

BÉRES ISTVÁN

Ny. MÁV mérnök főtanácsos

A 250 km/h sebességre alkalmas GH250-3 típusú forgóváz a hazai járműfejlesztés jelentős sikere (2. rész)

Összefoglaló

A mintegy nyolc évtizedes múltú hazai forgóváz fejlesztés mindvégig a vasúti szakemberek érdeklődésének középpontjában állt. A céltudatos munka – az állandó tőkészegénység ellenére – fokozatosan egymásra épülő, újabb és a kor mindenkori színvonalának megfelelő típusok megjelenésében valósult meg. Cikkünk 1-2. részében a fenti fejlődés fontosabb lépcsőfokait igyekszünk felvázolni. A 3. részben pedig a DB Minden Kutatási és Kísérleti Központja által elvégzett vizsgálatok eredményeit ismertetjük. A futásbiztonság, a pálya igénybevétel és a futásjóság meghatározása érdekében végzett, rendkívül magas színvonalú vizsgálatok eredményei azt bizonyítják, hogy a GH 250-3 típusú forgóváz a vonatkozó UIC döntvényekben, illetve az európai normákban lefektetett követelményeknek megfelel.

BÉRES, ISTVÁN

Dipl.-Ing.
MÁV-Oberbaaurat, i.R.

Drehgestell Typ GH250-3 für 250km/h Geschwindigkeit – bedeutender Erfolg der Schienenfahrzeugentwicklung in Ungarn (Teil 2.)

Zusammenfassung

Die Entwicklung von Drehgestellen für Schienenfahrzeuge war während der letzten ca. 8 Jahrzehnte umfassenden Zeitspanne stand stets der Mittelpunkt der Interesse der Eisenbahnfachleute in Ungarn. Die zielstrebige Arbeit liess sich – trotz andauerndem Kapitalmangel – in Form von stufenweise nacheinander folgenden neuen, dem technischen Niveau des jeweiligen Zeitalters entsprechenden Type realisieren. Teil I des Beitrags behandelt die wichtigsten Stufen dieser Entwicklung, im Teil 3 erfolgt die Angabe die Ergebnisse der durch DB Forschungs- und Versuchszentrale Minden durchgeführten Untersuchungen. Die Ergebnisse der für die Ermittlung der Laufsicherheit, Streckenbeanspruchung und Laufgüte durchgeführten Untersuchungen höchster Niveaus haben bestätigt, wonach das Drehgestell Typ GH 250-3 die in den diesbezüglichen UIC-Kodexen bzw. Europäischen Normen getroffenen Anforderungen erfüllt.

ISTVÁN BÉRES

Retired MÁV senior engineer councillor

The Bogie Type GH250-3 for 250 km/h is the Remarkable Success of the Hungarian Rolling Stock Development (Part 2.)

Summary

The development of the bogies in Hungary has same some 80 years old history, which was always in the limelight of the railway experts. The ambitious work resulted in the appearance of the up to date types of the era developed from the earlier versions, despite the constant lack of capital. The more important stages of the development mentioned above are drawn up in the first part of the article, and the test results of the Research and Experimental Centre of the DB in Minden are reviewed in the third part. The results of the high-quality tests demonstrate that the type GH250-3 bogies meet the requirements of the UIC leaflets and EN norms concerning the running safety, track load and running dynamic behaviour. from the.

A Vasútgépészet 2016. 4. számában megjelent írás első részében a következőket tárgyalta a szerző. A cikk bevezetője után a hazai forgóváz fejlesztés főbb állomásait ismertette, majd pedig a rugalmas kerékpár-vezetés és forgóváz-szekrény kapcsolat megvalósításáról értekezett.

IV. A stabil futás fizikai alapja

Annak érdekében, hogy az előzőekben röviden vázolt jelenséget helyesen értékeljük, röviden térjünk ki a nagysebességű járművek futásának főbb elméleti kérdéseire.

A futástechnikával foglalkozó szakembereken kívül az utazó közönség is gyakran tapasztalja azt az állandósult lengést, amit a szakemberek instabilitásnak neveznek. Az utazó közönség a „kellemetlen” lengések okát gyakran a pálya leromlott állapotában látja. Az előzőekben röviden vázolt vizsgálatok is bizonyítják, hogy a stabilitási határsebesség alatt a jármű hossztengetyre merőleges (keresztirányú) mozgásait – a függőlegesekhez hasonlóan – a vágány egyenetlenségei határozzák meg. Ezt a határsebességet a szakemberek kritikus sebességnek nevezik. A kritikus sebesség feletti tartományban állandó, nem csillapodó instabil lengés lép fel. Az előzőekben röviden ismertetett forgóvázakkal ellátott járművek

(1-4. ábra) kritikus sebessége feltehetőleg a 140-200 km/h sebességtartományba esik.

Az instabil lengés a kúpos futófelületű kerékpár és vágány közötti kölcsönhatástól, a kerékpárvezetéstől, a forgóváz/szekrény tömegektől függ. (lásd Vasútgépészet 2016. 4. szám 6. ábra)

Elsőként röviden vizsgáljuk meg a nem vezetett kerékpár mozgását, amint a tökéletesen egyenes pályán gördül. Kis kitérésének esetén a nyomkarima nem játszik szerepet, hanem a kerék kúposága határozza meg a kerékpár mozgását. Ha a kerékpárt a pályára merőleges irányban keresztirányban kimozdítjuk, az egyik oldalon nagyobb, a másik oldalon kisebb futókörön gördül, tiszta (csúszásmentes) gördülőmozgás esetén a kerékpár a pályatengely irányába fog visszaindulni. A tehetetlenségi erő következtében azonban kerékpár túllendül a vágánytengelyen és többé-kevésbé szinuszos pályán gördül tovább. Ezt nevezhetjük „kinematikai oszcillációnak”. Ezt a mozgást elsőként George Stephenson írta le. Később Klingel matematikailag analizálta: a terheletlen, merev kerékpár gördülő mozgását a szintén merev sínzsalakon. Az így kialakított modell szerint a kerékpár oldalirányú mozgását az alábbi „szinusz-függvénnyel” tudjuk leírni:

$$y=y_0 \sin 2\pi x/L$$

ahol y – a kerékpár oldalirányú kitérése,

x – a mozgás hossz-koordinátája,

y_0 – az amplitúdója,

L – a hullámhossza, amely az alábbi pálya és jármű paramétereiből számítható:

r – a keréksugár

s – a nyomtáv

α – a kúpos kerék kúpszöge.

Az egyenlet alapján: $L=2\pi\sqrt{(rs/2\alpha)}$

Ha a kerékpár V - sebességgel gördül a mozgás frekvenciája:

$$f=V/L$$

A max. oldalirányú gyorsulás:

$$\ddot{y}_{max}=y_0 4\pi^2V^2/L^2$$

Klingel matematikailag pontosan leírja a merev testnek tekintett, terhelés nélkül gördülő kerékpár mozgási folyamatát a szintén merevnek tekintett, vízszintes, egyenes sínszálakon.

A valóságban azonban mind a kerékpár, mind a sínszálak rugalmas acélanyagból készülnek. A járműterhelésből származó igen nagy függőleges kerékerő a kerékpárt a sínszálakon szorítja. Az ily módon egymáshoz szorított, rugalmas testek mechanikájával Klingel kutatásaival kb. egyidejűleg Hertz foglalkozott. Vizsgálatai szerint, ha egy rugalmas testet (esetünkben egy vasúti kereket), egy másik rugalmas testhez (esetünkben sínszálhoz) szorítunk a (Q-kerékerővel), akkor a kontaktus ellipszis felületen jön létre. Az ily módon kialakuló ún. Hertz-féle normál feszültség szintén ellipszis alakú, melynek egyik főtengelye a kontaktus ellipszis felület középpontjába esik.

Ha a kerékpárra pl. vonóerő, vagy fékerő erő hat, azt tapasztaljuk, hogy a távolság, amit a kerékpár valamely idő alatt befut, a sínszálakon mérve rövidebb, mint az, amelyeket a kerékfordulat-szám és a futókör-kerület szorzatából kiszámíthatunk. Ez azt jelenti, hogy a kerék részben csúszással (slippel) haladt a sínszálakon. A csúszás következtében a kerék és sín kontaktus-felület síkjában tangenciális erő ébred.

A gördülés-csúszás jelensége akkor is fennáll, ha a kerékpár a vágánytengelyhez képest oldalirányban kitér, vagy arra nem merőlegesen helyezkedik el. Ez történik a pályáívekben, vagy az előzőekben már röviden vázolt kígyózó futás esetén. A futókörök ezekben az esetekben nem tiszta gördülés, ahogy azt Klingel feltételezte, hanem gördülés + csúszás révén egyenlítődnék ki. A gördülő + csúszó mozgást kúszásnak nevezve, longitudinális kúszásról akkor beszélhetünk, ha a kerékpárra hossz- (x) - irányú erő hat. Fizikailag hasonló a helyzet akkor is, ha a kerékpárra a vágány hossz tengelyére merőleges erő működik, kereszt- (y) - irányú a kúszás. A harmadik kúszási forma a forgási kúszás (f) , más szóval a spin. A következőkben azonban az egyszerűség kedvéért csak a

hossz- és a keresztirányú kúszás rövid elemzésére szorítunk. Ha tehát a kerékpárt merevnek és terhetlennek tekintjük, akkor a kerék tiszta gördüléssel x_g utat tenne meg. Az r -futókör sugárral számolva a kerék t idő alatt $x_g=r\omega t$ – utat tenne meg. A sínszálakon azonban ennél rövidebb x_v – utat mérünk. Ez esetben definiálhatjuk a Carter által bevezetett longitudinális csúszás és a gördülés arányát kifejező γ_x -tényezőt:

$$\gamma_x=(x_v-x_g)/x_g=(v_x-v_g)/v_g$$

ahol v_{xs} - a sínszálon mért sebességet,

v_x - a tiszta gördülés esetén, a keréken mért sebességet jelenti.

Az oldalirányú kúszási tényezőt hasonló módon definiálhatjuk. Az oldalirányú kúszás akkor lép fel, ha a kerékpár aszimmetrikusan helyezkedik el a vágányban (pl. ívben, vagy kígyózó mozgás esetén) így a vágánytengely és a kerékpártengely között oldalirányban y - távolság van, tehát:

$$\gamma_y=(y_v-y_g)/x_g=(V_{ys}-V_y)/V_x$$

Határozzuk meg az előzőek alapján az oldalirányú γ_y -kúszási tényező értékét. Kis időtartam esetén az oldalirányú elmozdulás pontos értéke:

$y_v=\dot{y}\Delta t$ (ahol a $\dot{y}=dy/dt$, az y -irányú elmozdulás deriváltja)

A gördülő elmozdulás:

$$y_g=v_x \varphi \Delta t$$

A kerék által megtett út:

$$x=v_x \Delta t$$

A kúszási tényező definíciója szerint:

$$\gamma_y=(y_v-y_g)/x=(\dot{y}\Delta t-v_x \varphi \Delta t)/(v_x \Delta t)=(\dot{y})/v_x -\varphi$$

A kontaktus felületen ható oldalirányú tangenciális erő (6.c.ábra):

$$T_y=f_y \gamma_y=f_y (\dot{y}/v_x -\varphi)$$

A hosszirányú kúszás a kerékpár szögeltérést idéz elő a pályatengelyhez képest. Mielőtt a φ -elfordulásból származó M_φ -nyomatékot kiszámítanánk, határozzuk meg az r_0 - névleges futókör sugár és a λ -effektív kúposág felhasználásával a szabályos futókörök sugarait:

baloldali futókör
sugara: $r_0+\lambda y$

jobb oldali futókör
sugara: $r_0-\lambda y$

Számítsuk ki a y_x – kúszási tényező értékét Δt időtartamú, kiselmozdulás esetén:

bal sínszál: $v_x \Delta t + (b\varphi) \Delta t$ jobb sínszál: $v_x \Delta t - (b\varphi) \Delta t$

Gördülő elmozdulás

baloldali kerék: $(r_0 + \lambda y) / (v_x / r_0) \Delta t$ jobb oldali kerék: $(r_0 - \lambda y) / (v_x / r_0) \Delta t$

A definíció szerint:

$$\gamma_x = [(x_v - x_g) / x_g] = (v_x \Delta t + (b\varphi) \Delta t + (r_0 + \lambda y) (v_x / r_0) \Delta t) / v_x \Delta t - [(v_x \Delta t + (b\varphi) \Delta t + (r_0 - \lambda y) (v_x / r_0) \Delta t) / v_x \Delta t] = (2b\varphi + 2\lambda y (v_x / r_0)) / v_x = (2\lambda / r_0) y + (2b / v_x) \varphi$$

A bal- és jobboldali kontakt felületeken működő oldalirányú (y-irányú) erő, illetve nyomaték:

$$T_y = 2f_y \gamma_y = 2f_y (\dot{y} / v_x - \varphi)$$

$$M_x = b f_x \gamma_x = 2b f_x [(\lambda / r_0) \dot{y} + (b / v_x) \varphi] = (1/V) 2f_x b^2 \varphi + (f_x 2b \lambda / r_0) \dot{y}$$

Az előzőekben meghatározott erő és nyomaték igyekszik a kerékpárt a középhelyzetébe visszaállítani, így módon vezeti a kerékpárt az egyenes vágányszakaszban. A vágányban történő haladás közben a kerékpárra ható erőket és nyomatékokat három csoportba oszthatjuk: az előzőekben röviden ismertetett, kúszásból származó erők és nyomatékok, inerciális erők és nyomatékok, a kerékpár-vezetésből származó rugalmas- és csillapítási erők és nyomatékok.

A 7. ábra alapján vegyük számba a vezető kerékpárra, illetve a forgóvázra vízszintes síkban ható erőket és nyomatékokat, az egyenletekben – az előbbieken túlmenően – szerepel a forgóvázkeret oldalirányú (y^+) elmozdulása, a függőleges súlyvonala körüli (φ^+) elfordulása. A következőkben csak a vezető kerékpárra szorítkozunk, mivel a vezető- és a futó-kerékpárra vonatkozó egyenletek elvi felépítésükben nem különböznek egymástól. (8.ábra)

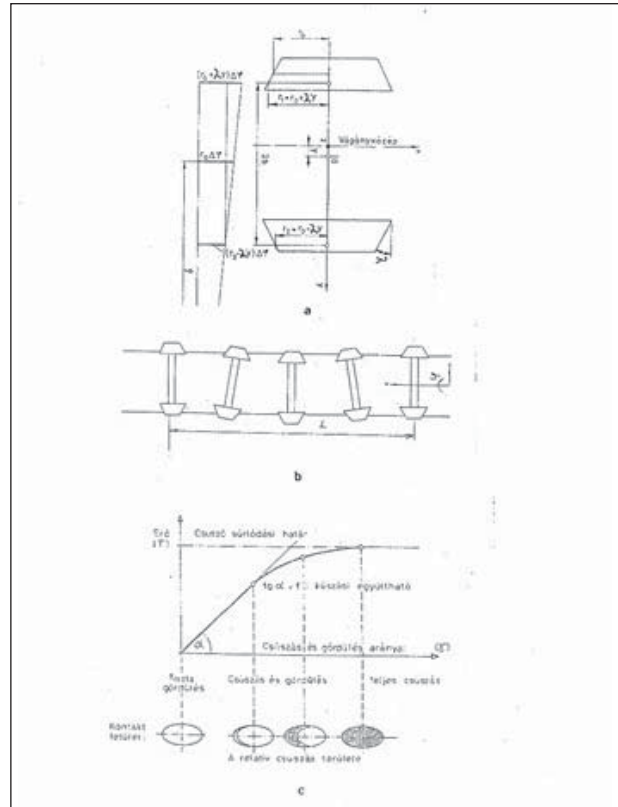
Vezető kerékpár:

Inercia erő: $F_{iy} = m \ddot{y}$ Inercia nyomaték: $F_{i\varphi} = \theta \ddot{\varphi}$

Rugóerő mértéke a kerékpár és a forgóvázkeret közötti relatív elmozdulással arányos. Ha a kerékpár elmozdulása y és ugyanakkor a forgóvázkeret elmozdulása y^+ , akkor a relatív elmozdulás $y - y^+$ nagyságú. A forgóvázkeret azonban φ^+ szöggel is elfordulhat, az ebből eredő elmozdulás jó közelítéssel: $C\varphi^+$ lesz, ahol C -a forgóváz geometriai méreteitől függő állandó így ez eredő relatív elmozdulás $y - (y^+ + C\varphi^+)$ értékű lesz.

A kerékpár vezető

rugóerő: $F_{ry} = 2k_y [y - (y^+ + C\varphi^+)]$ nyomaték: $M_r = 2b_z k_x (\varphi_b - C\varphi^+)$



7. ábra: A kerékpár haladás egyenes (ívmentes) pályán
 a. a kerékpár-geometriai modellje
 b. a szinuszfutás hullámhossza
 c. a tangenciális erő a kerék és a sín között
 Fig 7: Running of the wheel set on straight track
 a. The geometric model of the wheel set
 b. Wave length of the sinus running
 c. Tangential force between wheel and rail

A csillapításból adódó erők és nyomatékok hasonló módon számíthatók, feltéve, hogy a csillapító erők a lengés sebességével arányosak:

csillapító erő: $F_{dy} = 2d_y [\dot{y}_1 - (\dot{y}^+ - C\dot{\varphi}^+)]$
 csillapító nyomaték: $M_D = 2b_z d_x (\varphi_b - C\varphi^+)$

A forgóvázkeretre a y^+ oldalirányú gyorsulás és $\dot{\varphi}^+$ szöggyorsulás hat, melyek következtében az alábbi oldalirányú tehetetlenségi erő, illetve nyomaték keletkezik:

Inercia erő: $F_1^+ = m^+ \ddot{y}^+$ Inercia nyomaték: $M_1^+ = \theta^+ \ddot{\varphi}^+$

A vezető és a futó kerékpárok rugalmas bekötéséből származó oldalirányú erők:

$$F_{ry}^+ = -[2k_y (y_1 - y^+ - C\varphi^+) + 2k_y (y_2 - y_2^+ - C\varphi^+)]$$

A (-) előjel azt jelenti, hogy a forgóvázkeretnél ellentétes előjellel kell az erőket figyelembe venni.

A csillapító erőket a rugóerőkkel azonos módon számíthatjuk.

A kerékpárvezetésből származó, a forgóvázkeretre ható M_r -nyomaték a következő összefüggésből számítható:

$M_r^+ = 2b_z k_x (2C \varphi^+ - \varphi_1 b_2) + ak_y (2C \varphi^+ - y_1 - y_2)$
 A csillapítási nyomaték a dx csillapítási tényező bevezetésével, formailag a fentihez hasonló összefüggésből számítható.

A vezető kerékpár mozgását az előzőekben meghatározott y-irányban ható erők és az x-irányban ható erők nyomatékainak figyelembevételével az alábbi felsorolt erők és nyomatékok egyensúlya alapján tudjuk kiszámítani:

y-irányú erők: tömegerő + kúszóerő + rugóerő + csillapítóerő = 0

A nyomatékok: tehetetlenségi + kúszási + vezető rugó + csillapítási-nyomaték = 0

Az y-irányú erők egyenlete:

$$m\ddot{y} + 2f_y (\dot{y}/v - \varphi) + 2k_y (y_1 - y^+ - C\varphi^+) + 2d_y (\dot{y} - \dot{y}^+ - C\dot{\varphi}) = 0$$

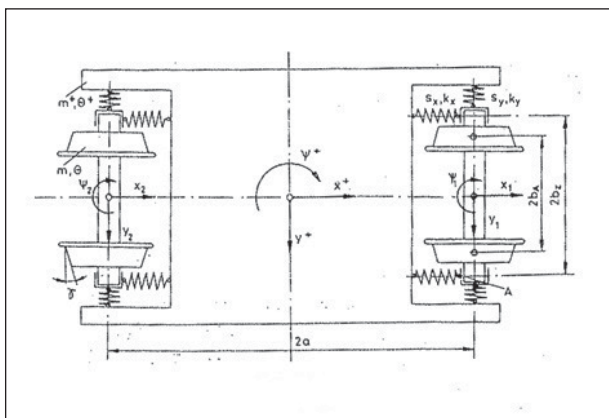
Nyomatékok egyenlete:

$$\theta\ddot{y} + (1/v)2f_x b^2 \varphi + f_x [(2b_A \gamma)/r_0] y + 2b_z k_x (\varphi b_z - b_2 \varphi^+) + 2b_z d_x (\varphi b_z - C_2 \dot{\varphi}^+) = 0$$

A fenti két egyenletből az y - oldalirányú elmozdulás és a φ-elfordulás kiszámítható. Hasonló egyenletek a forgóváz valamennyi tömegére: a nem vezető kerékpárra, a forgóváz-keretre is felírhatók. Az egyenlet-rendszerben szereplő tömegek, tehetetlenségi nyomatékok, rugóállandók és csillapítási tényezők, valamint az ismeretlenek mátrix-egyenletbe rendezhetők, így az alábbi mátrix-egyenletet nyerjük:

$$M\ddot{Y} + D\dot{Y} + KY = 0$$

A vezető kerékpárra felírt egyenletből azonban jól látszik, hogy ily módon az első derivált együtthatói között számos olyan található, amely a haladási sebesség reciprokától függ. A D-mátrix felbontható egy sebességtől függő és egy attól nem függő rész-mátrixra, majd az előbbi minden eleméből az 1/V-tényezőt kiemelve az alábbi alakú



8. ábra: Forgóvázmodell a vízszintes síkban
 Abb. 8: Drehgestellmodell – in waagrechter Ebene
 Fig 8: Bogie model in horizontal plane

mátrix-egyenletet kapjuk:

$$M\ddot{Y} + D_1 \dot{Y} + 1/V D_2 \dot{Y} + KY = 0$$

A fenti egyenletet tanulmányozva, tehát megállapítjuk, hogy a kerék/sín kontaktmechanika hatásaként, az egyik energiaemésztő összetevő nagysága a sebesség növekedésével csökken. Ugyanakkor viszont a tehetetlenség erő megnövekszik, fizikailag ezen két hatás együtt járul hozzá az instabil futás kialakulásához. Ezt azonban egyértelműen az csak egyenlet-rendszer megoldása alapján lehet belátni. A forgóváz-modell mozgását leíró differenciál-egyenlet rendszer megoldásai- másodrendű, állandó együtthatás lineáris differenciál egyenletek elmélete szerint:

$$y = y_0 e^{\alpha t} (\cos \beta_1 t \pm \sin \beta_1 t)$$

A fenti összefüggésből látható, ha α_i értéke negatív, akkor a megoldás csökkenő amplitúdója szinuszos mozgást ír le, ha viszont $\alpha_i > 0$, azaz pozitív, akkor a mozgás amplitúdói egyre növekednek. Hátra van még az $\alpha_i = 0$ esete, ekkor a mozgás amplitúdója sem nem növekszik, sem nem csökken. Mint az előzőekben már rámutattunk, az ehhez tartozó sebességet nevezzük kritikus sebességnek.

A számítások során tehát a tervezett dinamikus jellemzők – tömeg, tehetetlenségi nyomaték, rugóállandó, csillapítási állandó – esetén, egyre növekvő sebességnél, meg kell határozni a mozgást leíró egyenletrendszer saját értékeit, a saját értékek valós-részének előjelét megfigyelve, megállapítható az a sebesség mellynél a valós rész negatívról pozitívrá változik, azaz a forgóváz sebessége eléri a stabil futás határát. Az így kialakuló jellegzetes lengésképeket a 9. ábrán szemléltetjük.

Az előzőek szerint a jármű futás stabilitásának vizsgálata matematikailag sajátérték feladat megoldására vezethető vissza. Konstruktíós szempontból az a legfontosabb kérdés, hogy mely paraméterek befolyásolják a stabil futás határsebességét, azaz milyen paraméterekkel lehet elérni, hogy a kritikus sebesség minél nagyobbra adódjon.

A matematikai vizsgálat alapján úgy tűnhet, hogy a járműfutás stabilitása kizárólag járműjellemző, a pálya felépítmény rendszere, annak méret tűrései nem befolyásolják. Az előzőekben röviden vázolt differenciál egyenlet-rendszerek vízszintes egyenes, geometriailag hibátlan pályán történő futásra vonatkoznak. Ez első ránézésre azt a látszatot kelti, hogy pálya-gerjesztő hatásra a stabilitást nem befolyásolják.

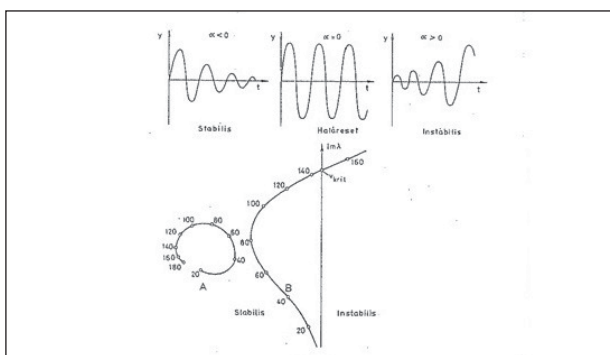
Az előzőekben, az 5. ábra alapján is jól látszik, hogy a kerékpár-profil K-5-ről, K-6-ra változtatásával sikerült a kritikus sebesség értékét jelentős mértékben megemelni, noha a hétféle profil között csak annyi a különbség, hogy a K-6 profil nyomkarimája 2 mm-rel vékonyabb, ezáltal a nyomcsatorna 2 mm-rel szélesebbre adódik. A

kerékprofil tehát az egyik olyan jellemző, amellyel a kritikus sebességet befolyásolhatjuk. Az európai vasutak, köztük a MÁV is, korábban 1:20 kúposágú kerékprofilot alkalmaztak. Azok a vasutak, amelyek a sebesség növelésére törekedtek azt tapasztalták, hogy a kúposág 1:20-ról, 1:40-re csökkentésével nagyobb kritikus sebességet lehet elérni. A kúpos kialakítású kerékprofil azonban viszonylag rövid futási teljesítmény után módosul, ezért a profilok megszerkesztésénél az üzemeltetés során kialakult kerékprofilot vették figyelembe. A vizsgálatok során kiderült, hogy a kopási profil valódi kúposága nem csak a kerékprofil alakjától, hanem a sínkorona profiljától, a síndőlés mértékétől és a nyomtávtól is függ. Ezért a kerékprofilot a pálya felépítmény-rendszeréhez is illeszteni kell.

A nem állandó kúpszögű ún. kopási profilokat összefoglalóan homorú, vagy progresszív profilnak is nevezték. Az ily módon kialakított profilú kerékpár vágányban való elhelyezkedését szemléletli a 10. ábra. Ha a kerékpár oldalirányban kimozdul a kontaktfelület síkjának hajlásszöge is megváltozik: a normál-erő vízszintessel bezárt szöge az egyik keréknél megnövekszik, a másik oldalnál lecsökken (10. ábra). A szögeltérés következtében vízszintes erőösszetevő jön létre, amely a kerékpárt a centrális irányban igyekszik visszaterelni. E mozgás következtében a kerékpár súlypontja is megemelkedik, ezáltal a rendszer helyzeti energiája megnő. Az előzőekben röviden leírt effektust matematikailag az ún. gravitációs tényezővel vesszük figyelembe. (10. ábra)

A pályával függ össze az ún. spin-tényező is, amely a kerékpár függőleges tengely körüli forgásának következménye. A gravitációs- és a spin-tényezők képzésének matematikai elemzésére nem térünk ki, az eljárás hasonló ahhoz, amit a kerékpár oldalirányú mozgásnál, illetve kigyózásnál vázoltuk.

Egyenes pályán történő haladás esetén a pályában lokálisan jelentkező oldalirányú geometriai egyenetlenségek,(hibák) fontos szerepet játszanak az instabil futás



9. ábra: A stabil- és az instabil futás, valamint a határeset jellegzetes lengésképei

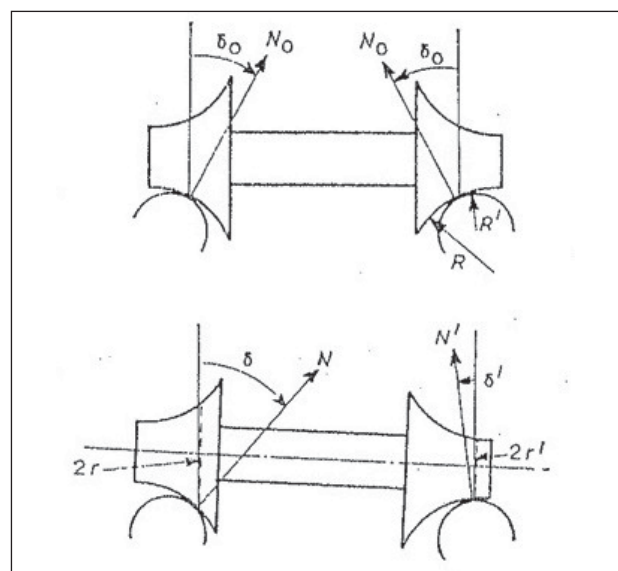
Abb. 9: Stabiler und instabiler Lauf, sowie die Stabilitätsgrenze – charakteristische Schwingungsbilder

Fig 9: Characteristic swinging diagram of stable and unstable running and the extreme case

kialakulásában. A pálya oldalirányú egyenetlenségei miatt a kerék és sínprofil relatív helyzete megváltozik, ami a kontaktfelület helyét és alakját is befolyásolja. Megváltozik a kontaktfelület síkjának a vízszintessel bezárt szöge. A felsorolt változások következtében létrejövő oldalirányú erők a kerékpár mozgását gerjesztik, így előidézhetik az instabil futást, vagy – ha az már létrejött – megzavarhatják, és így az lecsillapodik. A futástechnikai mérések során némelykor tapasztalható, hogy a pályahossz-koordináta tengely valamely pontjában az instabil futás hirtelen beindul, egy másik pontjában pedig megáll. A mérőmenetet megismételve a jelenség is pontosan megismétlődik, ami azt bizonyítja, hogy az instabil mozgást a pályában lévő lokális egyedi pályahiba indította be, majd egy másik lokális hiba a kerékpár csaknem szabályos a szinuszos mozgását megzavarta. A ritkán előforduló, izolált pályahibák mellett a pályát valamely átlagérték körüli statisztikus pályahibák is terhelik. A kritikus sebesség alatt ezek gerjesztő hatása érvényesül, így a jármű mozgását is statisztikuslengések jellemzik.

Az előzőekben vázolt, főleg az egyenes vágányon történő haladására vonatkozó gondolatmenet, a pályáivben való közlekedésre is alkalmazható:

A kúzás jelenségéből következik, hogy a kerékpárvezetés –ívekben - a nyomkarima-vezetés nélkül is megvalósulhat. A hossz- és oldalirányú kúzóerők következtében – a kerékpárvezetés ellenében- a kerékpár egyrészt oldalirányban elmozdul, másrészt igyekszik radikális irányban beállni. A keréktalpon létrejövő hossz- és oldalirányú vezetés csökkenti a nyomkarima- és sínkopást és az esetleges siklások bekövetkezésének valószínűségét. A kerékpár nyomkarima vezetés nélküli beállítását az



10. ábra: A kerékpár elhelyezkedése a vágányban progresszív kerékprofil esetén

Abb. 10: Lage des Radsatz im Gleis bei Progressiv-Radprofil
Fig 10: The position of the wheel set on the track with progressive wheel profile

alábbi tényezők kedvező irányban befolyásolják:

- lágú hossz- és oldalirányú kerékpárvezetés,
- rövid tengelytávolság,
- nagy tengelyterhelés,
- nagy kerékpár kúposág,
- kis magasságban elhelyezkedő súlypont,
- kis nyomatékigény a forgóváz elfordításához.

A kritikus sebességhatár értékének emelését viszont a következő tényezők teszik kedvezővé:

- kemény (de nem teljesen merev) kereszt- és hosszirányú kerékpárvezetés,
- nagy tengelytávolság,
- kis kerék kúposág,
- nagy tengelyterhelés,
- munkaemelés a forgóváz/szekrény kapcsolatnál.

A követelményeket összehasonlítva megállapíthatjuk, hogy a futásstabilitás és a pályáívből haladás kedvező fel-

téleli túlnyomórészt különbözőek, ami azt jelenti, hogy a paraméterek megvalósításának lehetőségei erősen korlátozottak. Ezen túlmenően a jármű dinamikai jellemzőit, főleg a tömegereket és a tehetetlenségi nyomatékokat, a rugóállandók értékeit, a maximális lengés amplitúdókat határoló hézagokat a szerkesztési szelvény méretelőírásai, a terhelések által megszabott szilárdsági követelmények, a futás biztonság és az utazási komfort szempontjai és számos nemzetközi előírás tovább korlátozza.

Cikkünk 3. részében a DB Mindenki Kutatási és Kísérleti Központjának vizsgálati alapján arra igyekszünk majd választ adni, hogy a fentiekben vázolt problémákat milyen sikerrel oldották meg a GH 250-3 típusú forgóváz konstruktőrei.

(Folytatjuk)

NOHAB ünnep Tapolcán

A 2015 decemberi rendezvény sikerén felbuzdulva, 2016. december 30-án ismét Tapolcára látogattak a NOHAB-ok. A mostani esemény a megjelenő mozdonyok számát tekintve túlszárnyalta a tavalyit, hiszen 8 darab svéd mozdony érkezett a helyszínre, ráadásul mindegyik az utasokat szállító **Élményvonat** élén. A 2000 decemberében közforgalomból kivont járművek gyakorlatilag ma is üzemképesek, bár négy cég: - a **MÁV Zrt.** (M61-001, M61-020), a **MÁV Pályalétesítmény Központ** (M61-017), a **MÁV Nosztalgia Kft.** (M61-006, M61-019) és a **NOHAB GM alapítvány** (M61-010) tulajdonában vannak. A 021-est 2016-ban, a 022-est pedig 2017-ben a **Kárpátvasút Kft.** vásárolta Svédországból. Érdekesség, hogy a 6 tengelyes mozdony közül a 021-nek és a 022-nek csak 4 tengelye hajtott.

A műszaki különbözőség a – közelmúltban EU előírásnak megfelelő hatósági jelzést kapott – járművek pályaszámán is visszaköszön, hiszen az első hat rendre

- a 92 55 **0618** 001-5, 006-4, 010-6, 017-1, 019-7, 020-5;
- a 021-es és a 022-es viszont a 92 55 **0458**-021-6 illetve 022-4 pályaszámot kaptak.

(hír: Holcsik Ferenc, fotó: Murárik László)

