



DR. SZABÓ ANDRÁS

Okleveles gépészmérnök
 Címzetes egyetemi tanár
 BME Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar
 Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék

Vasúti járművek kerékterhelésének kiegyenlítése

DR ANDRÁS SZABÓ
 Mechanical engineer
 Associate professor
 Budapest University of Technology and Economics
 Faculty of Transportation Engineering and Vehicle Engineering

Wheel load balancing of railway vehicles

Summary

It is necessary that the vertical force between the individual wheels and the track is as balanced as possible, during the operation of railway vehicles, i.e., if it is possible, to have the same vertical support force under each wheel. A calculation procedure is presented in the present study, that allows to determine the change in spring preload required to compensate for wheel loads.

Összefoglalás

A vasúti járművek üzemeltetése során szükséges, hogy az egyes kerekek és a pálya kapcsolatában fellépő függőleges erő a lehető legnagyobb mértékben kiegyensúlyozott legyen, azaz lehetőség szerint minden kerék alatt azonos függőleges alátámasztási erő lépjen fel.

Jelen tanulmányban egy számítási eljárás bemutatására kerül sor, mely lehetővé teszi a kerékterhelések kiegyenlítéséhez szükséges rugó-előfeszítés változtatás meghatározását.

Bevezetés

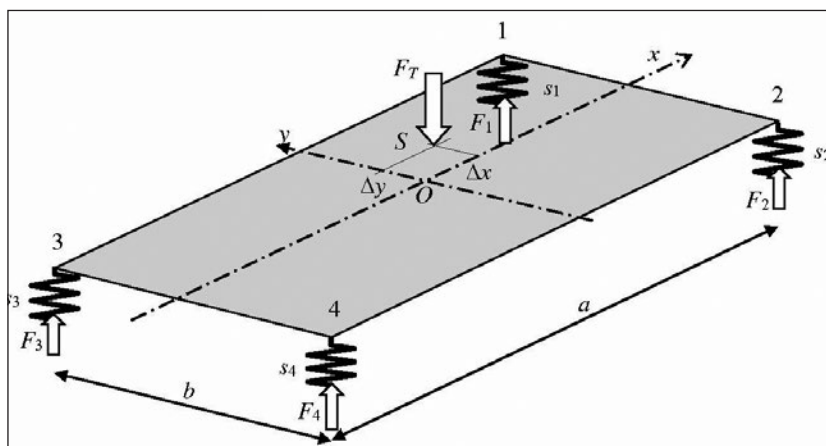
A vasúti járművek üzemeltetése során szükséges, hogy az egyes kerekek és a pálya kapcsolatában fellépő függőleges erő a lehető legnagyobb mértékben kiegyensúlyozott legyen, azaz lehetőség szerint minden kerék alatt azonos függőleges alátámasztási erő lépjen fel. Természetesen ennek vannak korlátai, elsősorban is az, hogy a jármű terhelése középpontos legyen. Ha ez fennáll, akkor a kerekek alatti alátámasztási erők – amiket *kerékterhelésnek* nevezhetünk – eltérése a jármű futóművének tulajdonságaira vezethető vissza, és a futómű megfelelő beállításával korrigálható, és elérhető a kerékterhelések azonossága.

A forgóvázak gyártása és karbantartása során tehát méréssel meghatározásra kerül adott terhelés mellett az egyes kerekek alatt fellépő függőleges kerékterhelés, és az eltérések kiegyenlítése érdekében a futómű paraméterein változtatás történhet. A kerékterhelés változtatása legegyszerűbben az egyes kerekeknél lévő primer rugók előfeszítésének változtatásával érhető el, amennyiben erre a futómű kialakítása lehetőséget ad.

A változtatás lehetősége érdekében egyes futóműveknél eleve rendelkezésre áll egy erre a célra szolgáló állítócsavar. Ilyen állítócsavar hiányában a rugók előfeszítése az egyes rugóegységek alá vagy fölé elhelyezett, megfelelő méretű alátét elhelyezésével változtatható.

Jelen tanulmányban egy számítási eljárás bemutatására kerül sor, mely lehetővé teszi a kerékterhelések kiegyenlítéséhez szükséges rugó-előfeszítés változtatás meghatározását. A mért kerékterhelések értékéből kiindulva a számítási eljárás eredménye az egyes rugóegységek alá helyezendő alátét vastagságának meghatározása. Amennyiben a beállítás állítócsavarral történik, akkor a meghatározott alátét-vastagságnak megfelelő mértékű változtatás szükséges az állítócsavar helyzetén. A számítási eljárás egy kéttengelyes futómű-csoportra (kéttengelyes forgóváz illetve kéttengelyes jármű) került kidolgozásra.

A számítási modellben az 1. ábra szerint a kéttengelyes forgóváz illetve jármű (a továbbiakban forgóváz) egy merev, négy sarokpontján rugókkal alátámasztott sík. A hosszanti koordinátatengely az x tengely, a keresztirány pedig az y tengely. Az forgóváz F_T össz-terhelése (melybe



1. ábra. A modell

beleértendő a forgóváz saját súlya is) általános esetben a forgóváz geometriai középpontjától hosszirányban Δx , keresztirányban pedig Δy távolságra lehet (terhelés-külpontosság).

Úgy tekintjük a számításhoz, hogy az $i = 1...4$ alátámasztási pontokban mérés eredményeképpen ismert a négy F_i alátámasztási erő.

A rugómerevségek

A rugók esetében a rugó deformációja és a rugóerő közötti kapcsolat a *rugómerevséggel* jellemezhető. Lineáris rugókarakterisztikát feltételezve Δz rugó-deformációval együtt járó ΔF rugóerő változás esetén a rugó s merevsége az

$$(1) \quad s = \Delta F / \Delta z$$

összefüggéssel definiált. A számításhoz szükséges ismerni az egyes alátámasztási pontokon az aktuális rugómerevségek értékét, vagy legalábbis egymáshoz való arányukat. Amennyiben a mérési elrendezés lehetővé teszi a vizsgálat során két eltérő nagyságú terhelés mellett az erők mérését, és egyidejűleg mód van a terhelés-változással együtt járó rugódeformáció-változások mérésére is, akkor a két mérés eredményei alapján lehetőség van az egyes alátámasztásokon érvényes, helyi rugómerevségek meghatározására is.

Ebben az esetben Δz_{oi} és F_{oi} , $i = 1...4$ legyen az egyik terhelés esetén mért, összetartozó rugóhossz- és erő értékeket, és hasonlóképpen Δz_i és F_i , $i = 1...4$ pedig legyen a második terhelési esetben az összetartozó rugóhosszak és rugóerők együttese. (Utóbbi terhelés praktikusán legyen egyben a kiegyensúlyozáshoz tartozó terhelés is.) Ezek után az egyes, $i = 1...4$ alátámasztási helyeken a lokális rugómerevségek az

$$(2) \quad s_i = -(F_i - F_{oi}) / (\Delta z_i - \Delta z_{oi})$$

összefüggés szerint adódnak, figyelembe véve, hogy nyomásra terhelt rugókról van szó, tehát a terhelés növekedése a rugóhossz csökkenésével jár.

Terhelés-eltolódás, külpontosság

Az adott F_T külső terhelés hatására fellépő F_i alátámasztási erők ismeretében meghatározható, hogy forgóváz geometriai középpontjához képest a külső terhelés milyen mértékben tolódott el. Nyilvánvaló egyrésztől, hogy a forgóváz statikai egyensúlya miatt a külső terhelés az alátámasztási erők összegével kell megegyezzen, vagyis:

$$(3) \quad \sum_{i=1}^4 F_i = F_T = 4 F,$$

ahol bevezetésre kerül F jelölés az átlagterhelésre. Másrésztől a nyomaték-egyensúlyi egyenletet a 3-4 alátámasztás tengelyére (a forgóváz *hátsó* tengelyére) felírva

$$(4) \quad (F_1 + F_2) a = F_T (\Delta x + a/2),$$

ahol a az 1-2 alátámasztási tengely és a 3-4 alátámasztási tengely 1. ábra szerinti távolsága. Az összefüggés átrendezve:

$$(5) \quad \Delta x/a = \delta_x = \frac{F_1 + F_2}{F_T} - \frac{1}{2},$$

ahol $\delta_x = \Delta x/a$ a terhelési pont relatív eltolódása hosszirányban. Hasonlóképpen keresztirányban nyomatéki egyensúlyt felírva a 2-4 alátámasztási pontok tengelyére

$$(6) \quad (F_1 + F_3) b = F_T (\Delta y + b/2),$$

amiből (5) összefüggéshez hasonlóan

$$(7) \quad \Delta y/b = \delta_y = \frac{F_1 + F_3}{F_T} - \frac{1}{2},$$

ahol $\delta_y = \Delta y/b$ a terhelési pont relatív eltolódása keresztirányban. Így az (5) és (7) képletekkel adott F_T külső terhelésre a külpontosság mértéke ismertté vált.

Kapcsolat az alátámasztási erők között

Az (5) és (7) összefüggések rögzített külső terhelés mellett valamennyi lehetséges F_i , $i = 1...4$ alátámasztási erőrendszerre érvényesek, így az előző pont kérdés-felvetését megfordítva az F_i erők közötti kapcsolat meghatározására is alkalmasak. Induljunk ki tehát most abból, hogy adott F_T külső terhelés esetén az (5) és (7) összefüggések által meghatározott δ_x és δ_y relatív terhelés eltolódás adott. Ez azt jelenti, hogy az (5) összefüggés átalakításával

$$(8) \quad F_2 = F_T (\delta_x + \frac{1}{2}) - F_1,$$

a (7) összefüggés átalakításával pedig

$$(9) \quad F_3 = F_T (\delta_y + \frac{1}{2}) - F_1.$$

Érvényes továbbá, hogy az erők összege ki kell adja az F_T külső erőt, tehát

$$(10) \quad F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = F_T, \text{ amiből}$$

$$(11) \quad F_4 = F_T - F_1 - F_2 - F_3 = F_T - F_1 - (F_T (\delta_x + \frac{1}{2}) - F_1) - (F_T (\delta_y + \frac{1}{2}) - F_1) = F_1 - F_T (\delta_x + \delta_y).$$

Az optimális kerékterhelések meghatározása

A célkitűzés, hogy valamennyi kerék alatt ugyanakkora kerékterhelés lépjen fel. Természetesen ez csak akkor lehetséges, ha a külső terhelés pontosan a geometriai közép-pontban érvényesül. Amennyiben ez nem áll fenn, akkor el kell fogadni kisebb-nagyobb eltéréseket a kerékterhelések értékében. Célként azonban megfogalmazható, hogy az ideális, egyforma kerékterheléshez képest az eltérés a lehető legkisebb legyen. Mivel az ideális érték a (3) képletben is szereplő $F = F_i/4$ átlagterhelés lenne, a legkisebb négyzetek módszerére támaszkodva az optimális F_i kerékterhelésekre a

$$(12) \quad \sum_{i=1}^4 (F_i - F)^2 = \min.$$

célfüggvény fogalmazható meg. A (8), (9) és (11) összefüggések F_1 erő függvényeként adják meg az F_2 , F_3 és F_4 erőket, így a (12) célfüggvényben F_1 erő a változó, és

$$(13) \quad \Phi(F_1) = \sum_{i=1}^4 (F_i - F)^2 = \min.$$

írható. A szélső érték a $\Phi(F_1)$ függvény F_1 szerinti deriváltjának zérus értékét követeli meg, tehát (8), (9) és (11) összefüggéseket figyelembe véve, deriválás után a

$$(14) \quad \begin{aligned} d\Phi(F_1)/dF_1 &= \\ &= [2(F_1 - F) + 2(F - F_T(\delta_x + 1/2) + F_1) + \\ &+ 2(F - F_T(\delta_y + 1/2) + F_1) + 2(F_1 - F_T(\delta_x + \delta_y) - F)] = 0 \end{aligned}$$

kell érvényesülnön, melyből rendezés után

$$(15) \quad F_{1opt} = F(1 + 2\delta_x + 2\delta_y)$$

az optimális F_1 erő. A (8), (9) és (11) összefüggéseket rendre érvényesítve az F_2 , F_3 és F_4 erők optimális értékei:

$$(16) \quad \begin{aligned} F_{2opt} &= F_T(\delta_x + 1/2) - F_1 = 4F(\delta_x + 1/2) - \\ &- F(1 + 2\delta_x + 2\delta_y) = F(1 + 2\delta_x - 2\delta_y), \end{aligned}$$

$$(17) \quad \begin{aligned} F_{3opt} &= F_T(\delta_y + 1/2) - F_1 = 4F(\delta_y + 1/2) - \\ &- F(1 + 2\delta_x + 2\delta_y) = F(1 - 2\delta_x + 2\delta_y), \end{aligned}$$

$$(18) \quad \begin{aligned} F_{4opt} &= F_1 - F_T(\delta_x + \delta_y) = F(1 + 2\delta_x + 2\delta_y) - \\ &- 4F(\delta_x + \delta_y) = F(1 - 2\delta_x - 2\delta_y). \end{aligned}$$

Ellenőrzésképpen kiszámíthatók a $\Delta F_i = F_{iopt} - F_i$ erő-változások az egyes alátámasztási pontokban. Helyes eredmény esetén a ΔF_i , $i=1..4$ erőrendszer egyensúlyi erőrendszer kell legyen, tehát a ΔF_i erők csak előjelekben térhetnek el egymástól. Valóban,

$$(19) \quad \Delta F_1 = F_{1opt} - F_1 = F(1 + 2\delta_x + 2\delta_y) - F_1 = \Delta F,$$

$$(20) \quad \begin{aligned} \Delta F_2 &= F_{2opt} - F_2 = F(1 + 2\delta_x - 2\delta_y) - (4F(\delta_x + \\ &+ 1/2) - F_1) = F_1 - F(1 + 2\delta_x + 2\delta_y) = -\Delta F, \end{aligned}$$

$$(21) \quad \begin{aligned} \Delta F_3 &= F_{3opt} - F_3 = F(1 - 2\delta_x + 2\delta_y) - \\ &- (4F(\delta_y + 1/2) - F_1) = F_1 - F(1 + 2\delta_x + 2\delta_y) = -\Delta F, \end{aligned}$$

$$(22) \quad \begin{aligned} \Delta F_4 &= F_{4opt} - F_4 = F(1 - 2\delta_x - 2\delta_y) - \\ &- (F_1 - 4F(\delta_x + \delta_y)) = F(1 + 2\delta_x + 2\delta_y) - F_1 = \Delta F. \end{aligned}$$

Kifejtve pedig, figyelembe véve (5) és (7) összefüggéseket

$$(23) \quad \begin{aligned} \Delta F &= F(1 + 2\delta_x + 2\delta_y) - F_1 = \\ &= F(1 + 2(\frac{F_1 + F_2}{4F} - \frac{1}{2}) + 2(\frac{F_1 + F_3}{4F} - \frac{1}{2})) - F_1 = \\ &= \frac{F_1 + F_2}{2} + \frac{F_1 + F_3}{2} - F_1 = \frac{F_2 + F_3}{2} - F. \end{aligned}$$

Az alátétezés mértéke

A (19)-(23) összefüggésekkel ismert a szükséges erőváltoztatás az egyes alátámasztási pontokon. Ezek ismeretében, valamint a szintén már ismertnek vehető, pl. a (2) összefüggéssel meghatározott rugómerevségek felhasználásával az egyes alátámasztásokon szükséges rugó-deformáció változtatás, azaz az alátét méretek a

$$(24) \quad h_i = \Delta F_i / s_i$$

összefüggéssel számíthatók.

A kapott h_i értékek pozitív és negatív értékek lehetnek, így szükséges korrigálni azon feltétel szerint, hogy ne legyen közöttük negatív érték. A korrekció szükséges mértéke így a $\min\{h_i\}$ legkisebb h_i értékkel egyezik meg, és a korrigált „alátét magasságok”

$$(25) \quad h_{ikorr} = \Delta F_i / s_i - \min\{h_i\} \geq 0$$

képlet szerint már mind nem negatívok, legkisebb értékük éppen zérus.

További korrekció szükségessége abból fakad, hogy a lehetséges alátét méretek bizonyos méretsorozat szerint adottak, így a (25) képlet szerinti értékek csak közelítőleg valósíthatók meg.

Ebből adódóan szükséges a számítás kiegészítése azal, hogy adott alátét-vastagságokhoz a kialakuló erő-változások meghatározására alkalmas összefüggések is rendelkezésre álljanak.

Erőváltozások adott alátét-vastagságok esetén

Tekintsük tehát adottnak ebben az esetben az egyes alátámasztási pontokon az elvileg tetszőleges h_i alátét értékeket, és keressük, hogy ezek az alátét-vastagságok milyen mértékű erőváltozásokat eredményeznek.

Fontos kiemelni, hogy mindaddig a forgóvázkör síkja nem változott, legfeljebb az előző korrekció során természetesen $-\min\{h_i\}$ értékkel megemelkedett. A tetszőleges h_i alátét-vastagságok esetén azonban a forgóváz síkja további elmozdulást szenved, ezért szükséges bevezetni a z_i változókat az egyes alátámasztási pontokon a forgóváz függőleges elmozdulására. Ennek megfelelően persze az alátámasztási helyeken a rugóerő-változás számítása a

$$(26) \quad \Delta F_i = s_i (h_i - z_i)$$

képlet szerint történhet.

Az egyes alátámasztásokon kialakuló ΔF_i erőváltozások most is egyensúlyi erőrendszert kell alkotniuk, így a (19)-(22) összefüggésekhez hasonlóan csak előjelekben különbözhetnek egymástól. Egy ΔF van tehát, és a

$$(27) \quad \Delta F = \Delta F_1 = \Delta F_4 = -\Delta F_2 = -\Delta F_3$$

azonosságok érvényesek. A (26) összefüggésekből kifejezve a z_i forgóváz elmozdulásokat a

$$(28) \quad z_i = h_i - \Delta F_i / s_i$$

eredményre jutunk. Mivel a forgóváz 4 sarokpontja továbbra is egy síkot kell alkotson, ezért a

$$(29) \quad z_1 + z_4 = z_2 + z_3$$

átlós összegeknek azonosnak kell lenniük. A (28) forgóváz elmozdulásokat a (29) összefüggésbe helyettesítve, a (27) relációkat figyelembe véve

$$(30) \quad \begin{aligned} h_1 - \Delta F / s_1 + h_4 - \Delta F / s_4 &= \\ &= h_2 - (-\Delta F) / s_2 + h_3 - (-\Delta F) / s_3 \end{aligned}$$

egyenlet adódik, melyet átalakítva a ΔF erőváltozásra a

$$(31) \quad \Delta F = \Delta F_1 = \Delta F_4 = -\Delta F_2 = -\Delta F_3$$

összefüggést nyerjük, mint végeredményt. A kapott ΔF_i erőváltozások, valamint az eredeti, mért F_i alátámasztási erők

$$(32) \quad F_{i \text{ kiegy}} = F_i + \Delta F_i$$

összege adja az $F_{i \text{ kiegy}}$ kiegyenlített kerékterheléseket. Az átlagos F kerékterheléstől való eltérést viszonyítva az átlagos kerékterheléshez az



2. ábra: Alátétek a primer rugó alatt az SF 400 forgóvázban.

$$(33) \quad (F_{i \text{ kiegy}} - F) / F = F_{i \text{ kiegy}} / F - 1$$

hányados pedig a kiegyensúlyozatlanság mértékét jelzi.

Összefoglalás

Az előzőekben összefoglaltuk a kéttengelyes futómű-egységek kerékterhelés kiegyensúlyozásával kapcsolatos összefüggéseket. Konkrét esetben ennek megfelelően az alábbi számítások elvégzése szükséges:

1. Mérlegeléssel meghatározandó az egyes alátámasztási pontokon a kerékterhelések F_i értéke.
2. Amennyiben van mód a rugó-hosszakkal kapcsolatos geometriai méret mérésére is, akkor a teljes terhelésen kívül egy eltérő terhelési szinten kialakuló kerékterhelések, valamint a rugó-hossz változások ismeretében a (2) összefüggés szerint az egyes alátámasztási helyeken a rugómerevség aktuális értéke mérésel meghatározható. Ennek hiányában ismerni kell más forrásból a rugómerevség legalább közelítő értékét.
3. A kiegyenlítési terhelési szinten ismerve az F_i kerékterheléseket, az (5) és (7) összefüggésekkel a terhelés-külpontosság δ_x és δ_y mértéke meghatározható.
4. Az adott δ_x és δ_y terhelés-külpontosság és az F átlagos kerékterhelés a (15)-(18) összefüggések szerint meghatározza a legkisebb négyzetek módszere szerinti optimális $F_{i \text{ opt}}$ kerékterhelés értékeket.
5. Az optimális $F_{i \text{ opt}}$ kerékterhelések és a mért F_i kerékterhelések ΔF_i különbsége a (23) képlet szerinti ΔF erőváltozással a (27) reláció figyelembe vételével adódik.
6. A ΔF_i erőváltozásokhoz tartozó szükséges alátét-vastagságok az s_i merevségek ismeretében a (24) képlet

szerint számíthatók, és a (25) összefüggéssel korrigálhatók nem negatív értékre.

7. Az elérhető alátét-vastagságok szerint kerekített h_i értékek esetén a (31) összefüggéssel megkapható az erőváltozás végleges értéke, és a (32) képlet szerinti összegzéssel pedig számíthatók az alátétezés utáni várható kerékterhelések. A (33) összefüggéssel jellemezhető az adott terheléshez tartozó (a terhelés-különbség és a h_i kerekítése miatti) maradó kiegyensúlyozatlanság értéke.
8. Szükség esetén a (28) összefüggéssel a forgóváz alátétezés miatti függőleges elmozdulása is meghatározható.

Dr. Szabó András szakmai életútja

Szabó András 1954-ben született Budapesten. 1973-ban érettségizett a Budapesti Eötvös József gimnázium matematika fizika tagozatán, és felvételt nyert a BME Közlekedésmérnöki Karára, ahol az utolsó évben Népköztársasági Ösztöndíjasként 1979-ben jeles minősítésű gépészmérnöki oklevelet szerzett a járműgépész szak vasútgépész ágazatán. Az Egyetem után 1979-től a Ganz-MAVAG Hajtóműtervezési Osztályán tervező-mérnöként dolgozott, vasúti vontatójárművek hidrodinamikussá sebesváltói és tengelykapcsolói tervezésével, fejlesztésével foglalkozott. Hajtásrendszerek dinamikai szimulációjával foglalkozó dolgozataival két alkalommal Kiváló Ifjú Mérnök címet is nyert. 1982-ben pályázat útján került a Budapesti Műszaki Egyetemre, ahol az akkori Vasúti Járművek Tanszékén 1987-ig tanársegédként, 1988-1994-ig adjunktusként, 1994-2019-ig, nyugdíjazásáig pedig docensként dolgozott. 2021-ben címzetes egyetemi tanári kinevezést kapott.

1987-ben „summa cum laude” minősítéssel műszaki doktori címet szerzett a Budapesti Műszaki Egyetemen hidrodinamikussá vasúti erőátvitel dinamikai kérdéseivel foglalkozó munkájával, 1994-ben pedig a műszaki tudomány kandidátusa tudományos fokozatot a vasúti járművek kerék- és sínkopásával foglalkozó értekezésének megvédésével szerezte meg. A PhD címet 1996-ban kapta meg.

2000-2003. között Széchenyi professzori ösztöndíjban részesült, ennek keretében a vasúti kerekek és a sín elhasználódásának optimalizálása területén végzett kutatási tevékenységet.

1994-2009. között tanszékvezető helyettese, 2009-2012. között pedig tanszékvezetője volt a Vasúti Járművek Tanszéknek, majd fél éven keresztül tanszékvezető helyettese az átalakult Vasúti Járművek, Repülőgépek és Hajók Tanszéknek.

Oktatómunka területén alaptantárgyak oktatásában vett részt (Mérnöki Fizika, Általános Járműgéptan, Hajtástechnika, Járműdinamika) illetve a vasúti szakterületen a hajtás- és erőátviteli rendszerek, a kerék- és sínkopás, a futásjóság valamint a futásstabilitás témakörében oktatott, ill. oktat tantárgyakat előadóként, számos Diplomatervezési

Szakkoloztat konzulense. E témakörökben több tanszéki segédletet, és 2 egyetemi jegyzetet írt.

1997-2017. februárjáig több mint 19 éven keresztül látta el folyamatosan az egykori Közlekedésmérnöki, ma Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar oktatási dékánhelyettesi feladatát. Tevékenysége ezen idő alatt meghatározó volt a kari képzési struktúra kialakításában és megvalósításában. Irányította a Kar akkreditációs anyagának összeállítását 1998-ban, 2009-ben és 2013-ban. Nevéhez fűződik ezen időszak alatt a kari képzések felügyelete, valamint a sorozatos tantervi átalakítások szervezése, struktúráinak, tanterveinek kialakítása. Így 2004-ben a bolognai folyamatnak megfelelő közlekedésmérnöki BSc alapszak kimunkálása, majd a kari közlekedésmérnöki-, járműmérnöki- és logisztikai mérnöki három MSc mesterszak kialakítása 2006-ban. 2009-ben a járműmérnöki BSc alapszak létesítése, 2011-ben részvétel a logisztikai mérnöki BSc alapszak létesítésében. Nevéhez fűződik 2015-2016-ban az új típusú képzési kimeneti követelmények megfogalmazása a járműmérnöki-, a közlekedésmérnöki- és a logisztikai mérnöki szakok mind BSc mind pedig MSc szintű képzéseikhez.

Kutatási tevékenysége általánosan a járműdinamika, a hajtástechnika, a vasúti járművek területén pedig az erőátviteli rendszerek, a futásstabilitás és futásbiztonság területére terjed ki. E területeken több tucat kutatómunkában vett részt kutatóként és témavezetőként.

Kitüntetései / szakmai elismerései:

- Mikó Imre díj (megosztva) (2015.)
- „Az Egyetemi Ifjúságért” („Pro Juventute Universitatis”) (2013.)
- Magyar Érdemrend Lovagkeresztje (2013.)
- Széchenyi professzori ösztöndíj: 2000-2003.
- Nívódíj, Budapesti Műszaki Egyetem (1996.)
- Műszaki Irodalmi Díj, Gépipari Tudományos Egyesület (1995.)
- Irodalmi Díj, Közlekedéstudományi Egyesület (1994.)
- Rektori Dicséret, BME (1988.)
- Kiváló Ifjú Mérnök, Ganz-MAVAG, (1981., 1982.)

HÍREK

A szerb vonat üzemeltető Stadler motorvonatokat rendel

A Stadler Polska az Astom és a Hitachi Rail előtt megnyerte a kiírt pályázatot 18 négykocsis motorvonat szállítására 112,3 millió euró értékben. Az Európai Fejlesztési és Beruházási Bank 100 millió euró hitelt biztosít, a maradékot a szerb állam állja. A Srbija Voz 21 Stadler FLIRT 160 km/h sebességű motorvonatot üzemeltet, melyet 2013 évben az EBRD finanszírozott. 2021 áprilisában három 200 km/h sebességű Stadler Kiss emeletes villamos motorvonatot rendeltek 62,2 millió euró értékben., melyből az első járművet 2021. év végén szállították le.