

AKTÍV TERHELÉSEK HATÁSA JÁRMŰ VÁZSZERKEZETEK DINAMIKUS IGÉNYBEVÉTELÉRE

HORVÁTH S., SZŐKE D.

Budapesti Műszaki Egyetem, Közlekedésmérnöki Kar
Mechanika Tanszék

Bevezetés

Járműszerkezetek dinamikai méretezését a végeelem módszerek felhasználásával közismert módon lehet végrehajtani. Ebben a számításban a szerkezetet elég részletesen szokták modellezni. A járműveken szállított teher a számításokban általában csak passzív tömegű teherként jelenik meg. Haszonjárműveknél (autóbusz, teherautó), ahol az üres és hasznos tömegarány nem elhanyagolható, a szállított teher nemcsak tömegével, hanem csillapításával, rugómerevségével is részt vesz a lengésekben (aktív tömeg). A hasznos tömegnek aktív tömegként történő figyelembevétele a rendszer szabadságfokszámának általában jelentős növelését eredményezi.

Célszerű ezért olyan módszerek keresése, ami az egyenleteket az eredeti méretű járműmodellekre vezeti vissza. Pl. mi most autóbusz és ember rendszert vizsgálunk, de hasonló vizsgálat végezhető teherautó és szállított anyag esetében.

A transzformálás eredményeként azonos méretű rendszerek analíziséből tudunk választ adni, hogy az utas valóságot jobban megközelítő modellje a jármű vázszerkezet igénybevételeit (lengésgyorsulás, tömegerők, hajlító igénybevételek) hogyan módosítja a csak tömegpontként modellezett utas hatásához képest.

A jármű lengéstani modellje

Gépjármű lengőrendszer modellek mozgási viszonyainak leírására az alábbi differenciál egyenletrendszert írhatjuk fel:

$$\mathbf{M}(t) \ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}(\dot{\mathbf{x}}, t) \dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{S}(\mathbf{x}, t) \mathbf{x}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (1)$$

ahol $\mathbf{M}(t)$ — a rendszer időfüggő tömegmátrixa;

$\mathbf{K}(\dot{\mathbf{x}}, t)$ — a csillapítási mátrix, amely a relatív sebességtől és az időtől függ;

$\mathbf{S}(\mathbf{x}, t)$ — az időtől és a deformációtól függő merevségi mátrix;

$\mathbf{f}(t)$ — a külső (gerjesztő) erők vektora;

$\mathbf{x}(t)$ — általános koordináták vektora.

Az (1) egyenlet együtthatói a valóságban az idő függvényei, de a következő feltevéseket tehetjük:

A rendszer tömegmátrixa közelítőleg a jármű időtől független M_v tömegmátrixából és az időben szakaszosan változó $M_p(t)$ terhelés tömegmátrixából áll, így

$$M(t) = M_v \oplus M_p(t)$$

ahol \oplus a logikai összeadást jelöli, és

$M_p(t) = M_{po}P(t)$ alakban is írható, ahol

M_{po} — a névleges hasznos tömegmátrix;

$P(t)$ — az időben szakaszosan változó terheléskihhasználás függvény.

Ha jó úton mérsékelt sebességgel halad a jármű, akkor — kis kitéréseket feltételezve a mindenkori munkapont körül — a nemlineáris karakterisztikák a munkapontbeli érintőkkel helyettesíthetők (munkaponti linearizálás). Így $K(\dot{x}, t) \rightarrow K(t)$ és $S(x, t) \rightarrow S(t)$ az időben szakaszosan változó csillapítási és merevségi munkapontbeli lineáris karakterisztikák mátrixa.

A továbbiakban olyan járművet — autóbust — vizsgálunk, ahol az utasok tömege nem változik a vizsgálati idő alatt ($P(t) = \text{konstans}$). Eltekintve a járműparaméterek időbeli lassú megváltozásától (korrózió, kopás, lazulás stb.), az (1) egyenletrendszer állandó paraméterű differenciál egyenletrendszerbe megy át. ($K(t) \rightarrow K$; $S(t) \rightarrow S$)

A valóságban az utas mint csillapításokkal, rugókkal rendelkező lengőrendszer (aktív modell) csatlakozik a jármű valamely tömegpontjához, és módosítja annak lengését. Az utóbbi esetben az (1) egyenlet két részrendszer analizére bontható fel:

- a jármű,
- és a csatolt aktív utasok rendszere.

A fenti szétválasztást figyelembevéve írható, hogy

$$\begin{bmatrix} M_p & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & M_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_p \\ \ddot{x}_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{pp} & K_{pv} \\ K_{vp} & K_{vv} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_p \\ \dot{x}_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} S_{pp} & S_{pv} \\ S_{vp} & S_{vv} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_p \\ x_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ f(t) \end{bmatrix} \quad (2)$$

- ahol M_v — a terheletlen gépjármű tömegmátrixa;
- M_p — az utasok tömegmátrixa;
- K_{vv} — a jármű adott terheléshez tartozó csillapítási mátrixa;
- K_{pp} — az utasok csillapítási mátrixa;
- K_{pv}, K_{vp} — a két rendszer (a gépjármű és az utasok) kapcsolatának csillapítási mátrixa;
- S_{vv} — a jármű adott terheléshez tartozó merevségi mátrixa;
- S_{pp} — az utasok merevségi mátrixa;

- S_{pv}, S_{vp} — a két rendszer kapcsolatának merevségi mátrixa;
- x_v — a gépjármű általános, az egyes tömegpontokhoz kötött függőleges elmozdulás koordinátáinak vektora;
- x_p — az utasok általános, az egyes tömegpontokhoz kötött függőleges elmozdulás koordinátáinak vektora;
- $f(t)$ — a külső (gerjesztő) erők vektora.

A (2) egyenletrendszerben az utasok tömeg, csillapítási és merevségi mátrixát pl. Schmid [2] munkája alapján építhetjük fel.

Az aktív utasokkal terhelt autóbusz átviteli mátrixának meghatározása

Aktív utasmodell esetén a rendszer szabadságfokszáma nő, de a szakirodalomban Bosznay és munkatársai [1] által javasolt transzformáció segítségével a rendszer redukálható a passzív tömegű rendszer, azaz a jármű szabadságfokszámra. Az 1. pontban leírt feltételek miatt a (2) egyenlet állandó együttműködő, és az $f(t)$ útgerjesztés FOURIER sorával helyettesíthető, így (2)-t LAPLACE transzformálva, majd a $s = i\omega$ ($i = \sqrt{-1}$) helyettesítést elvégezve a következőt kapjuk: ($x_v, \dot{x}_v, x_p, \dot{x}_p(-0) = 0$)

$$\left\{ -\omega^2 \begin{bmatrix} M_p & 0 \\ 0 & M_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} S_{pp} & S_{pv} \\ S_{vp} & S_{vv} \end{bmatrix} + i\omega \begin{bmatrix} K_{pp} & K_{pv} \\ K_{vp} & K_{vv} \end{bmatrix} \right\} \begin{bmatrix} X_p \\ X_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F \end{bmatrix} \quad (3)$$

vagy röviden

$$H \begin{bmatrix} X_p \\ X_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F \end{bmatrix} \quad (4)$$

ahol

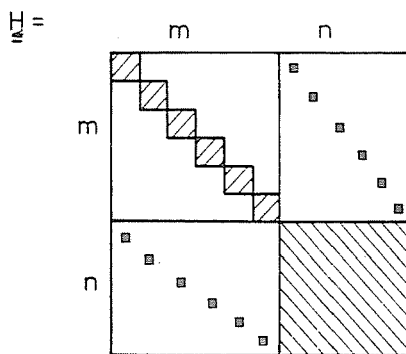
$$\left. \begin{array}{l} F \text{ — az } f(t) \\ X_p \text{ — az } x_p(t) \\ X_v \text{ — az } x_v(t) \end{array} \right\} \text{LAPLACE transzformáltja}$$

A H ω függő komplex átviteli mátrix inverzének ismeretében tetszőleges ω frekvenciájú stacionárius gerjesztésre a rendszer válasza meghatározható

$$\begin{bmatrix} X_p \\ X_v \end{bmatrix} = H^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ F \end{bmatrix} \quad (5)$$

A (3) és (4) alapján H az alábbi particionált alakban írható röviden:

$$H = \begin{bmatrix} H_{pp} & H_{pv} \\ H_{vp} & H_{vv} \end{bmatrix} \quad (6)$$



1. ábra

ahol

\mathbf{H}_{pp} — hyperdiagonális mátrix, amelynek hyperdiagonál elemei az ember mechanikus modelljének szabadságfokszámától függő méretű mátrixok;

\mathbf{H}_{pv} , \mathbf{H}_{vp} — „ritka” mátrixok; (sok zérus eleme van)

Vezessük be a

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \mathbf{E} & \mathbf{0} \\ -\mathbf{H}_{vp} \mathbf{H}_{pp}^{-1} & \mathbf{E} \end{bmatrix} \quad (7)$$

transzformáló mátrixot Bosznay és társai [1] alapján. A transzformáció eredményeképpen már csak a jármű szabadságfokszámával (n) azonos rendű ω függő komplex egyenletrendszer

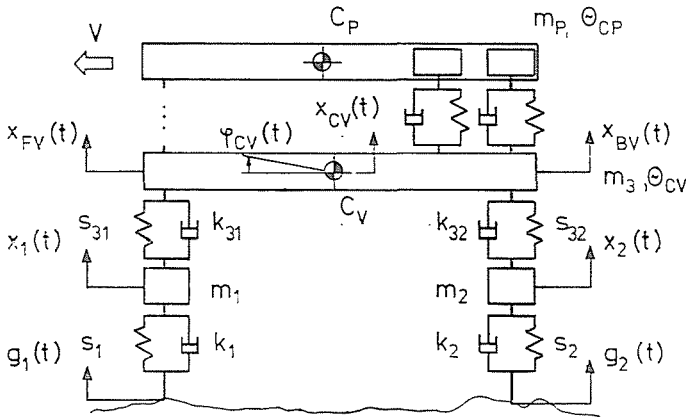
$$(\mathbf{H}_{vv} - \mathbf{H}_{vp} \mathbf{H}_{pp}^{-1} \mathbf{H}_{pv}) \mathbf{X}_v = \mathbf{F} \quad (11)$$

ismételt megoldásával tudjuk az aktív utasokkal terhelt jármű vázszerkezet átviteli függvényeit meghatározni. Bizonyítható — de a fizikai szemlélet alapján is egyszerűen belátható —, hogy a \mathbf{H}_{vv} -t módosító komplex értékek a vázszerkezet tömegpontjaira az utasmodell ω frekvenciájú gerjesztésekor ható komplex talpponti erők. (A vázszerkezet szempontjából az utas mint külső gerjesztő erő jelentkezik az útgerjesztés mellett.)

Utasokkal terhelt négyszabadságfokú gépjármű modell vizsgálata

A 2. ábrán vázolt síkmodellben a vázszerkezetet merev testként modelleztük, amelyben egyenletes eloszlásban

- a) átlagos mechanikai impedanciával rendelkező aktív utasok;
- b) majd passzív tömegként modellezett utasok



2. ábra

helyezkedtek el. A feltételezések annyiban jogosak, hogy 100%-ig terhelte járművet vizsgáltunk, és a szállított kb. 100—120 utasra a központi határeloszlás tételei már megbízhatóan alkalmazhatók, azaz az utas egyedek az átlagos mennyiségi (tömeg) és minőségi (mechanikai impedancia) utassal helyettesíthetők.

Vizsgálatainkat egy városi autóbusz modelljén végeztük el, ami $v = 60$ km/h állandó sebességgel haladt az aszfalt úton. Megállapítható, hogy a felépítmény teljes hosszában az aszfaltútra számított lengésgyorsulás szórások, azaz a tömegezőből származó igénybevételek növekedtek.

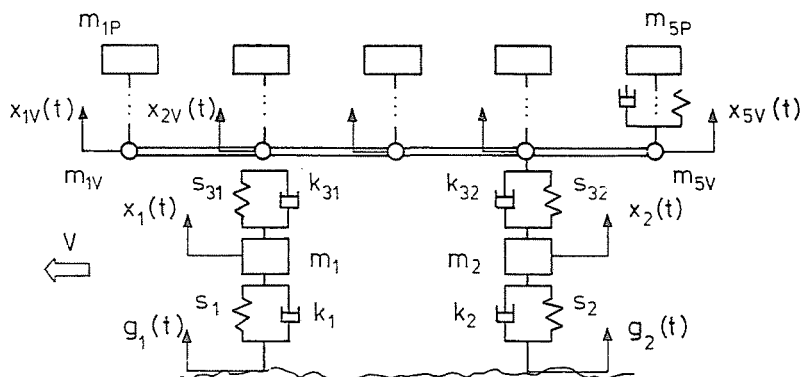
1. táblázat

D_z^2 [cm/s ²]	x_{Fv}	x_{Cv}	x_{Bv}
1. Aktív	128,3	79,6	220,2
2. Passzív	120,2	68,5	191,4
3. $\Delta r_2 - 1$ [%]	6,7	16,2	15,0

Az utasokkal terhelt rugalmas vázszerkezetként modellezett autóbusz vizsgálata

Az önfordó karosszériát a 3. ábrán látható 5 tömegpontból álló rugalmas gerendaként modelleztük ($IE = \text{konstans}$), amely tömegpontjaihoz csatlakoztattuk az aktív és passzív utasmodelleket.

Az m_{jv} és m_{jp} tömegértékeket úgy határoztuk meg, hogy a négy szabadságfokú modell jármű (c_v) és utas (c_p) súlypontjaival egyezzék meg a diszkrét tömegpontokból álló rendszerek súlypontjai és a súlypontokra számított tehe-



3. ábra

tetlenségi nyomatók. Ezen feltételek teljesítése esetén is kb. 15—25 utas csatlakozik egy-egy jármű tömegpontra, így az átlagos tulajdonságú (tömeg és mechanikai impedancia) utas modellezés rugalmas kocsiszekerénynél is elfogadható.

A lengésgyorsulás szórása mint minőségi jellemző, az aktív utasmodell esetén jelentősen csökken a passzív tömegként modellezett utas okozta jármű minőségi jellemzőkhöz képest.

2. táblázat

D_z [cm/s ²]	x_{1v}	x_{2v}	x_{3v}	x_{4v}	x_{5v}
1. Aktív	183,4	93,0	116,3	120,4	187,1
2. Passzív	260,1	101,6	159,8	183,9	258,1
3. Δr —1 [%]	—29,5	—8,5	—27,2	—34,5	—27,5

Következtetések

Az utasterhelés valóságát jobban megközelítő modellezése (aktív modell) a jármű igénybevételeit (tömegek, hajlítónyomatékok) a passzív modellezéssel szemben jelentősen módosítja. A jármű négy szabadságfokú, merev felépítésményű modellje a különböző utasmodellek (aktív—passzív) hatására minőségileg más — hamis — eredményt ad, mert a modell az aktív utasok nagyfrekvencián ($\nu > 6$ Hz) történő csillapító hatására nem érzékeny. A valóságot jobban megközelítő járműmodellnél — rugalmas vázszerkezetű modellnél — az aktív utasok a jármű lengéseit, és így a dinamikus igénybevételeket jelentősen csökkentik (10—30%) a csak tömegpontként modellezett utas-jármű lengőrendszer hasonló értékeihez képest.

Ez pedig azt is jelenti, hogy a gyakorlati járműigénybevétel méréseknél (lengésgyorsulás, feszültségek) a passzív terhelés eredményei jelentősen eltérhetnek — igaz, a biztonság javára — a tényleges aktív utasterhelésnél mérhető értékektől.

Irodalom

1. Bosznay, Á.—Fereni, M.—Michelberger, P.: Az utas mint csillapítóval rendelkező rugózott tömeg befolyása a karosszéria mozgásegyenletére. *Járművek, Mezőgazdasági Gépek*; 24 327 (1977)
2. Schmid, W.: Zur mechanischen Impedanz des Menschen: *Automobil Industrie*, 21 17 (1976)

Dr. Horváth Sándor
Szőke Dezső