

# GÉPJÁRMŰ-FELÜGGESZTÉSEK LENGÉSCSILLAPÍTÓ KARAKTERISZTIKÁINAK OPTIMÁLÁSA

ILOSVAI Lajos, PÉTER Tamás

Budapesti Műszaki Egyetem, Közlekedésmérnöki Kar  
Járműgépészeti Intézet

## Bevezetés

Megfelelő lengéskényelmet és kerék-talaj kapcsolatot biztosító lengéscsillapító karakterisztika kiválasztása a gyakorlatban rendszerint országúti műszeres lengésvizsgálatok, vagy számítógépes szimuláció [1] segítségével történik.

Mivel mindkét eljárás viszonylag igen idő- és költségigényes, célszerűnek mutatkozik az optimális lengéscsillapító karakterisztikák megválasztásához egy direkt matematikai-számítógépes módszer kidolgozása.

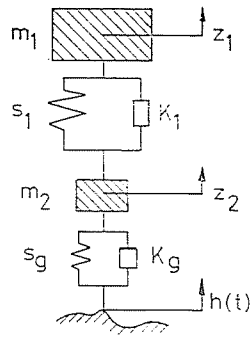
A korábbi eredményeket [2] továbbfejlesztve került sor egy direkt matematikai módszer kidolgozására, melynek segítségével adott gumiabroncs- és rugókarakterisztika mellett lehetővé válik adott út- és terhelési viszonyoknak megfelelő optimális, aszimmetrikus, nemlineáris lengéscsillapító karakterisztika megválasztása.

Tekintettel arra, hogy a továbbiakban ismertetésre kerülő módszer szerint az optimálási cél (lengéskényelem vagy kerék-talaj kapcsolat), az út- (pl. aszfalt vagy kockakő), és a terhelési viszonyok (üres vagy terhelt) számától függően több „parciálisan optimális” karakterisztika nyerhető, elvégeztük ezek összehasonlító elemző vizsgálatát és a mindkét célnak és a számba jöhető üzemi viszonyoknak legmegfelelőbb lengéscsillapító karakterisztika meghatározását.

A módszer eredményeinek bemutatása céljából egy légrugós felfüggesztésű városi autóbusz mellső futóművének lengéscsillapító karakterisztikáját optimaljuk, melyhez a gépjárműtechnikában az előzetes számításokhoz alkalmazott kétszabadságfokú síkmodellt (1. ábra) [3] alkalmazzuk.

A modellen alkalmazott jelölések értelmezése:

- $m_1$  — a rugózott tömeg
- $m_2$  — a kevésbé rugózott tömeg
- $z_1$  és  $z_2$  — általános koordináták
- $h(t)$  — útprofilmagasság a mellső tengely kerekei alatt,  $t$  időpillanatban
- $s_1$  — a felfüggesztés redukált merevségi tényezője
- $K_1$  — a felfüggesztés redukált csillapítási tényezője
- $s_g$  — a gumiabroncsok redukált merevségi tényezője
- $K_g$  — a gumiabroncsok redukált csillapítási tényezője.



1. ábra

Vizsgálataink során a lengéskényelmet a VDI 2057 sz. ajánlás szerinti  $K$ -mutatóval értékeltük.

A kerék-talaj kapcsolat jellemzésére egy ún.  $S_T$  — stabilitásmutatót vezettünk be:

$$S_T = \frac{D(z_2 - h)}{Z_{2st}} \%, \quad (1)$$

ahol:

$Z_{2st}$  — a gumiabroncsok statikus deformációja,

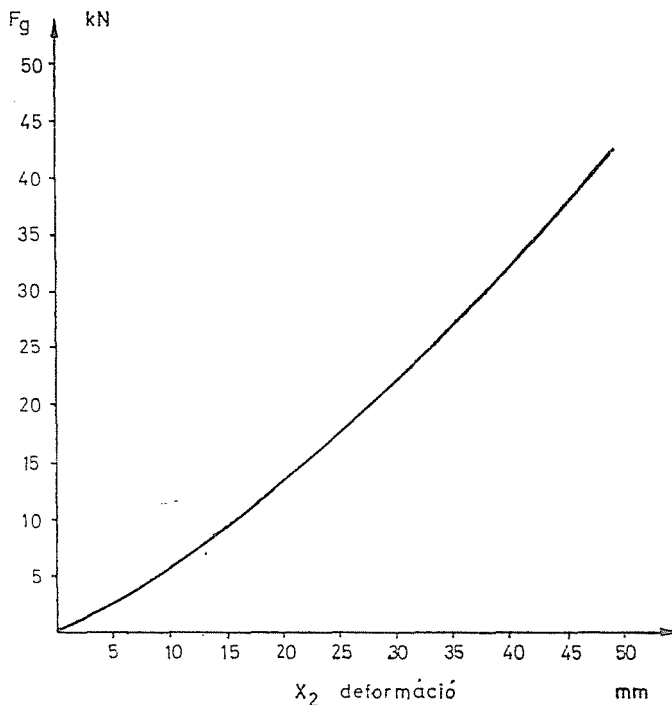
$D(z_2 - h)$  — a kevésbé rugózott tömeg útprofilhoz viszonyított elmozdulás szórása.

### Az optimálás elve

A példaképpen optimált városi autóbusz mellső felfüggesztésére jutó rugózott tömeg üresen  $m_1 = 3000$  kg, terhelten  $m_1 = 5250$  kg. A kevésbé rugózott tömeg értéke  $m_2 = 745$  kg. A felfüggesztés tényleges karakterisztikái közül a gumiabroncsé a 2. sz. a lérugóelemé a 3. sz. és végül a lengéscsillapítóé a 4. sz. ábrán láthatók. Itt kívánjuk megjegyezni, hogy a 2., 3. és 4. ábrákon bemutatott karakterisztikák egy-egy elemre, s nem az egész felfüggesztésre vonatkoznak.

A lengéscsillapító karakterisztika optimálása, a [2] módszert alapul véve a következő lépésekben történik:

1. Kiválasztjuk az adott útprofil  $\omega$ -körfrekvencia és  $v$  járműsebességfüggő  $S_h(\omega, v)$  — spektrális sűrűségfüggvényét. (Példánkban ehhez PEVZNER és TYIHONOV által meghatározott útprofil spektrumokat [4] alkalmaztuk.)



2. ábra

2. Meghatározzuk a lengőrendszer vizsgálatához szükséges

$$|W_{z1}(m_1, m_2, K_1, K_g, S_1, S_g, i\omega)| \quad (2)$$

amplitúdó átviteli karakterisztikákat.

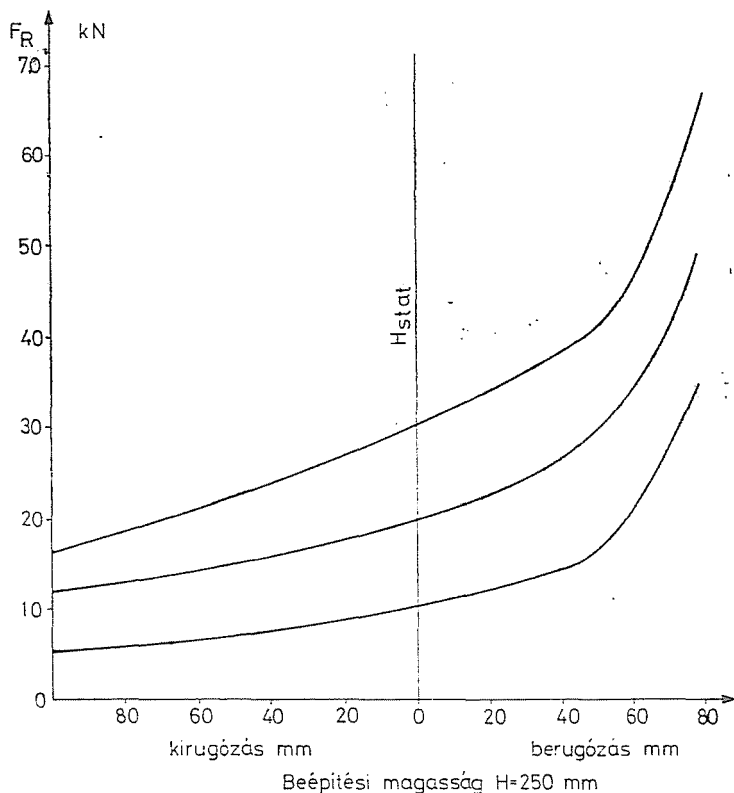
3.  $K_1(v)$  optimalását (különböző egyenletes haladási sebesség értékekre  $v = 30, 40, 50, 60, 70, 120$  [km/h]) a lengések értékelése szempontjából legfontosabb számítható lengésjellemzők alkalmasan választott lineáris kombinációira felírt célfüggvény minimálásával hajtjuk végre:

$$F(K_1, K_g, S_1, S_g) = \lambda_1 \frac{K}{K^\circ} + \lambda_2 \frac{S_T}{S_T^\circ} \rightarrow \text{Min!} \quad (3)$$

ahol

$\lambda_1$  és  $\lambda_2$  — az optimalás célját (lengéskényelmet, kerék-talaj kapcsolatot) figyelembe vevő súlyzó tényezők.

$$(\lambda_1 + \lambda_2 = 1, 0 \leq \lambda_1 \leq 1, 0 \leq \lambda_2 \leq 1)$$



3. ábra

$K$  — a felépítmény lengéskényelmi mutatója:

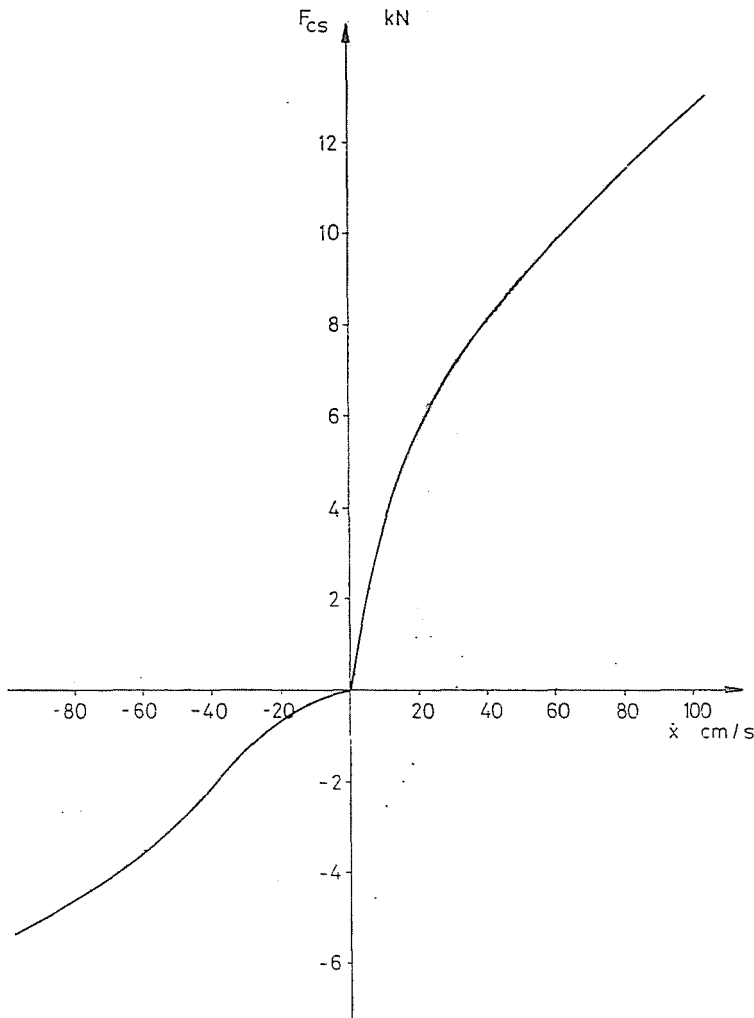
$$K = \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} C(\omega) \cdot |W_{z_2}(m_1, m_2, K_1, K_g, S_1, S_g, i\omega)|^2 \cdot S_h(\omega, v) d\omega} \quad (4)$$

a (4) összefüggésben:  $\sqrt{C(\omega)} = \frac{0.18}{\sqrt{1 + (\omega/20\pi)^2}}$  szűrőkarakterisztika, a gyorsulás-spektrum szűrésére.

$S_T$ , (1) alapján a  $D(z_2-h)$  — relatív kerékelmozdulásszórás és  $Z_{2st}$  paraméter alapján számítható.

$$D(z_2-h) = \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} |W_{z_2-h}(m_1, m_2, K_1, K_g, S_1, S_g, i\omega)|^2 S_h(\omega, v) d\omega} \quad (5)$$

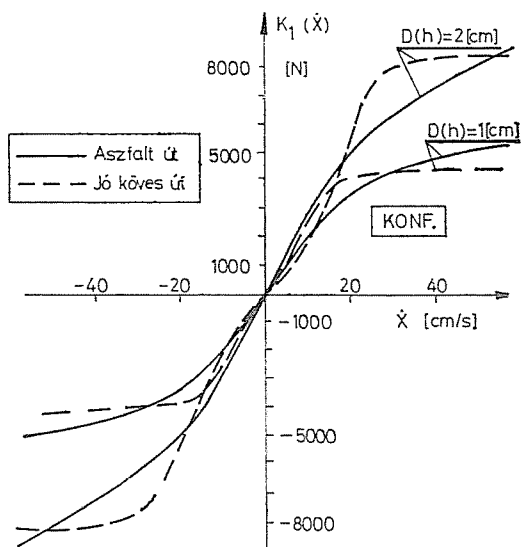
$K^\circ$  és  $S_T^\circ$  pedig az optimálandó rendszer kezdeti lengésjellemezőit jelöli.



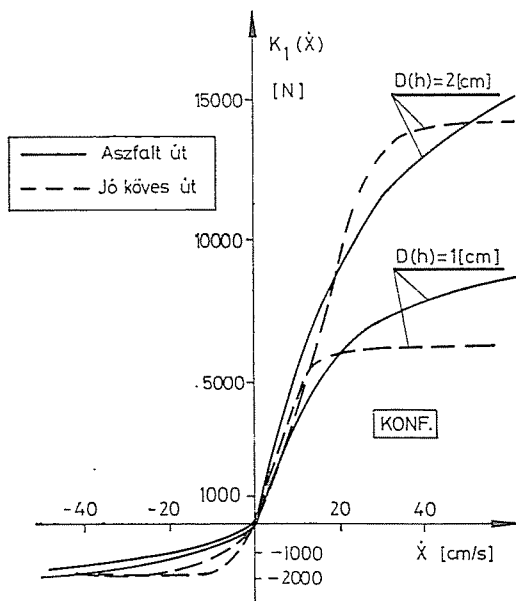
4. ábra

4. Az optimális nemlineáris karakterisztikát BOOTON és KAZAKOV [5], [6] által kidolgozott statisztikus linearizációs módszer általánosításával határozzuk meg oly módon, hogy keressük azon nemlineáris  $K(\dot{x})$  ( $\dot{x} = \dot{z}_1 - \dot{z}_2$ ) karakterisztikát, amelyet ha az egyes  $v$ -haladási sebességek mellett statisztikusan linearizálunk, akkor ezen linearizált paraméterek négyzetesen a legjobban megközelítik az előző pontban meghatározott optimális  $K_{1opt}(v)$  csillapítási tényezőket [7].

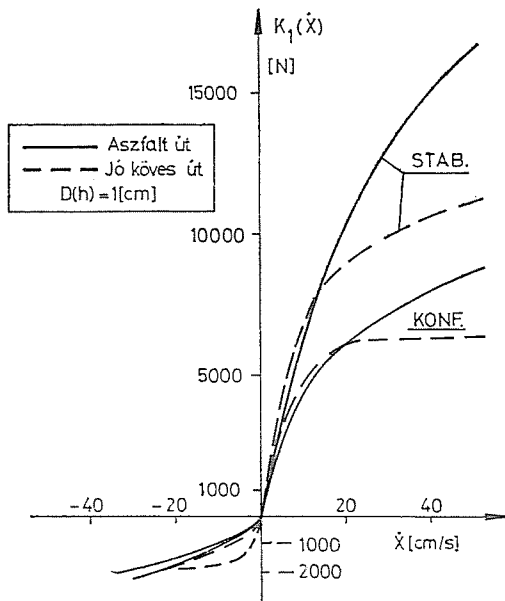
$$\int_0^{v_{\max}} \left[ K_{1opt}(v) - \int_{-\infty}^{\infty} \dot{x} \cdot f(D_{\dot{z}_1 - \dot{z}_2, opt}(v), \dot{x}) \cdot K_1(a, b, \dot{x}) d\dot{x} \right]^2 dv \rightarrow Min! \quad (6)$$



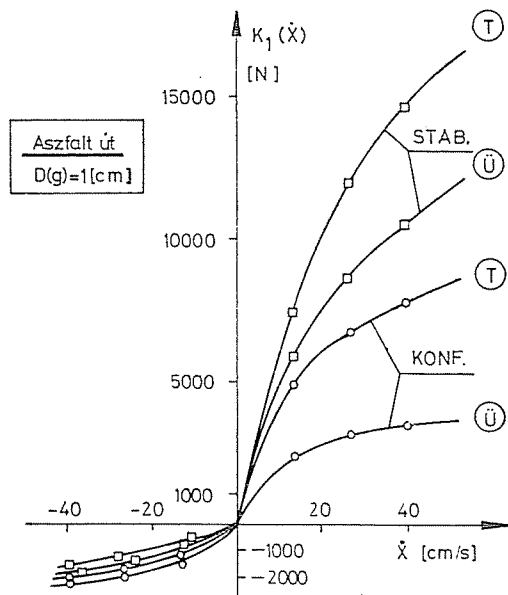
a.,



b.,



C.,



d.,

5. ábra

Ezen összefüggésben szereplő  $f$ -függvény a keresett nemlineáris karakterisztika  $v$ -jármű haladási sebességétől függő input-jelének sűrűségfüggvénye, leosztva ezen input-jel szórásnégyzetével.

A (6) összefüggésben a keresett  $K_1$  optimális nemlineáris csillapító karakterisztika a korábbi vizsgálatok eredményei szerint [2] sztochasztikus útprofilon, reális haladási sebességtartományt figyelembevéve minden esetben degreszív jellegű, ezért célszerű számításaink során a (7) függvényalakot használni.

$$K_1(\underline{a}, \underline{b}, \dot{x}) = \sum_{i=1}^n a_i \operatorname{sign}(\dot{x}) [1 - \exp(-b_i |\dot{x}|)] \quad (7)$$

$$\underline{a} = [a_1, a_2, \dots, a_n], \quad \underline{b} = [b_1, b_2, \dots, b_n]$$

Végeredményben tehát a (6) összefüggés az  $a$  és  $b$  paraméter-vektorok meghatározására szolgál.

$$\boxed{\underline{a}, \underline{b} = ?}$$

Az eddigi vizsgálataink szerint a (7) összefüggésben már  $n = 2$  választás az esetek többségében az optimálásnál kielégítő eredményre vezet.

### Az eredmények értékelése

5a. ábrán a mellső felfüggesztés kényelemre optimált szimmetrikus csillapító karakterisztikái láthatók két úttípusra: aszfalt és jó kövesútprofil és két útminőség: ( $D(h) = 1$  [cm] és  $D(h) = 2$  [cm]-es útprofil szórások) esetén teljes terhelés mellett.

5b. ábrán az előbbivel egyenértékű szokásos aszimmetriával rendelkező optimális csillapításokat tüntettük fel.

5c. ábrán aszimmetrikus optimális csillapítók láthatók 1 [cm] szórású aszfalt és 1 [cm] szórású köves útra teljes terhelés mellett. A felső kettő a legjobb útprofil követést az alsó kettő a legnagyobb kényelmet biztosítja.

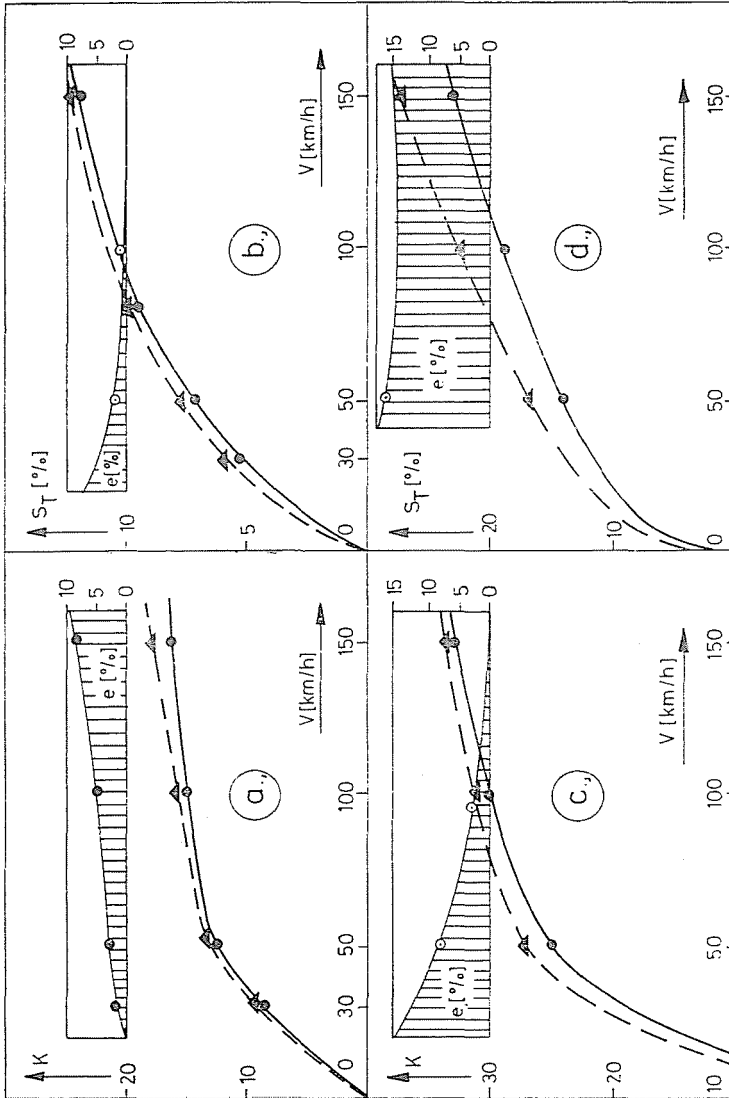
5d. ábrán láthatók a teljes terhelésre  $T$  és az üres állapotra  $\bar{U}$ , optimált csillapítások aszfalt úton 1 [cm] útprofilszórás mellett, külön-külön felrajzolva az utazási kényelemre és a kerék útprofil követésre optimált karakterisztikákat.

A 6. és 7. ábrákon teljes terhelés mellett lengéskényelemre optimált járművekre vonatkozó eredmények láthatók.

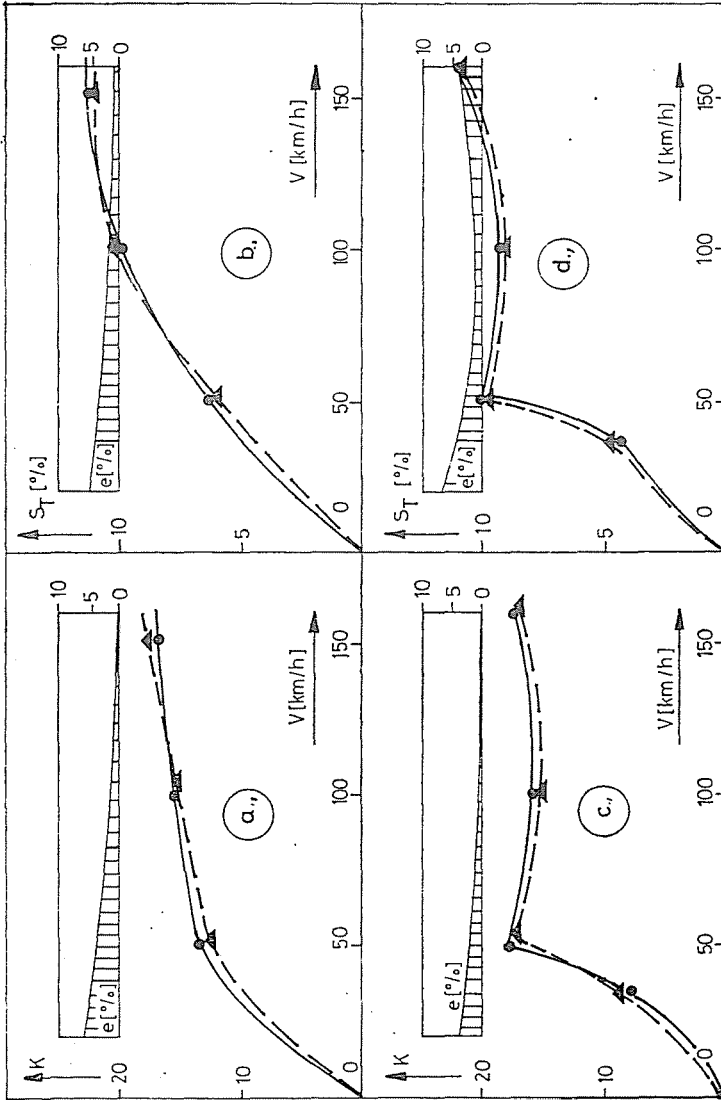
A 6a, b. ábrán az 1 [cm] szórású aszfalt úton futtatott két jármű lengésszempontjai láthatók  $v$  — haladási sebesség függvényében. Egyik jármű a saját 1 [cm] szórású ( . . . ), a másik a 2 [cm] szórású ( $\Delta\Delta\Delta\Delta$ ) aszfaltútra optimált csillapítóval van felszerelve.

Minden ábrán feltüntettük az  $e$  [%] relatív eltérések abszolút értékeit is.





6. ábra



7. ábra

6c, d. ábrán 2 [cm] szórású aszfalt úton fut az előbbi két esetre optimált jármű. Most a pontokkal (...)  $D(h) = 2$  [cm]-re optimált esetet, és a kis háromszögekkel ( $\Delta\Delta\Delta$ ) a  $D(h) = 1$  [cm]-re optimált esetet jelöltük.

A 6d. ábrán látható eredmények kivételével, az eltérések minimálisak. A 6d. ábrán látható stabilitási mutató *mintegy 15[%]-os romlásával kell számolnunk, ha a  $D(h) = 1$  [cm]-es útprofil szórásra optimált csillapítót alkalmazunk a rosszabb útminőségen.*

A 7a, b. ábrákhoz 1 [cm] szórású aszfalt úton futottuk a saját 1 [cm] szórású aszfalt útra optimált és az 1 [cm] szórású köves útra optimált csillapítóval felszerelt járműveket.

A 7c, d. ábrákhoz pedig ugyanezen járműveket 1 [cm] szórású kövesúton futottak.

Jól látható eredmény, hogy az eltérő úttípusok esetünkben elhanyagolható hatást gyakoroltak a másik, de vele azonos szórású úttípusra optimált jármű lengésjellemzőire.

A 8. ábrán az 1 [cm] szórású aszfaltúton stabilitásra optimált csillapítóval (kis négyzetekkel jelölve:  $\square\square\square\square$ ) és a kényelemre optimált csillapítóval (kis körök:  $\circ\circ\circ\circ$ ) futtatott jármű lengés jellemző paramétereit hasonlítottuk össze.

A 8c. ábrán a csillapítók várható teljesítményfelvételeit láthatjuk.

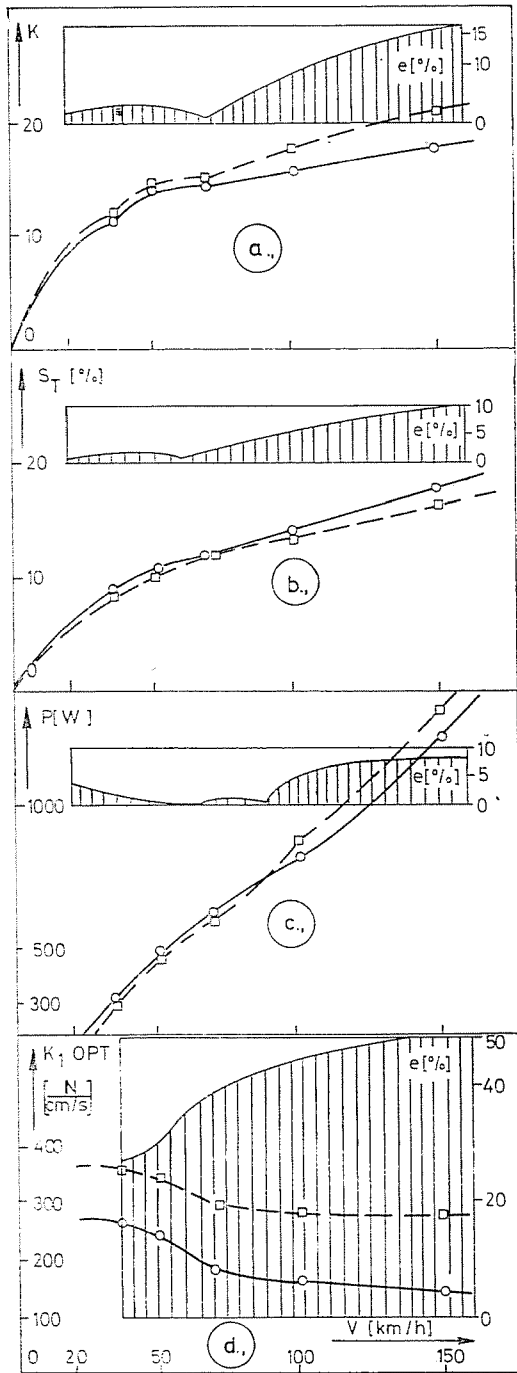
Igen tanulságos összehasonlítani a 8d. ábrán látható lineáris optimális csillapítási tényezők alakulását. Jól látható, hogy a jármű sebességének növelésével csökken az optimális csillapítási tényező, másrészt pedig az, hogy jelentős mértékben eltérnek egymástól a kényelemre, illetve a stabilitásra optimált csillapítási tényezők. (Az átlagos eltérés 45[%].)

Hasonló megállapításokat tehetünk — az itt nem közölt — jó köves útra történt kétféle optimáláshoz tartozó eredmények összehasonlításakor is.

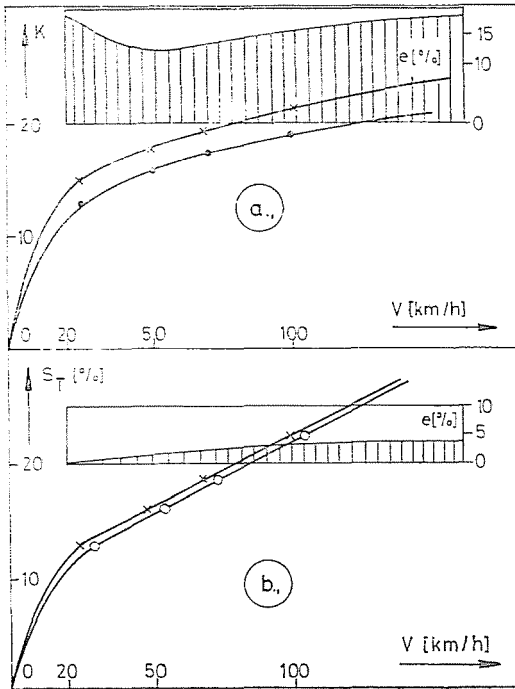
Az, hogy a csillapítási tényezők jelentős eltérését a lengésjellemző paraméterek nem érzékelték, egy másik, az optimálásba be nem vont paraméternek köszönhető. Ez a  $Z_{2\ st}$  paraméter az abroncs radiális irányú statikus deformációjának mértéke. A nagyobb  $Z_{2\ st}$  értékek esetén a kényelmi mutató és a stabilitási jellemző  $K_1$ -től függő görbéi az optimum helyek elég nagy környezetében erősen lapultak, nem érzékenyek az optimum pont eltolására. Ezen kívül a nagyobb  $Z_{2\ st}$  esetében minden optimált lengésjellemző jelentősen kedvezőbb értéket vesz fel, mint a kisebb  $Z_{2\ st}$  értékek esetében. (Modellünk esetében  $Z_{2\ st} = 3.67$  [cm] teljes terhelés mellett, üres állapotban  $Z_{2\ st} = 2.3$  [cm].)

Vizsgálataink során azt tapasztaltuk, hogy ha csupán stabilitásra optimalunk akár üres akár teljes terhelés mellett, majd a terhelt járművet az üresen stabilitásra optimális csillapítóval illetve az üres járművet a terhelt állapotban optimális csillapítóval futtatjuk, a stabilitási mutatók eltérése csupán 1[%] körüli értéket mutat!

Ugyanezen vizsgálatot elvégezve a csupán kényelemre optimált csillapí-



3. ábra



9. ábra

tókkal, a  $K$ -kényelmi mutatók eltérése jelentősebb  $\sim 15$ [%] körüli értéket mutat.

Tekintsük ezután a 9. ábrát. A 9. ábrán üres járművek lengéscsillapítókat hasonlítjuk össze. A +++-el jelölt görbe terhelt állapotban lengéscsillapítóval felszerelt üres járműre vonatkozik, 9a. ábrán ...-al jelölve a lengéscsillapítóval felszerelt üres járműre vonatkozik az előbbi. A 9b. ábrán az üres állapotban stabilitásra legjobban (○○○○-el jelölve) járműhöz viszonyítjuk az elsőnek említett járművet. A 9a. ábrán  $\sim 15$ [%], a 9b. ábrán  $1 \sim 2$ [%]-os eltéréseket tapasztalunk.

### Összefoglalás

Modellünk esetében a legkedvezőbb csillapító a teljes terhelés mellett maximális kényelemre optimált csillapító (5d. ábra KONFORT-T-jelű csillapító). Ekkor teljes terhelés mellett — a kedvező  $Z_{2st}$  érték miatt — a stabilitás szinte azonos a teljes terhelés mellett stabilitásra optimált esethez tartozó értékekkel (8b. ábra).

Rozsabb útminőség esetén a kényelem (6c. ábra) elhanyagolható mértékben, a stabilitás 6d. ábra 15 [%]-kal romlik. Ha a jármű terhelése csökken, akkor az így választott csillapítás a kevésbé terhelt jármű stabilitásra optimális csillapítási értékéhez áll közel 5d. ábra. Tehát a stabilitási mutató terheléstől függetlenül szinte állandó értéken tartható 9b. ábra. A lengéscsillapító a terhelés csökkenésével viszont kis mértékben (maximum 15 [%]-kal) romlik (9a. ábra).

### Irodalom

1. Ilosvai, L.: Gépjárművek lengéskényelme és kerék-talaj kapcsolata, MTA Doktori értekezés, 1978.
2. Péter, T.: Equivalence classes and optimization of vehicle swinging systems, *Periodica Polytechnica* 1982. Vol. 10. No. 2.
3. Rotenberg, R. V.: (Ротенберг, Р. В.) Подвеска автомобиля, *Masinosztroenie*, Moskva 1972.
4. Pevzner, J. M.—Tyihonov, A. A.: *Avtomobilnaja promüslennoszty*, 1, 15 (1964)
5. Booton, R. C.: Nonlinear control systems with random inputs, *Trans. IRE, POTC* 1954. p. 9—18.
6. Kazakov, I. E.: Priblizsennüj metod sztatizticseskava izsledovainja nyelinejnüh szisztem. *Trudü. VVIA. im. N. E. Zsukovszkava*, vüp. 294, 1954.
7. Péter, T.: Examination of the linearizability of car vibration models described by nonlinear stochastic differential equation systems. *Doct. Techn. Thesis*, Budapest, 1977.

Dr. Ilosvai Lajos egy. tanár, a műszaki tudományok doktora

Dr. Péter Tamás egy. adjunktus