12	7	644 839	0,361	16 380	1,00	9,94	23,25	0,3324	1,0133	4,0130	0,9026	1,0087	1,9739	2,0613	10,4213	4,8
4	0,08	7	644 839	0,361	16 380	1,39	8,92	19,61	0,2216	0,9093	7,7411	1,1590	0,7342	2,2643	2,9018	11,4772	28,7
5	0,1	7	644 839	0,361	16 380	1,39	10,05	29,78	0,2770	1,0245	7,7411	1,0363	0,7342	2,2287	2,9018	13,1375	30,7
6	0,12	7	644 839	0,361	16 380	1,39	12,05	32,84	0,3324	1,2283	7,7411	0,9026	0,7342	2,3929	2,9018	14,6708	21,7
7	0,08	7	644 839	0,361	16 380	2,78	18,88	35,68	0,2216	1,9246	30,9645	1,1590	0,6435	4,7926	5,9713	23,6177	25,1
8	0,1	7	644 839	0,361	16 380	2,78	22,56	50,37	0,2770	2,2997	30,9645	1,0363	0,6435	5,0030	5,9713	27,0342	19,8
9	0,12	7	644 839	0,361	16 380	2,78	24,45	54,91	0,3324	2,4924	30,9645	0,9026	0,6435	4,8554	5,9713	30,1895	23,5
10	0,08	7	644 839	0,361	16 380	4,17	35,04	47,2	0,2216	3,5719	69,6700	1,1590	0,6645	8,8947	9,1075	36,0218	2,8
11	0,1	7	644 839	0,361	16 380	4,17	32,13	46,15	0,2770	3,2752	69,6700	1,0363	0,6645	7,1252	9,1075	41,2328	28,3
12	0,12	7	644 839	0,361	16 380	4,17	46,63	61,67	0,3324	4,7533	69,6700	0,9026	0,6645	9,2600	9,1075	46,0453	4,3
13	0,08	5	540 541	0,354	16 380	1,00	7,43	9,37	0,2260	0,7574	3,3639	1,1199	0,9523	1,8638	1,8804	7,5260	1,3
14	0,1	5	540 541	0,354	16 380	1,00	10,51	15,23	0,2825	1,0714	3,3639	0,9321	0,9523	2,3033	1,8804	8,6148	18,0
15	0,12	5	540 541	0,354	16 380	1,00	10,83	19,77	0,3390	1,1040	3,3639	0,9292	0,9523	2,1253	1,8804	9,6202	11,2
16	0,08	5	540 541	0,354	16 380	1,39	10,76	28,14	0,2260	1,0968	6,4890	1,1199	0,9393	2,6992	2,6472	10,5949	1,5
17	0,1	5	540 541	0,354	16 380	1,39	13,36	43,31	0,2825	1,3619	6,4890	0,9321	0,9393	2,9278	2,6472	12,1276	9,2
18	0,12	5	540 541	0,354	16 380	1,39	15,74	43,22	0,3390	1,6045	6,4890	0,9292	0,9393	3,0889	2,6472	13,5431	14,0
19	0,08	5	540 541	0,354	16 380	2,78	24,14	42,14	0,2260	2,4608	25,9562	1,1199	0,3271	6,0556	5,4473	21,8022	9,7
20	0,1	5	540 541	0,354	16 380	2,78	26,84	40,62	0,2825	2,7360	25,9562	0,9321	0,3271	5,8820	5,4473	24,9561	7,0
21	0,12	5	540 541	0,354	16 380	2,78	27,5	59,86	0,3390	2,8033	25,9562	0,9292	0,3271	5,3967	5,4473	27,8689	1,3
22	0,08	5	540 541	0,354	16 380	4,17	36,22	40,64	0,2260	3,6922	58,4014	1,1199	0,3930	9,0858	8,3083	33,2528	8,2
23	0,1	5	540 541	0,354	16 380	4,17	38,71	47,27	0,2825	3,9460	58,4014	0,9321	0,3930	8,4833	8,3083	38,0632	1,7
24	0,12	5	540 541	0,354	16 380	4,17	42,54	47,17	0,3390	4,3364	58,4014	0,9292	0,3930	8,3482	8,3083	42,5058	0,1
25	0,08	3	411 875	0,339	16 380	1,00	6,67	10,09	0,2360	0,6799	2,5632	0,9882	0,5682	1,6299	1,6323	6,7065	0,5
26	0,1	3	411 875	0,339	16 380	1,00	10,34	16,02	0,2950	1,0510	2,5632	1,0226	0,5682	2,2010	1,6323	7,6766	25,5
27	0,12	3	411 875	0,339	16 380	1,00	8,22	18,77	0,3540	0,8379	2,5632	1,0779	0,5682	1,5714	1,6323	8,5726	4,3
28	0,08	3	411 875	0,339	16 380	1,39	12,29	31,06	0,2360	1,2528	4,9444	0,9882	0,2300	3,0032	2,2979	9,4412	23,2
29	0,1	3	411 875	0,339	16 380	1,39	10,74	31,72	0,2950	1,0948	4,9444	1,0226	0,2300	2,2928	2,2979	10,8069	0,6
30	0,12	3	411 875	0,339	16 380	1,39	11,2	44,34	0,3540	1,1417	4,9444	1,0779	0,2300	2,1411	2,2979	12,0683	7,8
31	0,08	3	411 875	0,339	16 380	2,78	19,18	32,4	0,2360	1,9551	19,7778	0,9882	0,5886	4,6868	4,7285	19,4280	1,3
32	0,1	3	411 875	0,339	16 380	2,78	20,14	39,1	0,2950	2,0530	19,7778	1,0226	0,5886	4,2995	4,7285	22,2384	10,4
33	0,12	3	411 875	0,339	16 380	2,78	24,49	40,57	0,3540	2,4964	19,7778	1,0779	0,5886	4,6817	4,7285	24,8340	1,4
34	0,08	3	411 875	0,339	16 380	4,17	30,88	26,71	0,2360	3,1478	44,5000	0,9882	0,3703	7,5459	7,2120	29,6317	4,0
35	0,1	3	411 875	0,339	16 380	4,17	33,54	35,11	0,2950	3,4190	44,5000	1,0226	0,3703	7,1601	7,2120	33,9182	1,1
36	0,12	3	411 875	0,339	16 380	4,17	52,04	38,55	0,3540	5,3048	44,5000	1,0779	0,3703	9,9483	7,2120	37,8770	27,2
											Átlag:	1,0186	0,6183			Átlag:	10,0

Félfhenger akadályokon történő áthaladás ütközési gyorsulásai																	
Ssz.:	Mérés paraméterei:						Mérsi eredmények:		Dimenzió nélküli számok			Hatványkitevő illesztése		Konstans értékek meghatározása		Számított érték:	
	Félfhenger magassága	Gumiabroncs nyomása	Rugómerevség	Statikus sugár a bal	Kerék terhelése	Sebesség	Gyorsulás az ütközéskor	Maximális gyorsulás								Gyorsulás az ütközéskor	Számított érték eltérése a mérthez viszonyítva
	r [m]:	P [bar]:	c [N/m]:	R [m]:	G [N]:	v [m/s]:	a [m/s ²]:	a _{max} [m/s ²]:	r/R [-]:	a/g [-]:	cv ² /Gg [-]:	ε ₃ [-]:	ε ₅ [-]:	a/g*(r/R) ^{0.5}	(cv ² /Gg) ^{0.3}	a [m/s ²]:	[%]:
1	0,08	7	644 839	0,361	16 380	1,00	6,66	8,57	0,2216	0,6789	4,0130	0,9555	0,9870	1,6906	2,0613	7,2717	9,2
2	0,1	7	644 839	0,361	16 380	1,00	6,97	14,52	0,2770	0,7105	4,0130	1,1335	0,9870	1,5457	2,0613	8,3236	19,4
3	0,15	7	644 839	0,361	16 380	1,00	12,01	21,69	0,4155	1,2243	4,0130	0,9483	0,9870	2,0836	2,0613	10,6398	11,4
4	0,08	7	644 839	0,361	16 380	1,39	9,78	27,5	0,2216	0,9969	7,7411	0,9555	0,0907	2,4826	2,9018	10,2369	4,7
5	0,1	7	644 839	0,361	16 380	1,39	9,98	36,82	0,2770	1,0173	7,7411	1,1335	0,0907	2,2132	2,9018	11,7177	17,4
6	0,15	7	644 839	0,361	16 380	1,39	11,13	41,54	0,4155	1,1346	7,7411	0,9483	0,0907	1,9309	2,9018	14,9783	34,6
7	0,08	7	644 839	0,361	16 380	2,78	20,01	29,44	0,2216	2,0398	30,9645	0,9555	0,7256	5,0794	5,9713	21,0654	5,3
8	0,1	7	644 839	0,361	16 380	2,78	24,02	34,9	0,2770	2,4485	30,9645	1,1335	0,7256	5,3267	5,9713	24,1127	0,4
9	0,15	7	644 839	0,361	16 380	2,78	31,69	43,45	0,4155	3,2304	30,9645	0,9483	0,7256	5,4978	5,9713	30,8223	2,7
10	0,08	7	644 839	0,361	16 380	4,17	25,52	41,84	0,2216	2,6014	69,6700	0,9555	0,9336	6,4781	9,1075	32,1290	25,9
11	0,1	7	644 839	0,361	16 380	4,17	33,69	42,03	0,2770	3,4343	69,6700	1,1335	0,9336	7,4712	9,1075	36,7768	9,2
12	0,15	7	644 839	0,361	16 380	4,17	46,46	73,95	0,4155	4,7360	69,6700	0,9483	0,9336	8,0603	9,1075	47,0104	1,2
13	0,08	5	540 541	0,354	16 380	1,00	7,1	12,19	0,2260	0,7238	3,3639	1,1082	0,6838	1,7810	1,8804	6,7127	5,5
14	0,1	5	540 541	0,354	16 380	1,00	7,28	18,07	0,2825	0,7421	3,3639	1,2180	0,6838	1,5954	1,8804	7,6838	5,5
15	0,15	5	540 541	0,354	16 380	1,00	10,67	24,67	0,4237	1,0877	3,3639	1,0586	0,6838	1,8293	1,8804	9,8219	7,9
16	0,08	5	540 541	0,354	16 380	1,39	11,48	27,09	0,2260	1,1702	6,4890	1,1082	0,2934	2,8798	2,6472	9,4500	17,7
17	0,1	5	540 541	0,354	16 380	1,39	12,13	45,03	0,2825	1,2365	6,4890	1,2180	0,2934	2,6583	2,6472	10,8170	10,8
18	0,15	5	540 541	0,354	16 380	1,39	13,78	39,89	0,4237	1,4047	6,4890	1,0586	0,2934	2,3625	2,6472	13,8269	0,3
19	0,08	5	540 541	0,354	16 380	2,78	21,42	36,19	0,2260	2,1835	25,9562	1,1082	0,4247	5,3732	5,4473	19,4461	9,2
20	0,1	5	540 541	0,354	16 380	2,78	27,28	35,22	0,2825	2,7808	25,9562	1,2180	0,4247	5,9784	5,4473	22,2592	18,4
21	0,15	5	540 541	0,354	16 380	2,78	28,71	37,99	0,4237	2,9266	25,9562	1,0586	0,4247	4,9221	5,4473	28,4530	0,9
22	0,08	5	540 541	0,354	16 380	4,17	37,05	23,29	0,2260	3,7768	58,4014	1,1082	0,4034	9,2940	8,3083	29,6593	19,9
23	0,1	5	540 541	0,354	16 380	4,17	42,28	45,23	0,2825	4,3099	58,4014	1,2180	0,4034	9,2656	8,3083	33,9498	19,7
24	0,15	5	540 541	0,354	16 380	4,17	48,1	45,12	0,4237	4,9032	58,4014	1,0586	0,4034	8,2464	8,3083	43,3967	9,8
25	0,08	3	411 875	0,339	16 380	1,00	5,51	8,79	0,2360	0,5617	2,5632	1,1551	0,9610	1,3464	1,6323	5,9817	8,6
26	0,1	3	411 875	0,339	16 380	1,00	7,38	13,19	0,2950	0,7523	2,5632	1,1606	0,9610	1,5755	1,6323	6,8470	7,2
27	0,15	3	411 875	0,339	16 380	1,00	10,22	28,44	0,4425	1,0418	2,5632	0,8342	0,9610	1,7068	1,6323	8,7523	14,4
28	0,08	3	411 875	0,339	16 380	1,39	8,7	15,84	0,2360	0,8869	4,9444	1,1551	0,6159	2,1259	2,2979	8,4209	3,2
29	0,1	3	411 875	0,339	16 380	1,39	9,2	35,08	0,2950	0,9378	4,9444	1,1606	0,6159	1,9640	2,2979	9,6390	4,8
30	0,15	3	411 875	0,339	16 380	1,39	12,63	33,83	0,4425	1,2875	4,9444	0,8342	0,6159	2,1093	2,2979	12,3212	2,4
31	0,08	3	411 875	0,339	16 380	2,78	18,23	9,78	0,2360	1,8583	19,7778	1,1551	0,4000	4,4547	4,7285	17,3284	4,9
32	0,1	3	411 875	0,339	16 380	2,78	20,96	26,67	0,2950	2,1366	19,7778	1,1606	0,4000	4,4745	4,7285	19,8352	5,4
33	0,15	3	411 875	0,339	16 380	2,78	23,65	44,7	0,4425	2,4108	19,7778	0,8342	0,4000	3,9497	4,7285	25,3545	7,2
34	0,08	3	411 875	0,339	16 380	4,17	7,78	24,78	0,2360	0,7931	44,5000	1,1551	0,0000	1,9011	7,2120	26,4294	239,7
35	0,1	3	411 875	0,339	16 380	4,17	38,02	46,19	0,2950	3,8756	44,5000	1,1606	0,0000	8,1165	7,2120	30,2527	20,4
36	0,15	3	411 875	0,339	16 380	4,17	72,98	50,71	0,4425	7,4393	44,5000	0,8342	0,0000	12,1882	7,2120	38,6709	47,0
Átlag:												1,0636	0,5926			9,4	

9. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ez úton szeretnék köszönetet mondani konzulensemnek Dr. Kiss Péternek kutatási munkám nyomon követéséért, hasznos szakmai tanácsaiért. Hasonlóképpen szeretném megköszönni Dr. Laib Lajosnak dolgozatom szakmai bírálatát és támogatását.

Továbbá szeretném megköszönni a CLAAS Hungaria Kft. Kutatás és Fejlesztés Osztályának a kísérletek lefolytatásához nyújtott szakmai, és anyagi támogatását. Külön szeretném kiemelni Csanádi Tamás osztályvezető kolléga mentorálását valamint támogatását a kutatás lefolytatásához. Valamint szeretném megköszönni Császár Dániel kísérleti mérnök kollégámnak hasznos kritikai észrevételeit, továbbá ez úton köszönöm Demeter Dániel kollégának a mérésekben nyújtott segítségét.

A mérések lefolytatásában történő részvételért valamint a mérőeszközök biztosításáért szeretnék köszönetet mondani a NAIK - Mezőgazdasági Gépesítési Intézet különös tekintettel Hudoba Zoltán kutatómérnöknek.

Végül, de nem utolsó sorban szeretném megköszönni feleségemnek Gurmai-Málnás Ágnesnek türelmét és lelki támogatását a dolgozatom írása során.