

**SZÉCHENYI ISTVÁN EGYETEM  
KÖZLEKEDÉSGÉPÉSZETI INTÉZET**

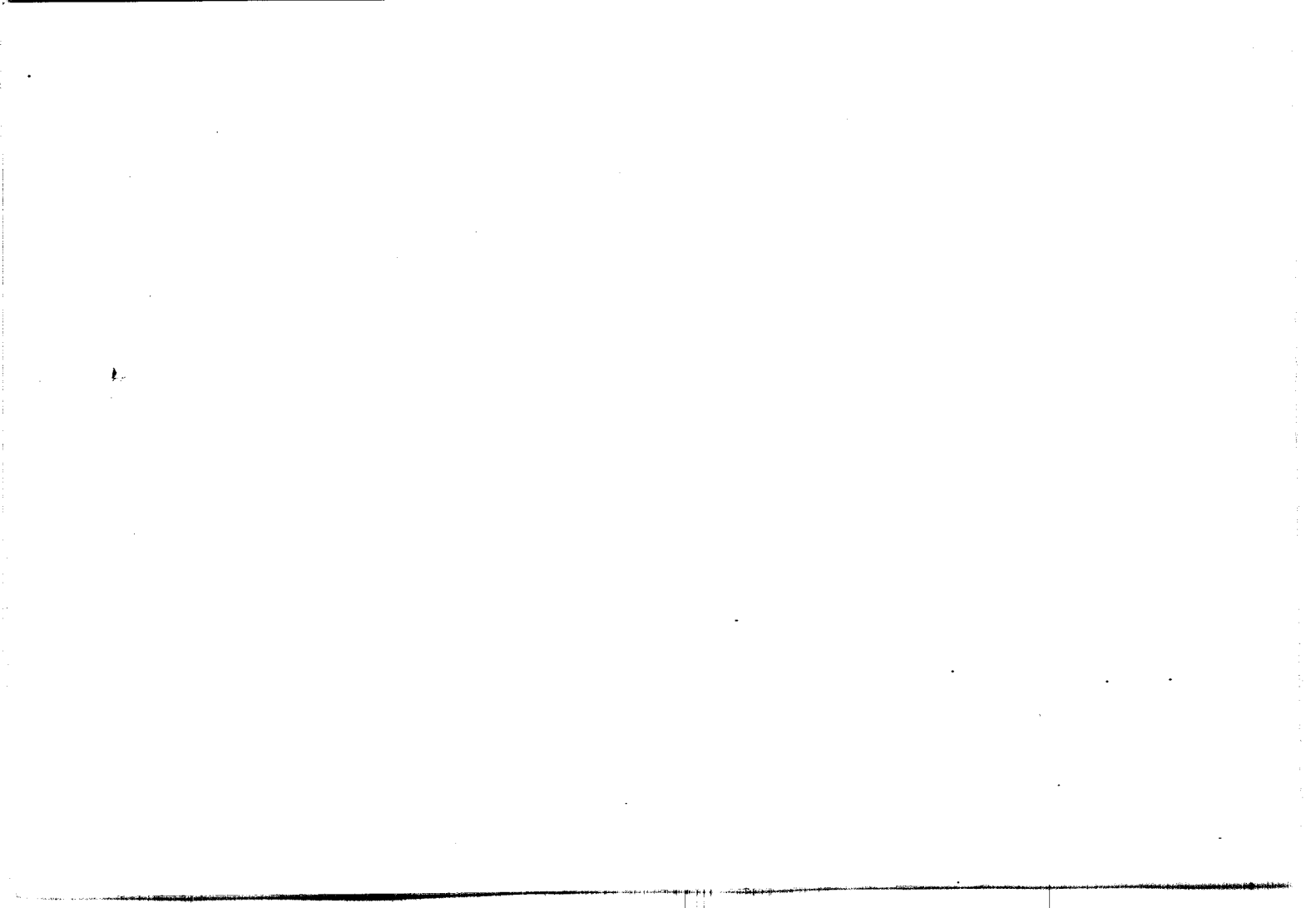
*Dr. Vermes Ágoston*

# **JÁRMŰSZERKEZETEK**

**I.**

**KÉZIRAT**

*Nemzedékek tudása*



## 1. BEVEZETÉS

Ez a jegyzet a KTMF Járműgyártási Szakának II. és III. éves hallgatói részére készült, oktatási segédletként. Nem helyettesíti az előadásokon és a gyakorlatokon látottakat, hallottakat, és különösképpen nem pótolja a tómba vágó - az irodalomjegyzékben felsorolt - szakmai irodalom tanulmányozását. Összeállításánál alapvető célkitűzésem volt egy olyan segédeszköz közreadása, amely a járműgyártó üzem mérnök számára megkönnyíti az általa "gyártandó" technika megismerését, a járműszerkezetek elvi felépítésének, működésmódjának, fejlődési tendenciájának tanulmányozását. A jegyzet belső felépítésénél figyelembe kellett vennem a főiskolai mérnökképzés sajátosságait, elsősorban a 3 éves tanulmányi időt, valamint a beiskolázási rendszerünkben eredő azon körülményt, hogy a hallgatók járműszerkezeti előképzettsége rendkívül eltérő. A járműgyártó üzem mérnökképzés egyik sajátossága, hogy ágazatosítása nem a közlekedési ágazatok szerint, hanem a járműgyártásban kialakult szakosodásnak megfelelően történt. Ez a jegyzet a gyártmányt, mint jármű készterméket tárgyalja, és nem foglalkozik annak hajtásrendszerével, erőgépeivel, erőátviteli berendezéseivel, segédüzemi gépeivel stb. Kiemelt témakörei ezzel szemben a járművek biztonságos haladását, üzemelését szolgáló szerkezeti egységek ismertetése, mégpedig a közúti és vasúti járművekre vonatkozóan egyaránt. A képzés célkitűzése ugyanis; olyan járműgyártó üzem mérnökök kibocsátása, akik - mint közvetlen gyártásirányítók vagy technológusok - mindkét járműfajta gyártásában egyaránt alkalmazhatók.

Nehéz, de megtisztelő feladat volt számomra ez a hazánkban még újszerű tárgyalásmód, amelyet azonban örömmel vállaltam, mert remélem, hogy ezáltal is csökkenni fog e két közlekedési ágazat műszaki dolgozói közötti szakmai elkülönülés. Remélem sikerült reális műszaki összehasonlítást tennem a közúti és vasúti járművek alapvető mechanikai és konstrukciós, valamint üzemeltetési jellemzői között, amelyek igen sok esetben elvi azonosságokra vezettek.

Egy másik szempont is vezetett a jegyzet összeállításánál: Olyan üzem mérnök képzése, aki szakmai partnere lesz az okleveles mérnöknek is,

meg az üzemben dolgozó szakmunkásnak is. Ezért ahol lehetett, ott igyekeztem figyelembe venni a vonatkozó egyetemi képzés irodalmát is.

Törekedtem arra, hogy a jegyzetben a viszonylag időállóbb műszaki elvek, konstrukciós irányzatok legyenek rögzítve. Konkrét kiviteli példákat a "Függelékben" láthat az Olvasó, megjegyzés vagy különösebb magyarázat nélkül.

Köszönetet kell mondanom mindazoknak, akik segítettek ebben a munkában. Elsősorban Dr. Ratskó István okl. gépészmérnök, c. egyetemi adjunktusnak, az AUTÓKUT műszaki igazgatójának, aki saját kutatási eredményeivel rendszeresen támogatja oktatási anyagunk korszerűsítését. Dr. Lévai Zoltán tanszékvezető egyetemi tanárnak, a műszaki tudományok doktorának, akinek "Gépjárművek szerkezetana" egyetemi tankönyvé igen sok tartalmi és módszertani kérdésben volt segítségemre. Köszönetemet fejezem ki mindazoknak a kollégáknak, akiknek könyvére, jegyzetére az irodalomjegyzékben hivatkoztam. Megköszönöm a kézirat összeállításánál nyújtott segítségét Váli Tiborné és Rapkay Lászlóné kollégáimnak.

Végül külön köszönetemet fejezem ki a kézirat lektorálásáért és értékes tanácsaiért Dr. Michelberger Pál tanszékvezető egyetemi tanárnak, a műszaki tudományok doktorának.

Bizom abban, hogy végzett hallgatóink a gyakorló üzemmérnöki munkájuk során is hasznosan forgatják majd e jegyzet lapjait.

DR. VERMES ÁGOSTON  
főiskolai tanár

## 2. A KÖZLEKEDÉS HELYZETÉNEK RÖVID- JELLEMZÉSE

Közlekedés alatt személyek és áruk helyváltoztatását, szállítási folyamatát értjük. Az ily módon legáltalánosabban értelmezett közlekedés fogalomkörébe beletartozik minden helyváltoztatás, a gyalogközlekedéstől a legkorszerűbb légi járművön történő utazásig, illetve az emberi erővel hajtott szállítójárműtől a szállítóúrhajókgig mindenfajta szállítás. Következőkben jelentősen szűkíteni fogjuk e témakört, és vizsgálatainkat két nagy közlekedési szakágazatra, a

- Vasuti közlekedésre és a
- Közuti közlekedésre korlátozzuk.

A közlekedés nagyfoku komplexitása miatt azonban ismernünk kell a konkurens szállítási szakágazatok közül legfontosabb jellemzőit, a

- Légi közlekedésnek,
- Vizi közlekedésnek,
- Csővezetékes szállításnak.

Közülük a legspeciálisabb a folyékony és gáznemű anyagok szállítására alkalmas nagyon dinamikusan fejlődő csővezetékes szállítási rendszer, amelynek - megfelelő szállítási teljesítmény esetén - gazdasági előnyei vitathatatlanok.

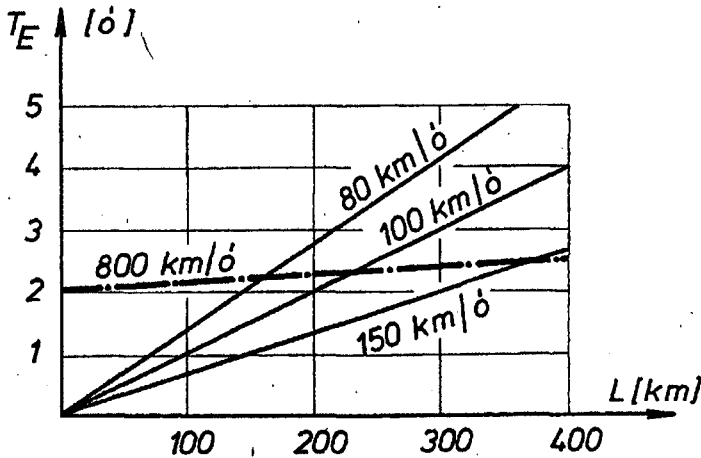
A vizi közlekedés a személyszállítás vonatkozásában gyakorlatilag teljesen elvesztette jelentőségét, és világviszonylatban vizsgálva szinte kizárólagosan a turistaforgalom szempontjából számottevő csupán. Az áruszállításban viszont jelentős szerepe van a vizi közlekedésnek, amelynek okát elsősorban a gazdaságosságban kell megjelölnünk. Hogy a kontinenseken belüli szállítások részarányában viszonylagosan mégis alacsony a hajózás részesedése, az a hajózható vizi utak által meghatározott célszerűségi korlátok következménye.

Megállapítható tehát, hogy a kontinensen belüli közlekedésben igazi versenytársak:

- a vasuti közlekedés,
- közuti közlekedés,
- légi közlekedés.

Mindhárom szakágazat fejlődését műszaki és gazdaságossági tényezők befolyásolják, de ösztönző hatással van rájuk egymás eredményeinek "forgalomelszívó" következménye is. Későbbiekben látni fogjuk ennek a konkurrencia harcnak néhány meglehetősen objektívan ható műszaki tényezőjét, amelyek a ma adott komplex közlekedési rendszerben nem könnyen változtathatók meg. Csak néhányat emeljük ki ezekből előlírásban:

- A személyszállításban jelentős tényező az ugynevezett "eljutási idő  $T_E$ ". Miután a mai európai városokban az autóbusz pályaudvarok és a vasuti pályaudvarok is a városközpontokban vannak,  $T_E$  időt az egyik város központjától a másik város központjába való eljutás idejeként is értelmezhetjük. Adott utazási sebességek esetén ekkor az 1. ábra szerint alakulnak a különböző távolságokhoz tartozó eljutási idők.



1. ábra

Az utazási sebességet - mint paramétert - a következők szerint választottuk:

|                                   |           |
|-----------------------------------|-----------|
| Távolsági autóbusz-közlekedésnél: | 80 km/ó.  |
| Gyorsvonati közlekedésnél :       | 100 km/ó. |
| Expresszvonati közlekedésnél:     | 150 km/ó. |
| Légi közlekedésnél:               | 800 km/ó. |

Az ábrán látható, hogy a városközpontból a repülőtérre történő ki- és beutazást, valamint a repülőtéri tartózkodás összidejét 2 órával vet-tük figyelembe. Csupán az eljutási idő alapján is megállapítható, hogy a távolsági tömegközlekedésben 100 km-en felüli távolságok esetén a vasuti közlekedése a döntő szerep, az autóbussz közlekedés itt csak az esetben versenyképes, ha közvetlen vasuti összeköttetés nincs. A városok közti expresszvonatok pedig 400 km-es hatósugáron belül a légi közlekedéssel is egyenértékűek, az eljutási idők vonatkozásában.

A távolsági tömegközlekedésben az utazási biztonság és az utazási komfort is a vasut javára billenti a mérleget. A korszerű, automatikus biztosítóberendezésekkel ellátott kényszerpálya gyakorlatilag függetlenné teszi a vasuti közlekedést az időjárás szeszélyeitől, illetve a napszakoktól vagy évszakoktól. Ismert tény, hogy ezzel szemben a közúti közlekedést zavarja, sőt veszélyezteti a nedves csuszós út, az oldalszél, a köd, sőt még az éjszakai vezetés is.

Fokozottan érvényesül az időjárás hatása a légi közlekedésben, ahol számolni kell esetleges járatkimaradásokkal is.

És végül szólni kell az azonos eljutási időn belüli utazási komfortról. Az utazási kényelem több tényezőből tevődik össze. Az utastér hőmérsékletétől és hőmérséklet-eloszlásától kezdve a zajszinten, a légéviszonyokon és világításon, illetve szellőztetésen keresztül egészen az utas mozgási lehetőségéig minden hatás szuperponálódik. Nyilvánvaló tehát, hogy a fokozott utaskényelmi igények műszakilag a jármű méreteit és súlyát növelik, gazdasági szempontból pedig beszerzési árát, üzemeltetési és fenntartási költségeit befolyásolják. Légi járműveknél az önsúly növelése rendkívül költséges és műszakilag is erősen korlátozott.

A közúti és a vasuti járművek vonatkozásában elegendő előljáróban csak két körülményt kiragadnunk:

- Közúti járművek ún. gördülési ellenállása átlag hatszorosa egy vasuti jármű gördülési ellenállásának, szerelvény összellenállásban még kedvezőtlenebb a helyzet.
- Másrészt az egy tengelyre jutó maximális terhelés a vasuti járműveknél átlag kétszerese a közúti járművek megengedett tengelyterhelésének.

Következik mindebből, hogy a legnagyobb utazási kényelmet a vasuti közlekedésben lehet biztosítani

- természetesen az előírt forgalmi rend betartása esetén. -

Nem ilyen egyértelmű a helyzet az áruszállítás megítélésénél, mert itt egyéb tényezők (pl. berakás, átrakás stb.) befolyásolják a legcél-

szerűbb szállítási mód kiválasztását. Ennek ellenére kontinensünkön magasan kiemelkedőek a vasutak áruszállítási teljesítményadatai minden más szakágazattal szemben. Meg kell itt jegyezni, hogy ennek okai nemcsak a járművek jellemzőinek különbözőségében, hanem a közúti és a vasúti pálya műszaki-gazdaságossági paramétereinek jelentős eltérésében is rejlenek. És még egy tényadat:

A közúti közlekedést egyre jobban nehezíti a félelmetes mértékben növekvő "magánautózás", amelyre jellemző, hogy a világ autópára évente 30-40 millió személygépkocsit gyárt, és baleset következtében átlagosan 200 ezer ember hal meg évente a világ országutjain.

## 2.1 A KÖZÚTI KÖZLEKEDÉSI ÁGAZAT JELLEMZŐI

Joggal kérdezhetjük ezekután: Van-e perspektívája a közhasznú közúti közlekedésnek? Határozott "igen"-nel válaszolhatunk erre.

Az autóbusz-közlekedés jelentős feladata lesz továbbra is:

- A városi tömegközlekedés lebonyolítása.
- A 0-50 km hatósugarú ún. körzeti közlekedés, különösen a városok környezetében.
- Az úgynevezett "Inter-City" forgalom lebonyolítása ha a szóban forgó városok között nincs közvetlen vasúti összeköttetés.
- Üdülőtérületek, különösen a hegyvidéki területek tömegközlekedésének biztosítása.
- Az egyre növekvő turistaforgalom kiszolgálása különjáratokkal, belföldi és nemzetközi utvonalakon egyaránt.
- És végül a vállalatok, mezőgazdasági nagyüzemek, továbbá oktatási intézmények saját üzemeltetési autóbuszai, mint célúvároszás.

A közúti áruszállítás vonalán még sokrétűbb a tényleges helyzet. A szállítandó áruk fajtájától és a szállítási távolságtól függően kialakultak normák a közúton történő szállítás igénybevételére vonatkozóan. Általában 150-200 km az a távolság, amelyre közúti áruszállítás gazdaságosan igénybe vehető, különösen akkor, ha az átrakás bonyolult és a szállítandó árura nézve káros lenne.



Sok esetben a szállítás időtartamának lerövidítése miatt választják a közúton történő "háztól-házig" árutovábbítást.

Ebből fejlődött ki a nemzetközi camionforgalom is.

A közúti teherforgalomnak további jelentős részét képezik még:

- A mezőgazdasági termékek szállítása,
- Az építőanyag szállítás,
- Az üzemanyag és fűtőolaj szállítás,
- A vasúti rakodási csomópontokra történő áruszállítás, illetve áruelhordás.

A magánautózás méretei dinamikus növekedést mutatnak, az ezzel kapcsolatban már említett forgalmi problémák megoldása csak részben jelenthet műszaki feladatot. Minden esetre előtérbe került a biztonság, sőt a passzív biztonság, vagyis a már bekövetkezett baleset következményei enyhítésének műszaki követelménye. A fejlődésnek nem műszaki jellegű korlátozó tényezői jelentkeznek, mint például az utak telítettsége, városok környezetszennyezése, parkolóhelyek hiánya, magas üzemeltetési költségek stb. Ezek a problémák valószínűleg mérsékelni fogják a magánautózás fejlődésének mai intenzitását és egyben növelik majd a korszerű tömegközlekedés iránti igényeket.

## 2.2 A VASÚTI KÖZLEKEDÉSI ÁGAZAT JELLEMZŐI

Mint már megállapítottuk, a vasúti közlekedés mind a személy, - mind pedig a teherszállításban olyan előnyös műszaki-gazdaságossági adottságokkal rendelkezik, amelyek eleve garantálják töretlen fejlődését, mindenkori versenyképességét. Jelenlegi fő területei:

### Személyszállításban:

- Az elővárosi forgalom lebonyolítása,
- A 0-100 km hatósugaru helyi közlekedés,
- A 100-200-ig terjedő távolsági forgalom lebonyolítása személy- és gyorsvonatokkal.
- A 200-400 km-ig terjedő belföldi expresszvonatok, vagy "Inter-City" vonatok.
- És végül a nemzetközi expresszvonatok, hálókocsikkal, étkezőkocsikkal.

A teherszállítás területén a vasut az alacsony fuvar költségekkel és a nagy szállítási biztonsággal tartja meg vezető helyét a közlekedésben. Az áruszállításban, persze elsősorban a nagyobb távolságokra történő szállítás, illetve a nagytömegű áruk szállítása a vasut feladata. (Nyersanyagok, félkész termékek, mezőgazdasági ömlesztett áruk, folyadékok és gázok szállítása stb.) Emellett a vasutak egészen speciális áruszállítási szolgáltatásokra is berendezkedtek, így például jelentős hűtőkocsiparkjuk van, és rohamosan terjed a nagykonténerek szállítása is. Ezért a nagytávolságu- főként nemzetközi - áruszállításban a vasutak szerepe magasan kiemelkedő.

## 2.3 A VÁRHATÓ FEJLŐDÉS IRÁNYAI

Előzőekben leírtak alapján meglehetősen nagy biztonsággal jósolható, hogy a tömegközlekedésben és az áruszállításban egyaránt a vasuté marad a döntő szerepe. Ha a "vasut" fogalomkörébe minden sinjárművet bevonunk, akkor a városi villamosvasutal és a METRO-val is számolva igaz lesz ez külön a városi közlekedésre is.

Ezen tulmenően, különösen a városi és városkörnyéki közlekedésben várhatóan szerepet kapnak majd az ugynevezett nyeregvasutak, amelyeknek különböző változatai már üzemelnek, elsősorban a túlterhelt városi utak mentesítésére. A sinpályás közlekedési rendszerekre egyértelműen jellemző lesz a villamos vontatás, amelyet energetikai, gazdaságossági és környezetvédelmi szempontok indokolnak. A várható európai menetsebesség-maximumok:

|                                 |                           |
|---------------------------------|---------------------------|
| Nagyvasuti személyszállításban: | 160-200 km/ó              |
| Nagyvasuti teherszállításban :  | 100-200 km/ó              |
| Az elővárosi vasutaknál:        | 80-100 km/ó jelölhető meg |

reális célkitűzésnek, amely mellett viszont nagy gyorsítókéesség kívánatos.

Ugyanez vonatkozik a városi villamosvasutra és a METRO-ra is, természetesen a közutra megengedett max. sebességig. Későbbiekben látjuk majd, hogy a nagy gyorsítókéesség több hajtott tengelyt igényel, ez a körülmény is a villamos vontatás alkalmazását indokolja.

A vasuti teherszállítás fejlődése nem korlátozódik a vontató és a vontatott járművek, valamint a pálya korszerűsítésére. Nagy szerepet kap az állomási rakodási rendszerek fejlesztése, különösen a konténerrakodás vonatkozásában. A vasuti járműfejlesztésben a műszaki követelmények mellett egyre inkább előtérbe kerülnek a gazdaságossági szempontok,

ezek nyilvánvalóan hatással lesznek a ma ismert konstrukciós megoldásokra. Ezért sem lenne célszerű járműszerkezetfejlesztési jóslásokba bocsátkoznunk, ez nem is feladatunk.

A közúti járműközlekedés tekintetében még nehezebb az előrejelzés, ez a korábbiakban elmondottakból következik. Alapjában véve biztos feladatkörnek tekinthető a városi autóbusz-közlekedés és a már említett speciális tömegközlekedési igények kielégítése. (Bekötő forgalom, üdülőhelyi forgalom, turistaforgalom stb.)

Ami a városi autóbuszok hajtásrendszerét illeti, megkérdőjelezhető a belsőégésű motor jövője. Sajnos arra nem tudunk még egyértelmű választ adni, hogy mikor és milyen más megoldással tudjuk kiváltani a környezeti ártalmakat okozó Diesel-motort a városi autóbuszokból. Egyenlőre a trolibusz-közlekedés látszik elérhető megoldásnak, a gazdaságosság feltételeinek is eleget tevő forgalmi utvonalakon.

Az ugynevezett helyközi és a távolsági céljáratok számára egyre korszerűbb autóbuszokat gyártanak a járműgyárak, amelyek a növekvő forgalmi és utaskényelmi igényeknek éppugy megfelelnek, mint a gazdaságos üzemeltetés és karbantartás elvárásainak. Későbbiekben meggyőződhetünk arról, hogy ez a járműfejlesztési tevékenység rendkívül komplex folyamat, amelynek során nemegyszer ellentétes vonzatu követelményeket kell kielégíteni: mint például az önsúlycsökkentést és a passzív biztonság egyidejű növelését. A problémák eredményes megoldása csak következetes és jól megalapozott műszaki elméleti és kísérleti kutatófejlesztő munkával biztosítható, a járműgyártás minden fázisában, a tervezés és kivitelezés minden szintjén.

### 3. A PÁLYÁVAL KAPCSOLATOS ALAPISMERETEK

A közuti és a vasuti közlekedés szempontjából egyaránt fontos tényező a pálya, amely a járműtervező és járműgyártó mérnök számára elsősorban a forgalmi és a műszaki jellemzők ismeretét teszi szükségessé.

#### 3.1 A KÖZÚTAK KÖZLEKEDÉSI ÉS MŰSZAKI JELLEMZŐI

Csak a legfontosabb jellemzőket említve;

- Az utak vonalvezetése és
- az utak keresztmetszeti kialakítása az, amely közvetlen kapcsolatba hozható a jármű méreteivel és műszaki jellemzőivel.

Az utak vonalvezetésével kielégítendő követelményeket a közuti forgalom igényei határozzák meg. Így a gépjárművek méretei, mozgási jellemzői, a forgalom biztonsági előírásai, egyenletes és jól áttekinthető ut-vonalvezetést kívánnak. Az igényeket természetesen gazdaságossági mérlegeléssel kell behatárolni, amelynek alapja az utra megállapított ugynevezett tervezési sebesség. Ennek függvényében írják elő az utra vonatkozó vonalvezetési jellemzőket;

- A legkisebb kanyarodási sugarat,
- a legnagyobb emelkedő mértékét,
- a megállási látótávolságot,
- előzési látótávolságot stb.

A vonalvezetést két nagy csoportra bonthatjuk.

A vízszintes vonalvezetés elemei:

- az egyenes,
- a körív és az
- átmeneti ív.

A korszerű utak tervezésénél ma már alapelv, hogy a hosszú egyenes szakaszokat lehetőleg kerülni kell, különösen az ugynevezett gyorsforgalmu utaknál. A hosszú, egyenes utszakaszok ugyanis egyhanguvá és fárasztóvá teszik a gépjárművezetést, azért balesetveszélyesek.

A körvekben alkalmazható legkisebb ivsugar mértékét a már említett tervezési sebesség határozza meg. A minimális körivsugarakat a későbbiekben tárgyalandó kisodródási határsebesség és az  $1,2 - 1,5 \text{ m/s}^2$  értékű maximális szabad oldalgyorsulás egyértelműen meghatározza. A hazai előírások ennek megfelelően:

| <u>Tervezési sebesség (km/ó)</u> | <u>Legkisebb ivsugar (m)</u> |
|----------------------------------|------------------------------|
| 150                              | 1400                         |
| 120                              | 750                          |
| 100                              | 500                          |
| 80                               | 300                          |

A forgalmi biztonság és a gazdaságos járműüzemeltetés szempontjából egyaránt törekedni kell azonban arra, hogy az utaknál alkalmazott körivsugarak minél nagyobbak legyenek. Főúthálózaton lehetőleg 3000 m és ennél nagyobb sugarakat alkalmaznak. A vízszintes vonalvezetés egyik fontos szabálya, hogy az egymást követő körívek sugara ne térjen el lényegesen egymástól. Nagysugaru ívek közé iktatott jóval kisebb sugaru iv rendkívül balesetveszélyes!

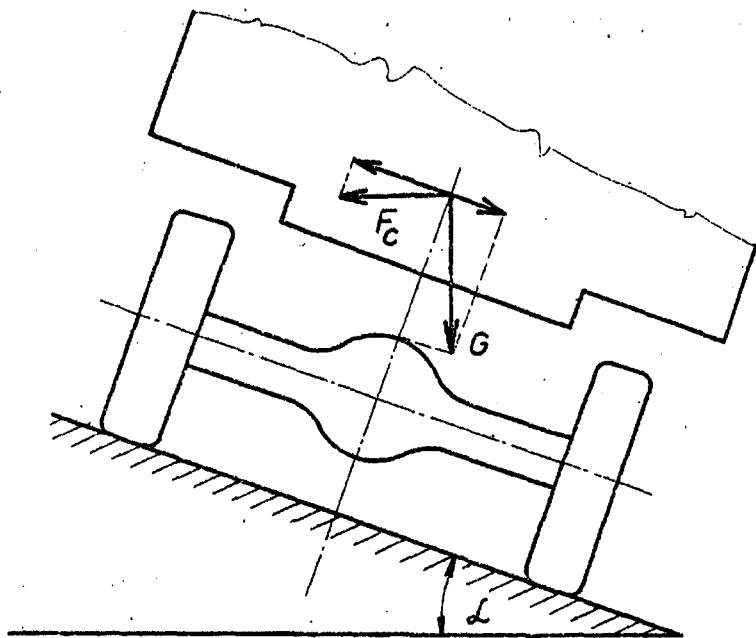
Ha elkerülhetetlen a kisebb sugaru körívek beiktatása, akkor ezek előtt és után ugynevezett átmeneti íveket kell alkalmazni. Ezek igen sokféle megoldásban ismeretesek az uttervezésben. Általánosságban a klotoid átmenet használatos, amelyről részleteiben a "Vasuti pálya" fejezetben olvashatunk majd. Ehelyütt csak annyit; az átmeneti iv feladata: hogy a járműre ható centripetális gyorsulás ne ugrásszerűen, hanem fokozatosan változzon a pályáiv sugara által meghatározott értékre.

Az utpálya kanyarulati sugarával szorosan összefüggő kérdés még az útfelület ugynevezett tulemelése, vagy bedöntése a belső iv irányába. Későbbiekben ennek járműoldali vizsgálatával részletesen foglalkozunk majd.

Ehelyütt csak annyit, hogy a tulemelés célja az ivmenetben fellépő, pályasíkkal párhuzamos centrifugálerő-komponens csökkentése, a 2. ábra szerint.

Ily módon csökkent értékű centrifugálerő-komponenst "kompenzálatlan centrifugálerő"-nek is nevezik, melynek értéke:

$$F_c^* = F_c \cdot \cos \alpha - G \cdot \sin \alpha$$



2. ábra

Könnyen belátható, hogy  $F_c^H$  értéke zérus is lehet, ekkor

$$F_c \cos \alpha = G \sin \alpha \quad \text{és a centrifugális erő}$$

ismert összefüggésével  $m \frac{v^2}{R} \cdot \cos \alpha = m \cdot g \sin \alpha$ .

Ez az ún. teljes kompenzáció esete, amelyhez azonban rögzített bedöntés esetén egyetlen meghatározott járműsebesség tartozik;

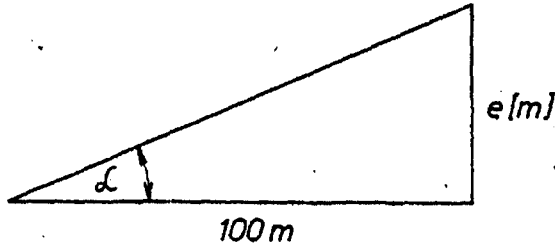
$$v_t = \sqrt{R \cdot g \cdot \operatorname{tg} \alpha} \quad [\text{m/s}]$$

-  $R$  = a pályaiív sugara méterben.

$v > v_t$  esetén tehát kifele hat a kompenzálatlan centrifugális erő,  $v < v_t$  esetén pedig befelé. Az utóbbi eset okozza a nagyobb gondot, hiszen előfordulhat, hogy egy túlemelt ívben meg is kell állni. Ha pedig ekkor jeges az utburkolat, akkor ennek elkerülhetetlenül "befelé csuszás" lesz az eredménye. A túlemelés mértékét ezért korszerű utakon erősen korlátozzák.

A magassági vonalvezetés az utak másik, fontos tényezője, amelynek meghatározásánál ugyancsak a forgalmi igények a döntőek. A magassági vonalvezetés elemei röviden a következők szerint jellemezhetők:

- Az emelkedők mértékét közutaknál az ugynevezett százalékos emelkedéssel adják meg a 3. ábra szerint.

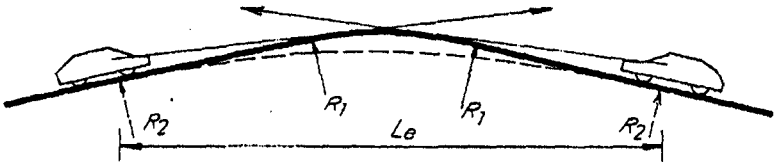


3. ábra

Vagyis az emelkedés mértékére jellemző a  $\text{tg } \alpha = \frac{e}{100}$ , illetve az  $e$  % értéke. Későbbiekben látni fogjuk, hogy az emelkedés mértékétől függően növekszik a jármű menetellenállása. Érthető tehát, hogy a legnagyobb emelkedések értékét korlátozzák, illetve a különböző tervezési sebességekhez előírják:

| $V_t$ km/ó | $e$ % max |
|------------|-----------|
| 150        | 3         |
| 120        | 4         |
| 100        | 4, 5      |
| 80         | 5         |

- A hossz-szelvény iveinek sugarát az áttekinthetőség és az utazási kényelem határozza meg. (4. ábra)

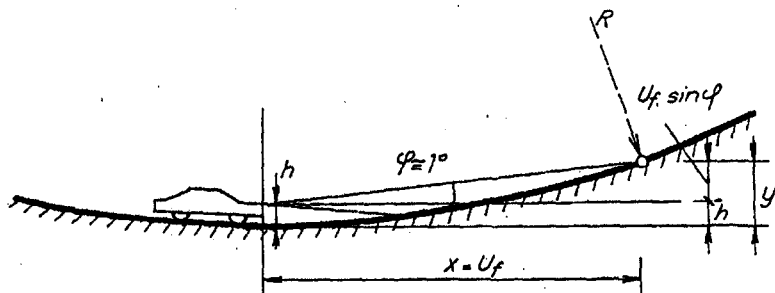


4. ábra

Dombon lekerekítőiveknél ha kicsi ezek sugara, úgy nem elegendő az előrelátási lehetőség. Ez balesetveszélyes, és lehetetlenné teszi az előzést. Az előzési látótávolságot korszerű utaknál

$$L_e = 6 V_t \text{ értékűre írják elő.}$$

Homoru lekerekítőívben az áttekinthetőség csak éjjel kérdéses, amikor az ıvsugárnak legalább akkorának kell lenni, hogy a jármő fényszórója a szükséges látótávolságot bevilágítsa. (5. ábra)



5. ábra

Itt az  $U_f$  fékút az irányadó, amely viszont  $V_t$  tervezési sebesség négyzetével arányos.

Végül az utaskényelmi szempontok befolyásolják a lekerekítési ívek nagyságát. A tervezési sebességből és az  $R$  ıvsugárból számítható

$$a_c = \frac{V_t^2}{R} \text{ centripetális gyorsulás}$$

ugyanis nem haladhatja meg a  $0,5 \text{ m/s}^2$  értéket.

Az utak keresztmetszeti kialakításáról kell tudnunk még, hogy a forgalom igényei alapján határozzák meg:

- a forgalmi nyomok számát és szélességét,
- a mellésávok fajtáit és méreteit,
- az un. ırszelvényt,

és az alépitmény több más jellemzőjét.



A forgalmi nyomok szélessége:

- gyorsforgalmi utakon 3,75 m
- elsőrendű főutakon 3,5 m
- kislevegalmu utakon 3,0 m

A járművek geometriai méretei szempontjából igen jelentős még az ürszelvény magassága, amely egységesen 4,5 m értékű.

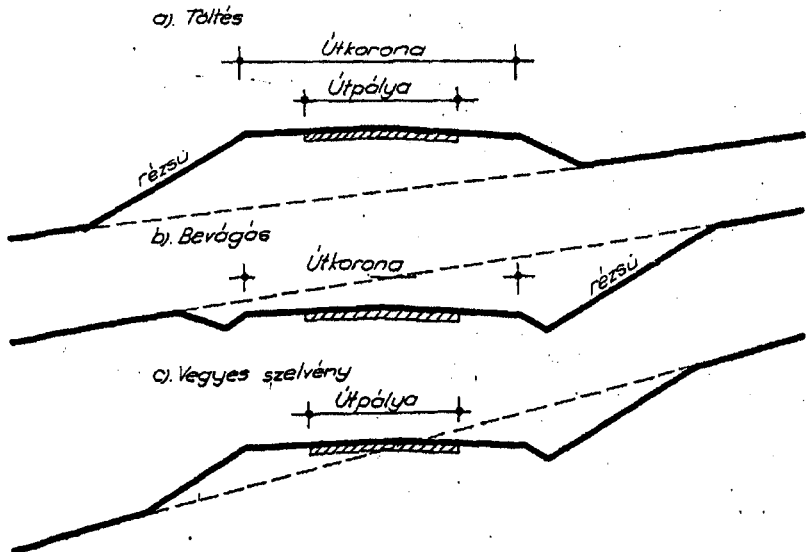
A járművek üzemeltetése szempontjából a már említett mellésávok közül jelentősebbek

- a vezetősávok,
- a leállósávok és
- az ugynevezett kapaszkodónyomok.

A kapaszkodónyom a nagyobb emelkedésű utszakaszokra épített külön nyomsáv, a nehéz közúti járművek részére.

### 3.2 AZ ÚTPÁLYA SZERKEZETE

Az utpálya az alépitményen helyezkedik el, amely utóbbi lehet földmű, vagy műtárgy. A földmű a 6. ábra szerint háromféleképpen alakítható ki a terep adottságai szerint.



6. ábra

Ahol valamilyen okból - pl. vízfolyás, keresztező ut, vagy vasut miatt - meg kell szakítani a földművet, ott műtárgy (pl. híd) képezi az alépitményt.

Az utpályaszerkezet általában 2 főrészből; a burkolatból és az alaprétegből tevődik össze. A burkolat lehet beton, vagy ugynevezett aszfaltbeton. A burkolat alatt képezik ki a teherviselő rétegeket, amelyek azután közvetlenül a földműre támaszkodnak.

### 3.3 AZ ÚTBURKOLAT MŰSZAKI JELLEMZŐI

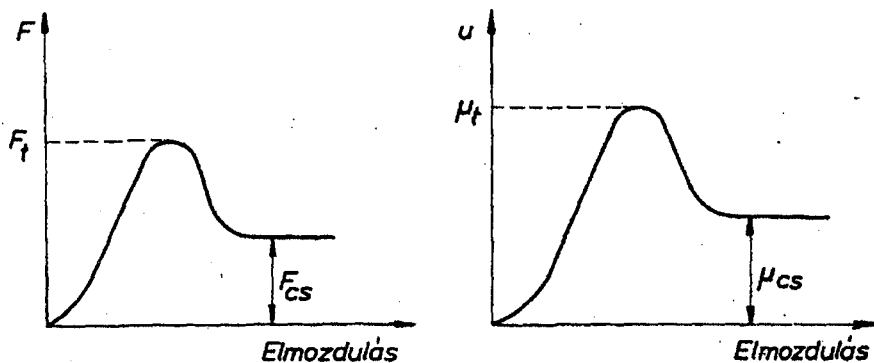
A gépjárművek kerekei, pontosabban fuvott gumiabroncsai közvetlenül az utpálya felületével érintkeznek, ezért ezeknek különösen nagy a jelentősége a biztonságos és gazdaságos üzemeltetés szempontjából. A korszerű gépjárműközlekedés egyenletes, érdes, csuszásmentes és kopásálló utpályafelületet igényel.

A pályafelület egyenletessége nagymértékben befolyásolja a megengedhető sebességet, a gördülési ellenállást, a jármű dinamikai igénybevételéből származó elhasználódást, a forgalombiztonságot és magának a pályának élettartamát is. Későbbiekben látni fogjuk, hogy az utpálya egyenletlenségének káros hatása a hullámosság mértékének és a jármű lengéstechnikai jellemzőinek, valamint sebességének összetett függvénye. A hosszirányú és a keresztirányú utegyenletlenségek eltűrhető határértékeire egyébként előírások vannak, amelyek betartását műszeres mérésekkel kell ellenőrizni.

Az utpályafelület tapadási tulajdonsága a közuti közlekedés biztonságának legfontosabb tényezője. A vonóerő kifejtése, a hatásos fékezés, és ivmenetben a terelőerő biztosítása jó erőátadási viszonyokat, megfelelő tapadási és csuszósurlódási tényezőt követel meg a gumiabroncs és az utfelület között. Kísérleti mérési eredmények szerint a fuvott gumiabronccsal átvihető surlódóerők jellege hossz- és keresztirányban egyaránt a 7. ábra szerinti.

Látható, hogy állandó kerékterhelés esetén ily módon a tényező karakterisztikája is meghatározható az  $F = \mu \cdot Q$  összefüggés alapján. Amennyiben, a gumi futófelülete száraz és tiszta pályafelülettel érintkezik, a tapadósurlódási tényező  $\mu_t = 0,7 \dots 1,0$  értéket is felvehet.

Amennyiben az így nyert erőzárási határt átlépik - például túlfékezés esetén - akkor az érintkező felületek között csuszás lép fel, és a csuszósurlódási tényező jelentősen kisebb értékével számolhatunk csupán.



7. ábra

Még kellemetlenebb a helyzet az ugynevezett közvetett érintkezés esetén, amennyiben a gumibroncs és az utpálya felülete között víz, jég, sár, olaj, vagy egyéb szennyeződés van. A tapadási tényező ekkor  $\mu_t = 0,3$ -ra, a csuszósurlódási tényező pedig  $\mu_{cs} = 0,1$  érték alá csökkenhet, a jármű teljesen kormányozhatatlanná válik.

A nagysebességű közlekedés egyik különleges veszélye az ugynevezett "vizescsuszás" (Aquaplaning) jelensége, amikor a nedves utburkolat és a nagysebességgel gördülő kerék között hidrodinamikus vízfilm keletkezik, amelyen a tapadás is és a csuszósurlódás is jelentősen lecsökken. Ez ellen a védekezés részben a gumifelület mintázatával, részben az utfelület mikrovíztelenítésével, érdesítésével lehetséges. A túlzott utfelületérdesítés azonban káros, elsősorban a gumibroncsok nagymértékű kopása, elhasználódása miatt.

Befejezésül szólni kell az utfelület kopásellenállásáról. Az utfelület egyenletességét és érdesességét ugyanis csak akkor lehet hosszabb időre biztosítani, ha az a koptató hatásoknak kellően ellenáll. A koptató igénybevétel függ a gumibroncsok minőségétől, az átadott erők (függőleges és vízszintes síkban ható erők) nagyságától, a felület egyenletességétől, az időjárástól stb.

Különösen fokozódik a koptató igénybevétel télen, amikor a kerekekhez hóláncot és szöges gumibroncsokat használnak. Későbbiekben tapasztalni fogjuk, hogy miként befolyásolja a jármű kialakítását és biztonságos üzemeltetését az a néhány kiemelt szempont, amit az utak jellemzőiről megismertünk.

### 3.4 A VASÚTI PÁLYA KIALKITÁSÁNAK SZEMPONTJAI

A vasuti pálya feladata a vasuti járművek alátámasztása és a gördülő kerekek vezetése, haladási irányának meghatározása. A vasuti pálya tehát kényszerpálya, e fogalom minden előnyét és néhány hátrányát is beleeértve. A pálya és a jármű között szoros kapcsolat és kölcsönhatás van, amely kihat a futómű geometriai méreteire és a haladás közben keletkező dinamikus erőhatásokra.

A pálya állapota erősen befolyásolja a járművek futási tulajdonságait és ezzel együtt élettartamukat is. A dinamikai kölcsönhatásból következik, hogy az összefüggés fordítva is érvényes: A járművek sulya, tengelynyomása, sebessége stb. erős behatással vannak a pálya állapotára. A járműgyártó mérnöknek ezért ismernie kell a pályát is, persze csak legfontosabb jellemzői mértékéig.

Egy új vasutvonal nyomvonalának kitűzését szállítási-forgalmi igények, településfejlesztési adottságok, műszaki- és gazdaságossági feltételek együttes mérlegelésével kell meghatározni. Hazánkra az jellemző, hogy már meglevő, általában 100 évesnél régebbi vasutvonalakat kell korszerűsíteni, illetve folyamatos karbantartással fenntartani.

Földrajzi viszonyaink, és a régi nyomvonalak egyaránt behatárolják a vasuti pályáink műszaki jellemzőit; így elsősorban a pályára megengedhető terhelést és haladási sebességet. A korszerűsítésnek tehát ezek a legfontosabb műszaki szempontjai. A vonalvezetés gazdaságossági tényezői leginkább az altalaj minősége, a szükséges földmunkák és a műtárgy-építés mennyisége.

### 3.5 A VASÚTI PÁLYA SZERKEZETE

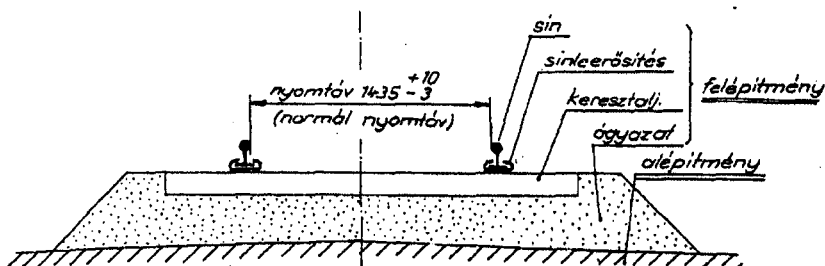
A vasuti pálya felépítését célszerűen egy keresztszelvényen tanulmányozhatjuk. (8. ábra)

A pálya tehát két főrésze tagolható:

- alépitményre és
- felépitményre.

Az alépitmény általában földmű, vagyis töltések és bevágások sorozata - hasonlóan a közutnál látott alépitményekhez. - Feladata; a felépitmény folyamatos alátámasztása, és a csapadékvíz megfelelő elvezetése. Ahol folyóvizek szelnek át a vasut nyomvonalát, ott földművet hidakkal, vagy

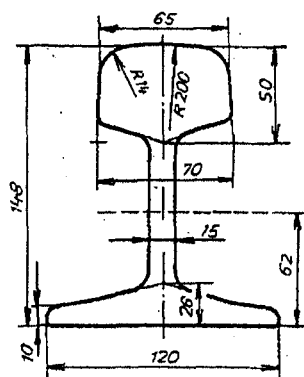
átereszekkel kell helyettesíteni. Ezeket műtárgyaknak nevezzük. A keresztiszelvényen az is megfigyelhető, hogy a felépítmény tulajdonképpen sorbakapcsolt erőátadó elemekből tevődik össze, amelyek a kerék-sín kapcsolatból származó igen nagy felületi terhelést fokozatosan "terítik el" az alépítmény felületén.



8. ábra

A sín az a legjobban igénybevett szerkezeti elem, amely közvetlen dinamikai kapcsolatban van a rajta gördülő kerékkel. Több fajtája közül a nagyvasutaknál leginkább elterjedt, ugynevezett szélestalpu sín keresztmetszetét láthatjuk a 9. ábrán.

A sinek anyaga 0,4...0,7% széntartalmu acél, 70...90 daN/mm<sup>2</sup> szakítószilárdsággal és 10...5%-os fajlagos nyúlással. A sinfej külső felületének keménynek és kopásállóknak, belső magjának pedig szívósnak kell lennie. Ezért a sinkoronát ujabban hőkezeléssel keményítik. A sín keresztmetszeti jellemzői egyben a megengedhető tengelynyomást is meghatározzák, bár erre a kialakult gyakorlat szerint a sinek folyóméter súlyát tekintik irányadónak. Európában a Nemzetközi Vasuti Szövetség (UIC) által szabványosított 54,3 daN/m folyómétersúlyu sinek tekinthetők a legkorszerűbbnek. Ezek 230 kN (23 Mp) tengelynyomásig és 250 km/ó sebességig használhatók.



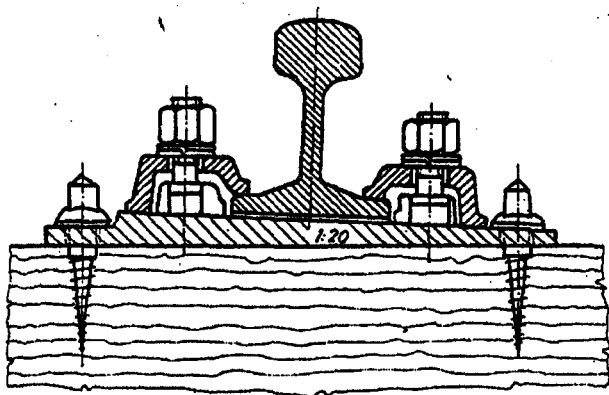
9. ábra

A keresztaljak meghatározott távolságban szakaszosan támasztják alá a sineket. Zuzottkő ágyazatba rögzítve végülis ezek veszik át a sinre adódó terhelést, függőleges és vízszintes síkban egyaránt. A másik fontos szerepük, a két sinszál egymástól mért távolságának (nyomtáv-nak)

állandó értéken tartása. A keresztaljak anyaga korábban keményfa volt, mai korszerű pályákon már szinte kizárólagosan előfeszített vasbeton keresztaljakat használnak. A már említett ágyazat anyaga zuzottkő, amelyet a keresztaljak alá és közé tömörítenek. A tömörített zuzottkő ágyazat egy "rugalmasan - merev" befogást létesít a keresztaljak körül és egyben tovább "teríti" a terhelést az alatta levő földmű felületére.

Végül igen jelentős szerepe van az ugynevezett sinkapcsoló szereknek. Ezekhez soroljuk a síneknek a keresztaljakhoz rögzítésére szolgáló sinleerősítéseket és a vágány folytonosságát biztosító sinillesztéseket. A sinleerősítéshez általában sinszeget vagy sincsavart használnak. A keresztaljra először az alátétlemezt helyezik el, erre kerül a sín. Leggyakoribb az a megoldás, amikor külön sincsavarak rögzítik az alátétlemezt a keresztaljhoz és külön csavarok a sánt az alátétéhez. A sinkötéseket gyakran kell ellenőrizni és a meglazult sinleerősítéseket utánhuzni. Érthető tehát, ha különböző megoldásokat keresnek a meglazulás elkerülésére. Ennek utja az ugynevezett rugalmas sinleerősítések használatba vétele. Egyes vasutaknál terjed a rugalmas sinszegek használata.

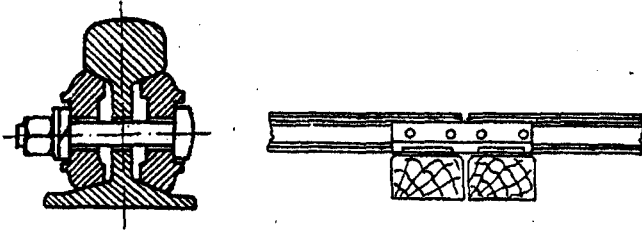
Hazánkban leginkább az ugynevezett "Geo" kötés terjedt el. (10. ábra)



10. ábra

Ez a közvetett leeresztési módok közé tartozik, amelynél a sánt az alátétlemezhöz kengyel alakú, rugalmas szorítólemezzel rögzítik. A szorítócsavar kalapácsfejű vége az alátétlemez hornyos részébe oldalról helyezhető be.

A sinvégek illesztését ikeraljakkal és hevederes sinkötéssel oldják meg, amit a 11. ábrán láthatunk.



11. ábra

Megfigyelhető, hogy a sinfejen és a sintalpon feltámaszkodó hevederek egyben az illesztés helyén hiányzó sinkeresztmetszet másodrendű nyomatékát is pótolják. Ennek ellenére a sinillesztések előbb-utóbb elverődnek, meglazulnak és dinamikus impulzusokat jelentenek a tovaördülő kerékre. A jelenség oka közismert, a hődilatáció miatt megfelelő hézagot kell hagyni a sinillesztéseknél, ennek legnagyobb értéke elérheti a 20 mm-t. Ilyen hézaggal rendelkező sinillesztésen történő áthaladás jelentős dinamikus ütést jelent a vasuti kerékre, és természetesen viszont: a sinvégre is. Érthető tehát, ha a fejlődés a hézag nélküli felépítményekhez vezetett, amelyeknél a sinvégeket hosszú pályaszakaszokon végig összehegesztik. Az ily módon megszüntetett hézag nyilvánvalóan gátolt hődilatációt és ennek nyomán nagy belső feszültségeket eredményez a sinszalakban, amelyek nagysága szélső esetben elérheti a  $2100 \text{ daN/cm}^2$  értéket.

Ezért a hézag nélküli vágányokat csak jó minőségű alépítményre, jól tömörített zuzottkő ágyazatra szabad építeni, amelyek a keresztirányban hossz- és keresztirányban egyaránt mereven rögzítik. Különösen veszélyesek a kissugarú pályáivek, mert itt a nyomófeszültség alatt álló sinek (nyáron) "kivetődhetnek" oldalirányban.

Az összehegesztett hosszú vágányszakaszok végén kb. 50...120 méter hosszúságú lélegző szakaszt kell kiépíteni, pl. állomási bejáró váltók előtt. Eddigiekből is látható, hogy a korszerű, hézag nélküli vagy hegesztett felépítmény felelősségteljes vágányfektetési és karbantartási munkát igényel. Előnye azonban olyan futásjósági és kerék - sin elhasználódási eredményeket hoztak, amelyek vitathatatlanok és egyértelműen megszabják a vágányépítés műszaki irányait.

Csak megemlítem, hogy a felépítmény egyes különleges szakaszai közé tartoznak:

- a sinkereszteszédések,
- kitérők, vagy váltók és
- az állomási vágánykapcsolások.

Ezek a biztonságos kerék-sín kapcsolat feltételeinek kell, hogy megfeleljenek, mégpedig bizonyos esetekben igen nagy áthaladási sebességek mellett. Az ilyenkor fellépő nagy dinamikus erőhatások sajnos fokozott balesetveszélyt jelentenek, ezért az ilyen különleges vágányszakaszokat sűrűbben kell ellenőrizni és karbantartani.

### 3.6 A VASÚTI PÁLYA LEGFONTOSABB MŰSZAKI JELLEMZŐI

A vasuti pálya és jármű kölcsönhatásából adódó legfontosabb pályajellemzők:

- a megengedett tengelynyomás,
- a nyomtáv,
- emelkedő és lejtő,
- pályaiív és
- a pályára engedélyezett legnagyobb sebesség.

A megengedett legnagyobb tengelynyomás az a legnagyobb statikus tengelyterhelés, amelyre a felépítményt és a műtárgyakat méretezik. Ezért a járművek tengelynyomását mérlegeléssel is ellenőrizni kell. A pályára engedélyezett tengelynyomások szerint megkülönböztetik;

- |                     |              |              |
|---------------------|--------------|--------------|
| - a fővonalakat     | 160...230 kN | (16...23 Mp) |
| - a mellékvonalakat | 100...140 kN | (10...14 Mp) |

tengelynyomásig.

Itt kell megjegyezni még, hogy a felépítmény és a műtárgyak terhelésével kapcsolatosan alkalmazzák az ún. folyóméter-terhelés fogalmát, amely a jármű összsúlyának és hosszának hányadosa. A hosszú, négy tengelyes kocsik példáján érezhető, hogy ez a terhelésjellemző nem ad reális terhelésképet a pálya igénybevételéről.

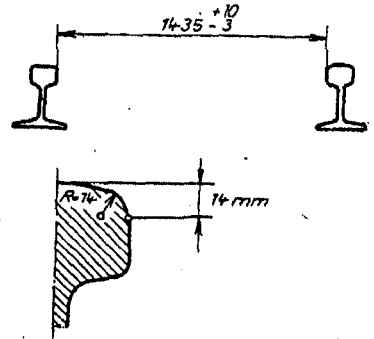
A nyomtáv a vasuti pályák legfontosabb geometriai jellemzője: A sínfejek belső oldalai közötti távolság, 14 mm-el a sín felső éle alatt, a vágánytengelyre merőlegesen (pályaiívben sugárirányban) mérve. (12. ábra)



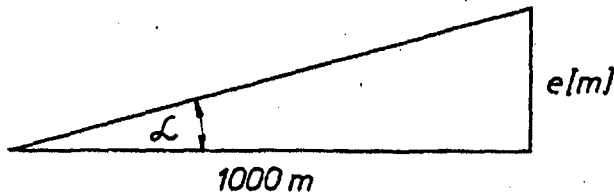
A világ vasutainak 64%-a 1435 mm-es, úgynevezett normál nyomtávot alkalmaz.

1524 mm és annál nagyobb nyomtávu a vasutak 18%-a, és 1067 mm, illetve annál kisebb nyomtávu a többi vasut. Az eltérő nyomtávok sajnos óriási nehézségeket okoznak a nemzetközi vasuti forgalomban, mivel a kerékpárok általában csak egy nyomtávon üzemelésre alkalmasak.

Az emelkedő és a lejtő mint pályajel-lemző azért nagyon jelentős a vasuti pályánál, mert az acélkerék és az acélsín közötti erőkapcsolatnál lényegesen kisebb adhéziós tapadási tényezőkkel és csuszósurlódási tényezőkkel számolhatunk, mint a közuti pálya-jármű kapcsolatnál. Emellett a vasutaknak éppen az egy döntő szállítási előnye, hogy itt igen sok kocsi-ból összekapcsolt szerelvény üzemeltethető egyetlen vontatójárművel. Ezért a vasuti pályák kisémelkedésűek, és az emelkedés mértékét ezrelékben fejezik ki. (13. ábra)



12. ábra



13. ábra

$$\text{Eszerint } \operatorname{tg} \alpha = \frac{e}{1000}$$

és az emelkedés mértéke:

$$e = 1000 \cdot \operatorname{tg} \alpha \text{ (‰)}$$

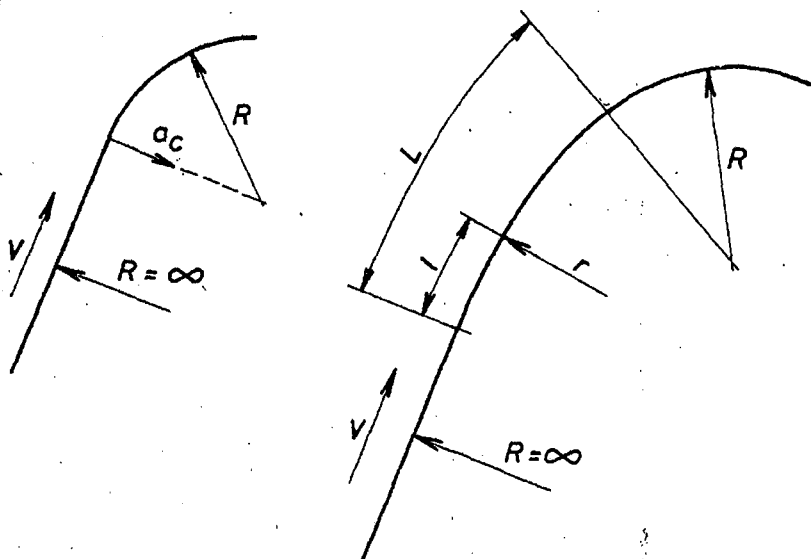
A normál nyomtávu vasutvonalakon érvényes maximális emelkedések általában a következők:

- Alföldi vonalakon 3...5‰
- Síkvidéki vonalakon 6...7‰
- Dombvidéki vonalakon max. 15‰
- Hegyvidéki vonalakon max. 25‰.

Fővonalakon 30‰-nél nagyobb emelkedésű pályaszakasz csak rendkívüli esetben, és általában csak villamos vontatás esetén engedhető meg. 35‰-nél nagyobb emelkedésű pálya csak különleges felépítménnyel, például fogaskerekes vasuttal valósítható meg, a már említett adhéziós problémák miatt.

A pályav az a vonalszakasz, amely az előzőekben említett vonalvezetési problémák következtében szükségessé váló irányváltásokat megvalósítja. A mechanikából ismeretes, hogy az  $R$  sugaru körpályán mozgó tömegre  $F_c = -m \cdot a_c$  centrifugális erő hat.

Az ugyancsak tanult  $a_c = \frac{V^2}{R}$  összefüggésből következik, hogy egy köríves pályára történő közvetlen ráhaladás esetén ugrásszerűen változik a centrifugális erő értéke. (14. ábra).



14. ábra

Ezért a 14. ábra szerinti L hosszúságú átmeneti ívet úgy alakítják ki, hogy azon a pályáivsugár fokozatosan változzék meg  $\infty$ -ról R értékre. Leginkább az ugynevezett klotoid átmeneti ívet alkalmazzák, melynek természetes egyenlete:

$$r \cdot \ell = R \cdot L$$

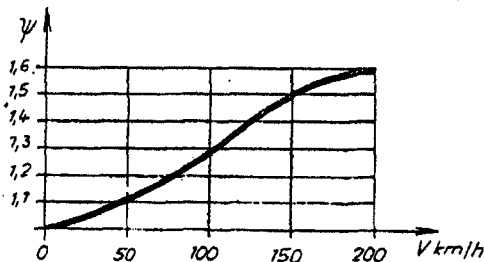
A pályáiv görbülete tehát az  $\frac{\ell}{RL}$  utfüggvény szerint változik zérusról  $\frac{1}{R}$  értékre. Ezzel a centripetális gyorsulás fokozatos növekedése is biztosított.

Előző fejezetben már láttuk, hogy ívmenetben a centrifugális erő ugynevezett kiegyenlítése lehetséges a pálya bedöntésével. Vasuti pályánál ezt a külső sinszál tulemelésével oldják meg. A tulemelés bevezetése és kifuttatása az átmeneti íven belül történik, lineáris változási jelleggel. A kifutási lejtő hosszát futásbiztonsági szempontok határozzák meg, ugyanis ezen a szakaszon a sinszálak ugynevezett torzfelületet alkotnak, amely a jármű egyes kerekeit tehermentesítheti és így kisiklási veszélyt okozhat.

A pályára engedélyezett maximális sebesség még egy fontos műszaki jellemző, amely igen sok tényező függvénye.

Meghatározói:

- Az ágyazat vastagsága,
- a sín és keresztalaj rendszer,
- a pálya állapota,
- a pályávek jellemzői,
- az emelkedési és lejtviszonyok,
- a biztosítóberendezés fajtái.



15. ábra

Látható, hogy a tényezők között több olyan is van, amely üzemszerű elhasználódás következtében állandóan változik. Ezért a vasuti pálya állandó ellenőrzést és karbantartást igényel.

Végül megemlítem, hogy mind a pálya, mind a jármű igénybevétele szempontjából lényeges az ugynevezett dinamikus tengelynyomás ismerete, amely a statikus tengelynyomás és a haladási sebesség függvénye:

$$\psi = \frac{Q_{din}}{Q_{stat}}$$

A dinamikus tényező - mérések alapján - a következőképpen függ a sebességtől: (15. ábra)

## 4. KÖZÚTI ÉS VASÚTI JÁRMŰVEK FELOSZTÁSA, FAJTÁI

A jármű közlekedési eszköz, tehát elsősorban a 2. fejezetben már részletezett közlekedési követelményeknek kell funkcionálisan megfelelnie. Vannak azonban egyéb műszaki, gazdaságossági és forgalmi szempontok is, amelyek jelentősen befolyásolták az egyes járműtipusok kialakítását, és meghatározzák ma is a járműgyártmányok fejlesztésének irányát, alapvető jellemzőit. A közlekedés nemzetközi jellegéből adódóan a legfontosabb paramétereket európai, sőt világegyezményekben is rögzítették, hiszen csak így lehetséges például olyan nemzetközi közlekedésre is alkalmas utpályákat építeni, amelyeken - az előírásnak megfelelő műszaki jellemzőkkel rendelkező - járművek biztonságosan közlekedhetnek. Vasuti járművekre vonatkozóan az Európai Vasutak Szövetsége (UIC) és a Szocialista Vasutak Szövetsége (OSzZsD) előírásaiban rögzítették az egyes típusokra jellemző főbb paramétereket. E jegyzetnek nem lehet célja a vonatkozó műszaki előírások részletes ismertetése. Ez már csak azért sem lenne célszerű, mert a követelmények a technikai fejlődés nyomán rendszerint változnak. Következőkben ennek figyelembevételével mutatunk rá néhány szempontra és jellegzetes megoldásra, a teljesség igénye nélkül.

### 4.1 KÖZÚTI JÁRMŰVEK FŐBB TÍPUSAI ÉS JELLEMZŐI

Csak a hazai járműipar által gyártott gépjárművekre szorítkozva, felosztásuk a következők szerint lehetséges:

A) Autóbuszok. Ezen belül:

- Városi autóbuszok, viszonylag kevés ülőhellyel, sok állótérrel és ajtóval, alacsony padlósíntmagassággal.

- Távolsági autóbuszok, kevés állóhellyel, egy vagy két ajtóval, nagy csomagterrel a padló alatt, illetve esetenként a tetőn.
- Különleges (luxus) autóbuszok, csak ülőhellyel, jó kilátás biztosításával, különböző utaskomforttal ellátva. (Légkondicionálás, hűtőszekrény, esetleg toalett stb.). Sok esetben a padlószintet magasra helyezik ezeknél a járműveknél a megnövelt poggyásztér miatt.
- Csuklós autóbuszok, amelyek tulajdonképpen egytengelyes pótkocsit vontató autóbuszoknak tekinthetők, egybenyíló nagy utastérrel. Ezek a járművek kifejezetten városi tömegközlekedésre készülnek, és a hátsó ún. "C" tengelyük kormányzásával igen kedvező a fordulékonyosságuk. (16. ábra)
- Itt említhetők meg a trolibuszok, mivel ezek járműszerkezete csupán a felsővezetékes villamos hajtásban különbözik a felsorolt városi autóbusz típusoktól.

Hazai járműgyártásunk elsősorban az autóbuszgyártásban érdekelt, ezért megemlítjük, hogy a KGST keretében szabványosítani kívánják az autóbuszokra vonatkozó műszaki követelményeket. A tervezetben 3 kategória szerepel:

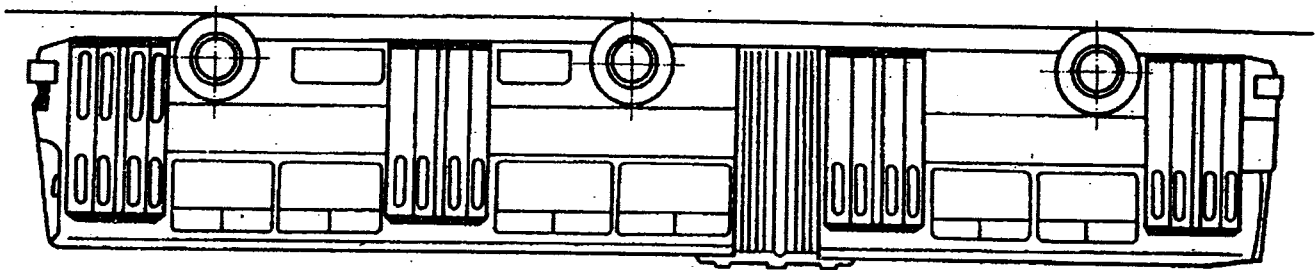
- Városi autóbusz (Jele: B)
- Távolsági autóbusz (C)
- Turista autóbusz (LC).

Az egyes kategóriákon belül további bontást alkalmaznak, az autóbusz rendeltetése szerint. Ennek megfelelően írják elő ugyanis az autóbusz jellemző műszaki paramétereit, geometriai méreteit, fordulékonyági mutatóit, terepjáró képességét, és menetdinamikai jellemzőit. Következőekben ismertetünk néhányat a KGST szabványtervezet előírásaiból:

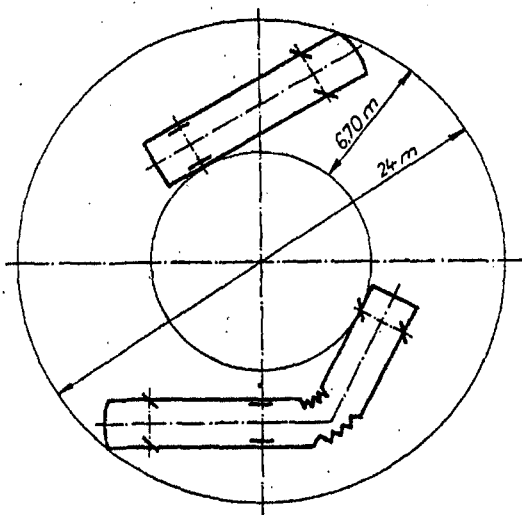
1. Kéttengelyes autóbuszok hossza legfeljebb 12 méter, szélessége 2,5 méter, magassága 4 méter lehet.
2. Csuklós autóbuszok hosszúsága nem haladhatja meg a 18 métert.
3. Fentiek figyelembevételével a hosszúság vonatkozásában 4 alapkategória javasolt:

- |                      |           |
|----------------------|-----------|
| - Kis autóbuszok     | 7 + 1 m   |
| - Közepes autóbuszok | 9 + 1 m   |
| - Nagy autóbuszok    | 11 + 1 m  |
| - Csuklós autóbuszok | 17 + 1 m. |

16. Abtira



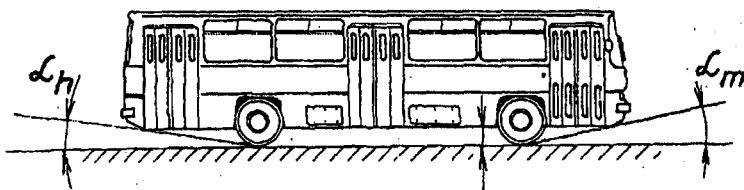
4. Az autóbuszok hátsó tnegelye mögötti kinyulás nem lehet több, mint a tengelytáv 60%-a, abszolút értékben pedig nem haladhatja meg a 3,5 métert.
5. A jármű biztonságos irányíthatósága érdekében előírás, hogy a teljes gördülő tömegnek legalább 25%-a a kormányzott tengelyt terhelje, bármely terhelési állapot esetén. Kettőnél több tengely esetén (pl. csuklós autóbusznál) minimum 20% lehet a kormányzott tengely terhelése.
6. Az autóbusz egy-egy tengelyéről az utra átadódó terhelés max. 100 kN nagyságu lehet.
7. Különösen a városi közlekedésben fontos szempont a járművek úgynevezett fordulékonytsága. Ezért a megkövetelt "fordulófolyosó" méreteit a 17. ábra szerint kívánják előírni.



17. ábra

8. Az ENSz Európai Gazdasági Bizottsága előírásával egyezően előírják, hogy az autóbuszok ún. "farseprése" maximum 0,8 m, a csuklós járművéké pedig 1,2 m lehet. (Erről a 8. fejezetben található magyarázat.)
9. Az autóbuszok terepjáró képességét részben a 18. ábra szerinti méretek, részben pedig a "hegymászó képesség" előírása szabályozza. Tervezett előírás az elsőre:





18. ábra

| Kategória      | Minimális hasmagasság (mm) | Minimális terepszög fok |       |
|----------------|----------------------------|-------------------------|-------|
|                |                            | Mellső                  | Hátsó |
| Városi (B)     | 180                        | 8                       | 7     |
| Helyközi (C3)  | 240                        | 15                      | 12    |
| Városközi (C4) | 200                        | 9                       | 8     |
| Turista (LC)   | 185                        | 9                       | 8     |

A hegyászóképességre vonatkozó előírás, hogy a legkisebb sebességi fokozatba kapcsolva a szóló jármű 20%-os, a csuklós jármű pedig 12%-os emelkedőn történő haladásra legyen alkalmas, száraz, aszfaltburkolatu úton. Ezzel a követelménnyel egyébként szorosan kapcsolódik az autóbusz teljesítménydotációjára vonatkozó előírás, amely szerint a gördülő tömegre vonatkoztatott hasznos teljesítmény nem lehet kevesebb az alábbi értékeknél:

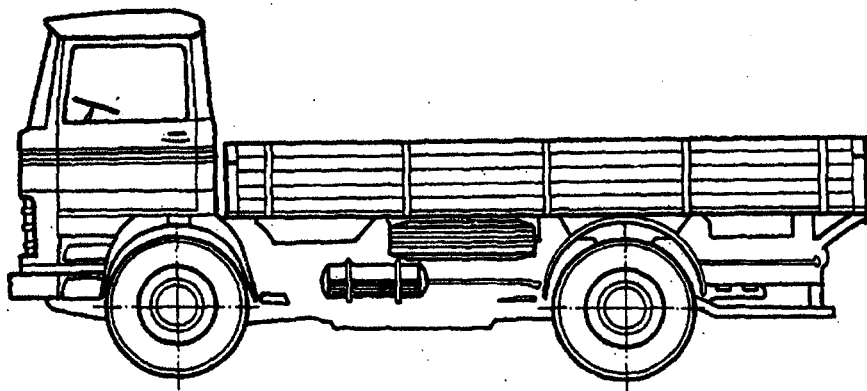
| Kategória:    | Teljesítménydotáció |      |            |      |
|---------------|---------------------|------|------------|------|
|               | Diesel motor        |      | Otto-motor |      |
|               | kW/t                | LE/t | kW/t       | LE/t |
| Városi (B)    | 7,3                 | 10   | 8,8        | 12   |
| Távolsági (C) | 8,8                 | 12   | 10,3       | 14   |
| Turista (LC)  | 10,3                | 14   | 11,8       | 16   |

Nem folytatjuk tovább az autóbuszok szabványosítási tervezetének ismeretetését, hiszen ez nem is lehet célja jegyzetünknek. Felsoroltak azonban jó példái lehetnek a figyelemfelkeltésnek, az autóbuszgyártás és fejlesztés műszaki követelményszintje érzékeltetésének.

## B) Tehergépkocsik

Általános jellemzőjük, hogy a közúti áruszállítás növekvő igényeinek kell megfelelniök, 0,5...22 tonna teher szállítására, egy egész sor speciális követelmény kielégítése mellett. Érthető tehát, ha a tehergépkocsik konstrukciója igen változatos képet mutat és egyre újabb és újabb megoldások jelennek meg az utakon. Ha mégis megpróbálkozunk felosztással, típusba sorolásukkal, ez csak a szállítási jellemzők és a megfelelő műszaki paraméterek együttes figyelembevételével lehetséges, egy alternatívaként például a következők szerint:

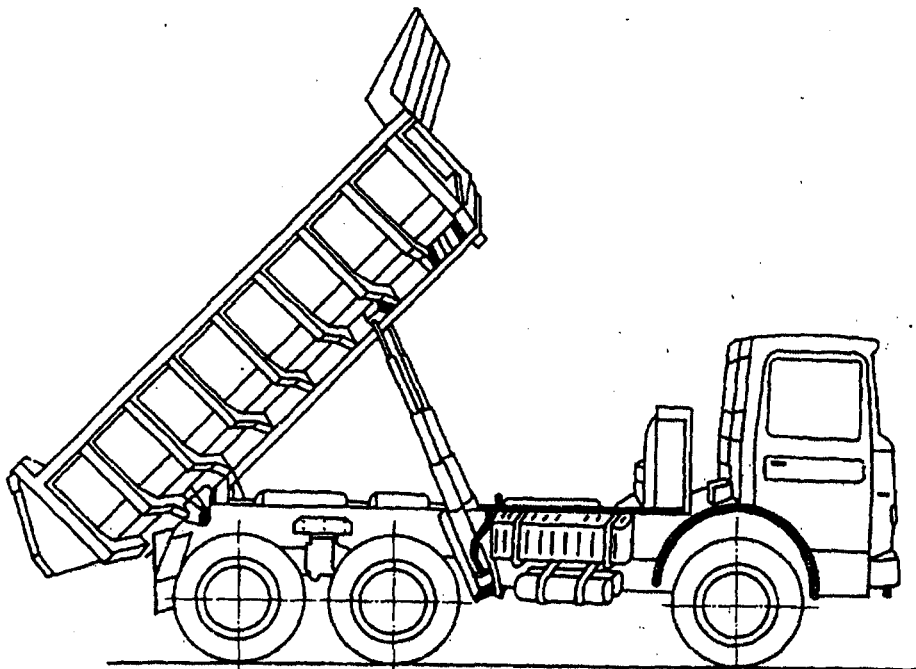
- Nyitott tehergépkocsik, általában lehajtható oldalfallal ellátott nyitott, vagy ponyvával befedhető rakfelülettel. Teherbírásuk széles skálán változik, többnyire 2 tengelyű, esetleg 3 tengelyű kivitelben, sokféle, de általában darabos áru szállítására. Jellegetesen ún. alváz szerkezetűek. (19. ábra)



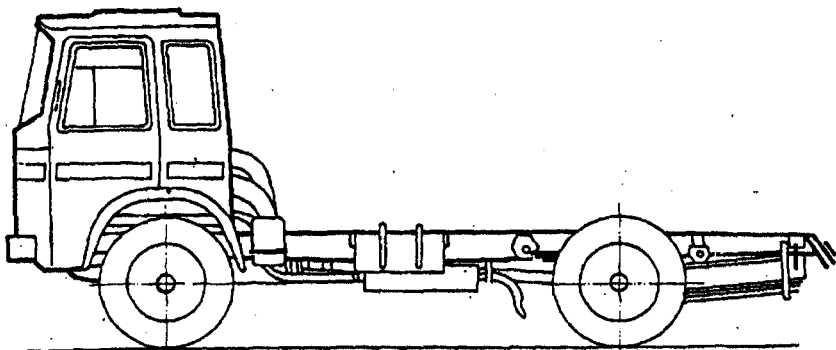
19. ábra

- Billenő rakfelületű gépkocsik a nyitott tehergépkocsikhoz hasonló szerkezeti felépítésűek, azzal a különbséggel, hogy ömlesztett áruk gyors lerakása érdekében hátra vagy oldalra billenthető rakfelülettel (platóval) készülnek. Ennek megfelelően rakfelületük merevebb, sőt egyes típusokat teknőszerűen kiképzett billenthető felépítménnyel látnak el, kifejezetten ömlesztett anyag szállítása céljára. (20. ábra)
- A csukott, vagy zárt felépítményű tehergépkocsik zárt rakodótérrel készülnek, igényesebb áruk szállítására. Kocsiszekrényük önhordó vagy félig önhordó szerkezetű lehet, miáltal az alváz önsulya csökkenthető. A kényesebb és a viszonylag kis térfogatsúlyú szállítmány miatt ezeknek a tehergépkocsiknak általában lágyabb a rugózása, mint

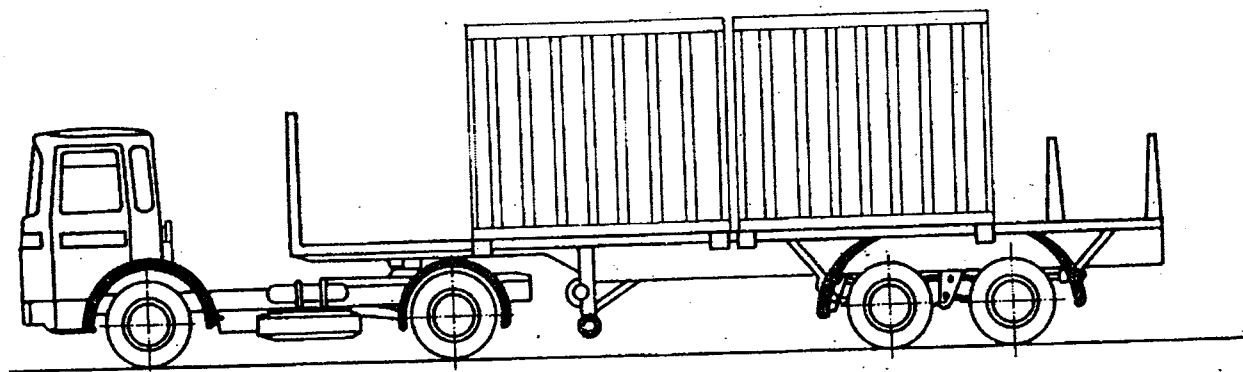
a nyitott kocsiké. Jellemzőjük még, hogy ugyanarra az önjáró alvázra többféle kocsiszekrény is ráépíthető (21. ábra).



20. ábra



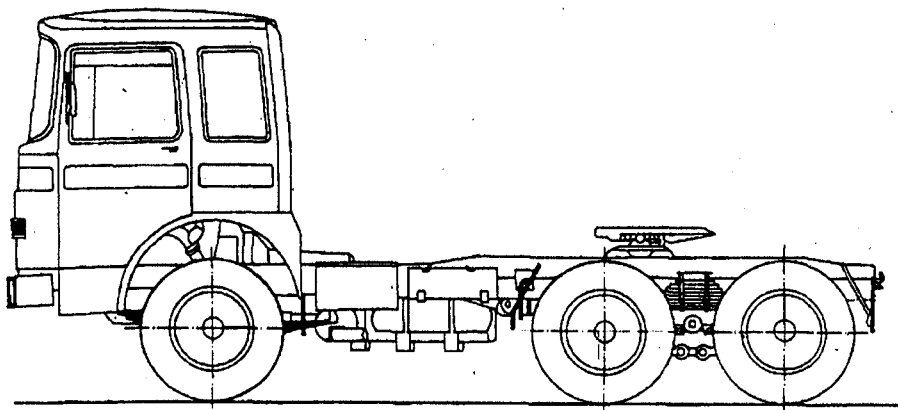
21. ábra



22. ábra

- Az ugynevezett camionok vagy nyerges szerelvények valójában csökkent tehergépkocsiknak tekinthetők, bár sok esetben a nyerges vontató pótkocsija egy platós alváz, amely például konténer láda vagy ládák szállítását teszi lehetővé. A nyerges szerelvények egy vontatóból és egy hozzá kapcsolódó, de álló helyzetben tőle függetleníthető nyerges pótkocsiból állnak. (22. ábra)

A nyerges vontató tulajdonképpen egy rövidített alváz, rakfelület nélküli tehergépkocsi, amely a hozzá kapcsolható félpótkocsi alátámasztására szolgáló, és a szükséges relatív elfordulásokat lehetővé tevő nyergessel van ellátva. A nyerges vontatók lehetnek 2 tengelyű, vagy 3 tengelyű vontatók. Utóbbiaknál a hátsó tengelyek lehetnek tandem elrendezésű ikertengelyek, vagy ugynevezett segédfutóműves megoldásúak, amelyre a 12. fejezetben látunk majd példát. A 23. ábra egy tandem futóműves, 3 tengelyes nyerges vontatót mutat be, amely a RÁBA Gyár konstrukciója. Mindkét hátsó tengelye hajtott, ez teszi lehetővé a magas összgördülő sulynak megfelelő hajtóteljesítmény beépítését és vonóerővé alakítását. A nyerges szerelvények fontos egyisége a félpótkocsi, amely a vontató alátámasztó nyergéhez kapcsolható. Hátsó futóműve két vagy háromtengelyes megoldású, tandem elrendezésű, vagy kiegyenlített tengelyfelfüggesztésű. A félpótkocsi - mint már említettük - lehet ún. platós kivitelű, vagy zárt szekrényes felépítésű. Az utóbbit nevezik általában camionnak.



23. ábra

A félpótkocsi az első egyharmadában leereszthető, görgős alátámasztó elemekkel (ún. gólyalábakkal) rendelkezik, amely lehetővé teszi a von-

tatótól való különválasztását, például a ki- és berakodás idejére. Megfelelő szállítás-szervezés esetén ez lehetővé teszi a vontató jobb kihasználását, cserélhető félpótkocsikkal.

Az eddigiekből is következtethetünk arra, hogy a nyerges vontatós szerelvények a legkorszerűbb közúti teherszállító járművé váltak, különösen a távolsági és főként a nemzetközi közlekedésben. Jó menet tulajdonságaik, fordulékonyaságuk, és a félpótkocsi leválaszthatósága olyan műszaki és gazdasági előnyöket jelentenek, amelyek vitathatatlanok. Ennek ellenére itt kell megjegyeznünk, hogy különösen a belső teherzállításban nagy számban megtalálhatók a pótkocsis teherautók. A kéttengelyű, négykerékű pótkocsik elvileg bármelyik teherautóhoz csatlakoztathatók, megfelelő kapcsolószerkezettel. Leginkább a nyitott teherautókkal vontatnak hasonló nyitott felépítményű pótkocsit. Az oldalfalak mindkettőn lehajthatók, illetve a tehergépkocsi és a pótkocsi is ponyvázható. Ily módon nagyon korszerű, és a nemzetközi forgalomra is alkalmas pótkocsis szerelvények képezhetők. Menettulajdonságaik, fordulékonyaságuk nem éri el a nyerges szerelvények szintjét, gazdaságos és sokcélu kihasználhatóságuk azonban jobb azokénál.

- Végezetül együtt említeném a nagyon sokféle különleges, vagy speciális tehergépkocsit. Ide sorolhatók többek között a hűtőkocsik, amelyek kiváló hőszigetelésű felépítménnyel és hűtőgéppel vagy anélkül készülnek, gyorsan romló áruk szállítására. Jármű szempontból lehetnek csukott tehergépkocsik vagy nyerges félpótkocsik egyaránt. Ugyanez a megállapítás vonatkozik a tartálykocsikra is, melyek folyadékok, vagy porszálított gázt szállító, nagy belső nyomással terhelt tartálykocsikról. Tulajdonképpen vége-hossza nem lenne a különleges tehergépkocsik felsorolásának; Élőállatszallító, mélyített rakfelületű gépszállító, dömpert jellegű billenőputtonyos, autószállító, vagy darus gépkocsiknak, tűzoltóautóknak, műhelykocsiknak, csatornatisztító kocsiknak, szemétyűjtő kocsiknak stb. Járműkonstrukciós szempontból ezek az ún. alvázis tehergépkocsikból vagy a nyerges szerelvényekből származtathatók, inkább csak a speciális felépítményükkel és azok gépészeti berendezéseivel különböznek egymástól.

### C) Mezőgazdasági erőgépek

Funkciójukat tekintve rendkívül sokoldalúak és a tehergépkocsiktól erősen elkülöníthetők. Feladataik közül legalapvetőbbnek tekinthetők a következők:

- Talajművelő gépek vontatása, vagy esetleg hordása és működtetése. (Ékék, boronák, kultivátorok, vetőgépek, permetezőgépek stb.).

- Álló helyzetben dolgozó mezőgazdasági munkagépek és berendezések meghajtása.
- Kiegészítő manipulátorokkal felszerelve különböző műveletek elvégzése. (Emelés, rakodás, keverés stb.)
- Végül pótkocsik és vontatmányok továbbítása a mezőgazdasági földterületen és részben a közutakon.

Már a felsorolt néhány feladat is bizonyítja, hogy a mezőgazdasági erőgépek konstrukciójának különböznie kell a közúti járművek szokásos szerkezeti megoldásaitól. Így például a laza és sáros talajhoz alkalmas nagyméretű gumibroncsokkal kell rendelkeznie. Kormányzásához elengedhetetlen a szervóműködtetés, mozgékonyága növelésére bármely kormányzási mód alkalmazható. Kiváló terepjáró képességekkel rendelkeznek, lejtős, dombos terepen is. Rugózás nem szükséges. Nagyteljesítményű motorja a hajtáshoz és a munkagépek hajtásához egyaránt kapcsolható legyen. Hajtási rendszerei rugalmasak és elakadásra érzéketlenek legyenek. Általában a hidraulikus működtetőrendszer megkövetelt. A vezető részére megfelelő védett munkateret és lehetőleg magas komfortot biztosítson. Mindezek mellett időtálló, robusztus felépítésű, de olcsó is legyen. Nem folytatom a követelmények felsorolását, az erőgépgyártás és fejlesztés külön jegyzetet kíván, bár a közúti járműfejlesztés eredményeiből kétségtelenül sok minden adaptálható itt is.

#### 4.2 VASÚTI JÁRMŰVEK FELOSZTÁSA ÉS JELLEMZŐI

A vasutat mint közlekedési ágazatot alapvetően a kötöttpályás üzem jellemzi. Következésképpen minden vasuti járművet a jellegzetes nyomkarimás kereke teszi "vasuti járművé". Az acélkerék acélsínkapcsolat tehát olyan, hogy a jármű kerekeinek nemcsak alátámasztását, hanem haladásának kényszerpályáját is meghatározza. Könnyen belátható, hogy a vasuti járműnek ez a jellegzetes tulajdonsága valójában a vasutak egyik óriási előnyét biztosítja: A járművek egész sora kapcsolható össze és továbbítható egy egységben, vonatként. A másik előnyről már szóltunk, ez a kis gördülési ellenállás. Jóllehet igaz, hogy elmondottak minden vasuti járműre jellemzőek, a járművek funkcionális feladatköre erősen differenciálódott, rendkívül sokféle járműtípus alakult ki a vasutaknál. Felosztani a vasuti járműveket sokféle szempont szerint lehet, válasszuk például a következő csoportosítást:

### Rendeltetésük szerint megkülönböztetünk:

- Vontató járműveket (Mozdonyok, motorkocsik)
- Vontatott járműveket (személy- és teherkocsik)
- Egyéb (vasutüzemi célú) járműveket.

Mozdonyok. Vontatási célokat szolgáló járművek, amelyek a pályael-lenállás legyőzéséhez, illetve a vonattovábbításhoz szükséges erőgéppel és erőátviteli berendezéssel rendelkeznek. Utasok, vagy haszontelher szállítására nem alkalmasak, de rendelkeznek utaskényelmet szolgáló gőzkazánnal, generátorral, vagy áramátalakítóval. Segédüzemi berendezésük termeli továbbá a vonat fékezéséhez szükséges sűrített levegőt is. A mozdonyok felosztása többféle szempontból lehetséges, így

### az alkalmazott erőgép szerint megkülönböztetünk:

- Gőzmozdonyokat,
- Diesel-mozdonyokat,
- Villamos mozdonyokat,
- Gázturbinás mozdonyokat és
- Atomreaktor-hajtású mozdonyokat.

### A pálya rendeltetése szerint vannak:

- Fővonalai mozdonyok, (160-230 kN tengelynyomással)
- Mellékvonalai mozdonyok (100-140 kN tengelynyomással)

### A pálya nyomtáva szerint megkülönböztetünk:

- Normálnyomtávu (1435 mm-es)
- Széles nyomtávu (1524, 1676 stb. mm-es)
- Keskeny nyomtávu (760, 1000 mm-es) mozdonyokat.

### A forgalmi rendeltetés szerint pedig:

- Gyorsvonati,
- Személyvonati,
- Tehervonati,
- Univerzális és
- Tolató mozdonyok alakultak ki.

Jegyzetünknek nem lehet célja a felsorolt mozdonytipusok részletes ismertetése. Ezért csak a hazai járműipar által gyártott mozdonyok általános jellemzőinek bemutatására szorítkozunk.



## Diesel-mozdonyok

Erőgépek a jólismert Diesel-motor, amelynek teljesítménye mechanikus, hidraulikus, vagy a villamos erőátvitelen keresztül adódik át a mozdony hajtott tengelyeire. A mechanikus erőátvitelt kisebb teljesítményű tolatómozdonyokban alkalmazzák, 110...145 kW-ig. A hidraulikus erőátvitelt mintegy 1100 kW teljesítményhatárig használják, míg előlött általában villamos erőátvitelt építenek a mozdonyokba. A Diesel-mozdonyok sok előnyös tulajdonsággal rendelkeznek, különösen a korábban elterjedt gőzmozdonyokkal szemben. Egy dologban azonban megegyeznek: A tüzelőanyagban kémiailag lekötött energiát ezek is a mozdonyon alakítják át mechanikai (vontatási) munkává. Ez a körülmény e mozdonyok átlagos teljesítményét is behatárolja. Emiatt, és a világméretű ásványolajválság miatt jóval célszerűbbnek tekinthetők a

## Villamos mozdonyok

Ezeknél a hajtóenergia előállítására nem a mozdonyon történik, hanem azt a felsővezetéken keresztül biztosítják a villamosenergia hálózattól. Ennek következtében a villamos mozdonyok alacsonyabb teljesítménysúlyúak és igen magas teljesítményűek (2000...5000 kW). Egyenáramú és váltóáramú mozdonyok üzemelnek, közülük az 50 Hz-es váltóáramú mozdonyok a legkorszerűbbek, mert ezek az országos villamosenergia hálózattól láthatók el energiával. A felsővezeték általában 15...25 kV-feszültségű. A villamosmozdonyok általában egyenáramú, soros gerjesztésű vontatómotorokkal épülnek, miután ezen motorok kedvező szabályozási tulajdonságokkal rendelkeznek. A mozdonyokon ezért áramátalakítást kell végezni, amely ma már kizárólag félvezető egyenirányítókkal történik.

A villamos vontatás egyetlen hátránya, hogy ahhoz igen jelentős értékű ún. helyhez kötött berendezés (felsővezeték, villamos állomások) szükséges amelyeknek nemcsak a beruházási, de a karbantartási költségei is magasak. Esetleges üzemzavar esetén pedig egész vonalszakaszok maradhatnak vontatóenergia nélkül. Mindezek ellenére a nagyforgalmú szakaszokon világszerte terjed a villamos vontatás.

## Motorkocsik

A motorkocsik végeredményben a mozdonyokhoz hasonló vontatójárművek, amelyek azonban utasok és haszontéher szállítására is alkalmasak. Lehetnek úgynevezett vontató motorkocsik; ezek általában Diesel-motoros kocsik, amelyek 1...2 személykocsi vontatására alkalmasak. Több motorkocsiból és a kifejezetten hozzájuk készített pótkocsikból álló zárt szerelvényt motorvonatnak nevezzük. Ezeket a viszonylag sok hajtott tengelyű, alacsony tengelynyomású és nagy sebességű jellemzi

általában. A legkülönbözőbb utasforgalmi célokra világviszonylatban egyre jobban terjednek, közülük is elsősorban a felsővezetékes energiaellátású villamos motorvonatok.

Gépezetüket tekintve talán egyszerűbbek, funkciójukat tekintve azonban legalább a mozdonyokkal egyenrangúak a vontatott járművek.

### A vasúti személykocsik és teherkocsik

A vasúti személyszállítás feladata a tömeges személyforgalom kényelmes, biztonságos, gyors és gazdaságos lebonyolítása. Ennek megfelelően igen sokféle, különböző műszaki paraméterű és komfortfokozatu személykocsik alakult ki.

Közülük a legjelentősebbek:

- I. és II. osztályú 4 tengelyes személykocsik,
- Helyközi forgalmu személykocsik,
- Hálókocsik,
- Fekvőhelyes kocsik (turista kocsik),
- Étkezőkocsik, bistro-kocsik,
- Szalonkocsik, kilátó kocsik stb.

A teherszállítás - mint láttuk - még nagyobb tömegű és változatos szállítási feladatot jelent a vasutaknak. Ennek megfelelően sokrétű a teherkocsiparkja is:

Legnagyobb darabszámban található az általános célu teherkocsik, amelyek fedett, vagy nyitott kivitelben készülnek, és az áruszállítások legnagyobb részének lebonyolítására alkalmasak. Ezek a kocsik ma már tipizált főméretekkel, kéttengelyes és négytengelyes kivitelben készülnek, sorozatgyártásban, szabványosított elemekkel.

Különleges szállítási feladatok ellátására; Pl. élőállatok, élelmiszer, ömlesztett áru, folyadékok, gázok, járművek stb. szállítására a vasutak különleges teherkocsikat alkalmaznak. Legjelentősebbek ezek közül a

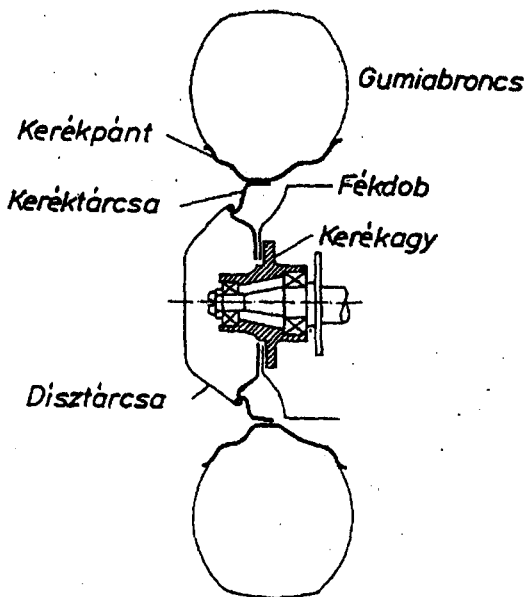
- Tartálykocsik,
- Hűtőkocsik,
- Konténerszállító kocsik,
- Élőállatszállító kocsik,
- Autószállító kocsik.

Végül a vasutak rendelkeznek olyan különleges járművekkel is, amelyekkel az üzemfenntartást és a jármű, valamint a pályaellenőrzést végzik.

## 5. A KERÉK ÉS A PÁLYA KÖZÖTTI KAPCSOLAT VIZSGÁLATA

Járműdinamikai szempontból nincs fontosabb témakör, mint a kerék és a pálya közötti kapcsolat, amely forgalombiztonsági és energetikai vonatkozásban egyaránt döntő jelentőségű. Közülük is elsősorban a biztonságos üzemelést befolyásoló erőkapcsolat a leglényegesebb, vagyis a haladási irányú fékezőerőnek és hajtóerőnek átszármasztatása, illetve a jármű haladási irányát meghatározó úgynevezett oldalerők átadásának körülményei.

Tekintettel arra, hogy különösen az oldalerők átadásánál jelentős eltérés van a közúti és a vasúti járművek kerekei között, a kétféle erőkapcsolatot külön tárgyaljuk.

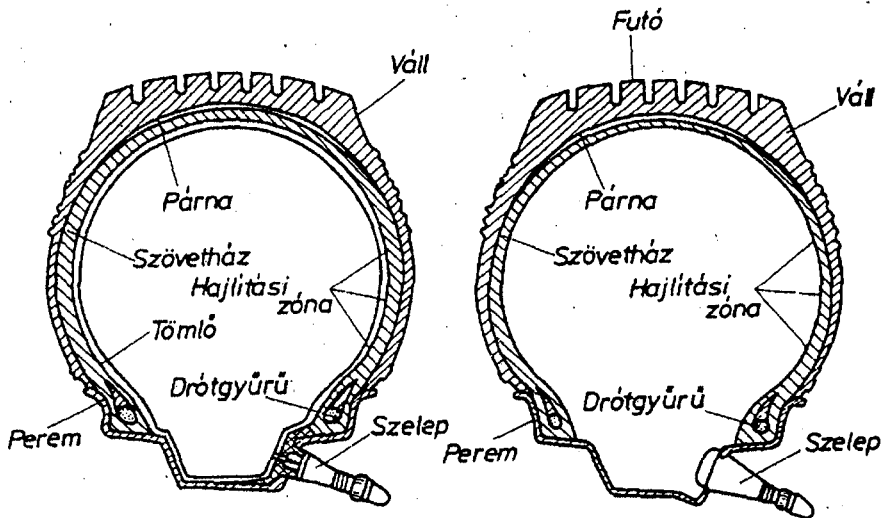


24. ábra

## 5.1 A FÚVOTT GUMIABRONCSÚ KERÉK SZERKEZETE, GÖRDÜLÉSI ÉS TAPADÁSI JELLEMZŐI

A gépjármű kerekének szerkezetét vázlatosan mutatja a 24. ábra. Az utpályával közvetlenül kapcsolódó eleme a gumiabroncs. Ma ismert változatainak őse a múlt század végén jelent meg az akkori gépkocsik kerekain.

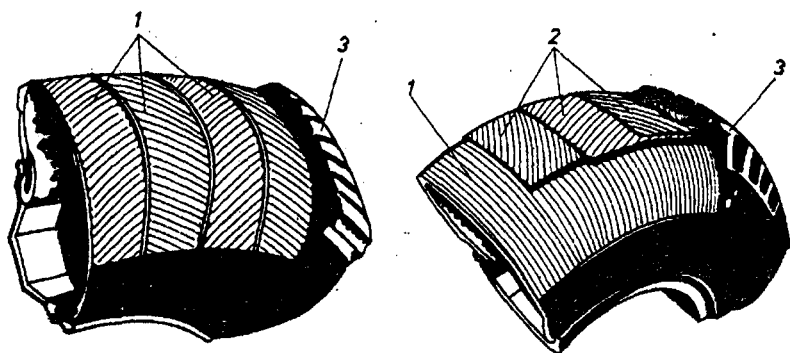
A gumiabroncs szerkezetét a 25. ábrán látjuk tömlős, illetve tömlő nélküli kivitelre.



25. ábra

A gumiabroncs külső burkolata az ugynevezett gumiköpeny, amelynek közvetlenül az uttal érintkező felülete a futógumi. A köpeny feladata, hogy állandó térfogatot és közel állandó alakzatot biztosítson a belsejébe zárt levegőnek és azon keresztül létesítsen rugalmas kapcsolatot az utpálya és a kerék között. A belső légnyomás természetesen meg akarja nyújtani a gumiköpenyt. Ezt akadályozza meg az erős szövetváz, amely gumizott kordszövetből készül. A kordszövet anyaga leggyakrabban nylon, újabban pedig acélhuzal, illetve üvegszál sodrony. A szövetváz 2-3, esetleg még több rétegből készül. A rétegek száliránya szerint megkülönböztetünk diagonális- és radiálszerkezetű abroncsokat. (26. ábra) Közöttük szerkezetileg az a különbség, hogy a diagonális szerkezetű szövetvázak száliránya hegyesszöget zár be a koronavonallal,

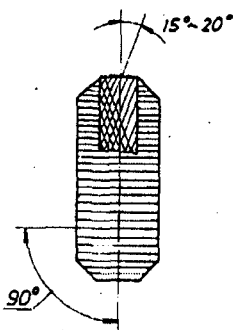
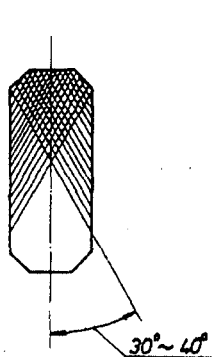
míg a radiál szövétvázé  $90^{\circ}$ -os szöget. A radiálbroncsok futófelülete alá közvetlenül néhány erősítő övet építenek be, amelynek koronavonallal bezárt száliránya  $15...20^{\circ}$ . Ez főleg a hosszirányú erők átadása miatt szükséges. A kétféle bronzszerkezet jellemzőire még visszatérünk.



1 - szövétváz

2 - övrétegek

3 - futófelület



26. ábra

A szövétváz és a futógumi közötti párnaréteg feladata, hogy csillapítsa az utfelület egyenetlenségei által keltett dinamikus erőhatásokat. A köpenynek egy nagyon fontos eleme az ugynevezett oldalgumi, ami a szövétvázat védi az oldalsérüléstől. Ez a hajlításnak legjobban kitett szerkezeti rész.

A köpeny a peremmel csatlakozik a keréktárcsához. Ezért egy fémhuzalból álló peremkarikával van megerősítve, amelyet zsinórszövet erősít a betétszövethez.

Végül a gumiabroncsnak fontos szerkezeti eleme a belső tömlő; amely egy körgyűrű alaku végtelenített cső, nagy légzárási tényezőjű gumi- anyagból készítve. Természetes, hogy ennek megfelelően szilárdsága kicsi, tehát csak a gumiabroncs belsejébe szerelve létesíthető benne az előírt levegőnyomás. Annak érdekében, hogy a tömlő a köpeny bel- sejében ránc és gyűrődés nélkül helyezkedhessen el, legnagyobb átmé- rőjét 3-5%-kal kisebbre, legkisebb átmérőjét pedig 2-3%-kal nagyobbra készítik a köpeny azonos jellegű méreteihez képest.

Ma már elterjedten alkalmazzák az ugynevezett tömlő nélküli abron- csokat is. A tömlő szerepét ezeknél a köpeny belső felületére vulkani- zált légzáró gumiréteg vette át és nagyon fontos a kerékpánt és a kö- peny peremrésze közötti kiváló légzárás, amely különösen a kisebb gu- minyomásoknál okozhat problémát.

Menetdinamikai szempontból rendkívül fontos tényező a gumiabroncs futófelületének mintázata.

Ennek megválasztásakor tekintetbe kell venni:

- a jármű jellegét, rendeltetését,
- az üzemeltetéshez várható utviszonyokat,
- üzemelési sebességet és terhelését.

Leggyakrabban használt mintázatokat a 27. ábra mutatja be. A 27.a) ábra városi (országuti) mintázatokat ábrázol, amelynek üzemeltetése elsősorban hézagmentes burkolatu utakon előnyös.

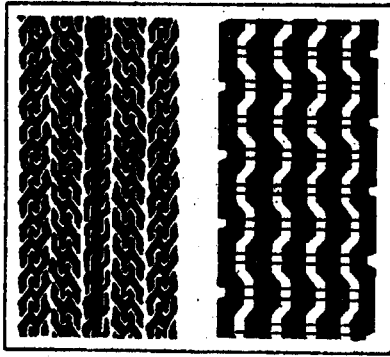
A 27.b) ábrán látható mintázat erősebb hosszanti bordákat és a szélein "kapaszkodó körmököt" tartalmaz. Ez az ugynevezett féltérepjáró min- tázat, amelynek alkalmazása részben szilárd burkolatu, részben pedig terepen üzemelő járművekhez ajánlott.

A 27.c) jelű mintázat kifejezetten terepjárók kerekeire jellemző. Alkal- mazása földutakon, terepen közlekedő kisebb sebességű járművekhez szokásos.

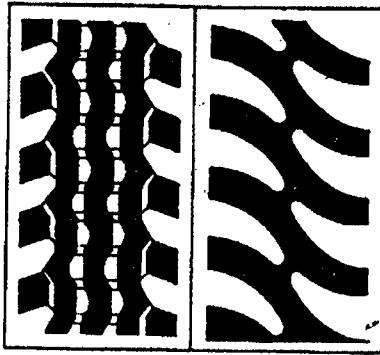
Megemlítendő még, hogy gyártanak kifejezetten téli üzemelésre speciá- lis gumiabroncsokat, amelyeknek futófelületébe keményfémcsuccsal el- látott szegeket illesztnek be. Ezeket a "szöges abroncsokat" valószí- nűleg be fogják tiltani, mert rendkívüli módon koptatják az utburkolatot.

A gumiabroncsok ipari méreteit kétféleképpen szokták megadni, a 28. ábrán látható méretek felhasználásával.

A méreteket angol collban, vagy milliméterben adják meg általában. Megegyezés továbbá, hogy  $A = B$  mérettel.



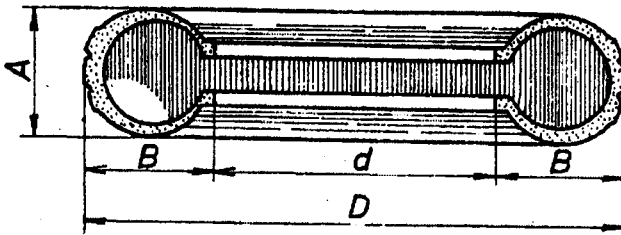
a



b

c

27. ábra



28. ábra

A drótperemű nagynyomású köpenyek méreteit a "D" külső átmérővel és az "A" profilszélességgel fejezik ki, tehát D x A jelöléssel. Pl. 40 x 8", 34 x 7", 36 x 8" stb.

A drótperemű kisnyomású köpenyek méreteit viszont az "A" profilszélesség és a "d" kerékpántátmérő jellemzi, vagyis az A x d méretjelölés.

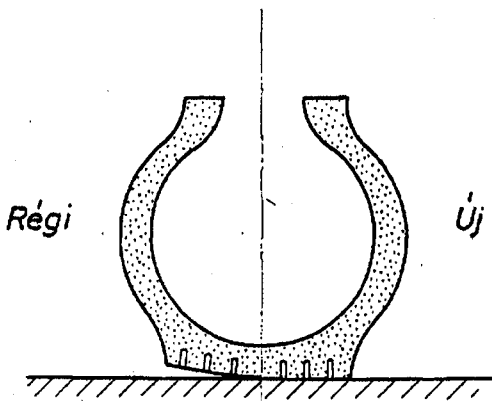
Példák erre: 6,5 x 13", 5,5 x 15", stb.

A köpeny szélességét okykor milliméterben adják meg, a kerékpánt átmérőit viszont collban.

Példák:           165 x 13"                   (6,5 x 13")  
                  155 x 13"                   (6,0 x 13")

### A gumiabroncs gördülési tulajdonságai

Korszerű utburkolaton haladásnál megállapíthatjuk, hogy csak a gumiabroncon keletkezik rugalmas benyomódás. A talajjal érintkező, úgynevezett deflexiós gumifelület állandóan változik a kerék forgása miatt. Nyilvánvaló, hogy ez a sorozatos gumideformáció hővé alakuló munkát igényel, ez az egyik energetikai magyarázata a gördülési ellenállásnak. Másrészt a kísérletek azt igazolták, hogy - különösen a régebbi, ivelt futófelületű abroncsoknál - az érintkező felületek mentén nem egyenletesen oszlik meg a felületi nyomás. Emiatt járulékos deformációk is keletkeznek gördülés közben, amelyek tovább növelik a veszteséget, illetve a gördülési ellenállást.



29. ábra



Uj abroncsoknál ezt a járulékot hengeres futófelülettel igyekeznek csökkenteni. (29. ábra)

Ugyancsak a deformációs munkaveszteséggel magyarázható az a tény is, hogy egy hajtott kerék gördülési ellenállása nagyobb, mint egy nem hajtott, vagy más néven futó keréké.

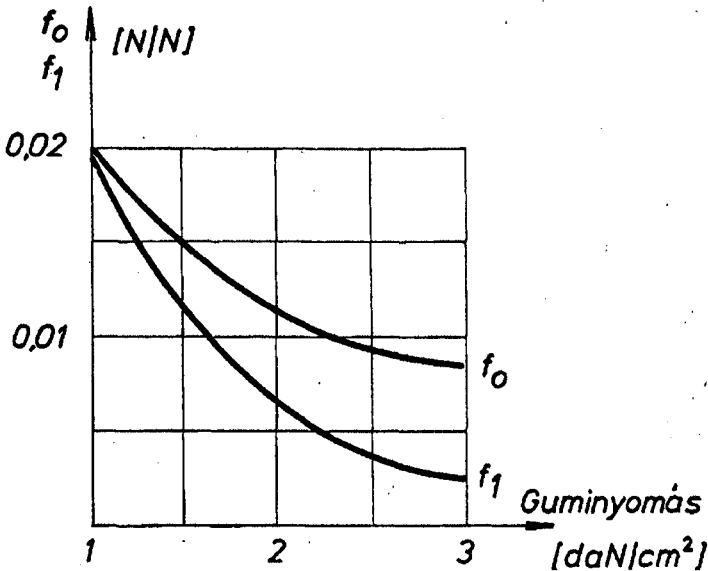
A gördülési ellenállás nagysága végül is kísérletekkel határozható meg legmegbízhatóbban. Az egységnyi kerékterhelésre jutó gördülési ellenállást fajlagos gördülési ellenállásnak, vagy gördülési ellenállástényezőnek nevezzük:

$$f_g = \frac{W_g}{G_k} [N/N]$$

Kísérleti eredmények alapján a következő empirikus képlettel is számítható a gördülési ellenállástényező:

$$f_g = f_0 + f_1 \left( \frac{V}{100} \right)^n$$

ahol a sebességet km/ó-ban kell behelyettesíteni.



30. ábra

$f_0$  és  $f_1$  a gumiabroncs belső légnyomásától függő tényezők, amelyek jellege a 30. ábra szerinti.

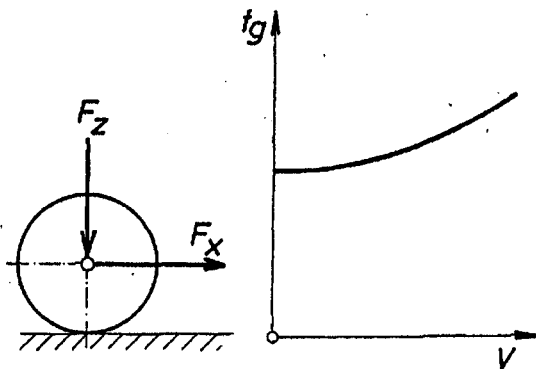
Vagyis a belső nyomás növekedésével csökken a gördülési ellenállás. Ez az előzőek alapján belátható, hiszen a belső nyomás növekedésével csökken a gumi futófelületének belapulási mélysége. (Deflexiója) Más oldalról következik ebből az is, hogy a deflexió mértékével együtt növekszik a gumiabroncs melege, amely annak élettartamát erősen csökkenti. Mindezek együttesen utalnak arra, hogy a gumiabroncsokra előírt névleges belső nyomást be kell tartani, illetve rendszeresen kell ellenőrizni.

Különböző abroncsokra és utfelületekre különböző gördülési ellenállástényezők, illetve empiriák adottak. Betonutra jól használható a

$$f_g = 0,0125 + 0,0085 \left( \frac{V}{100} \right)^{2,5} \quad \text{összefüggés.}$$

A vizsgálati eredmények szerint a gördülési ellenállástényező értéke különböző utburkolatoknál

$$f_g = 10 \dots 15 \left[ \frac{N}{kN} \right] \quad \text{között változik.}$$

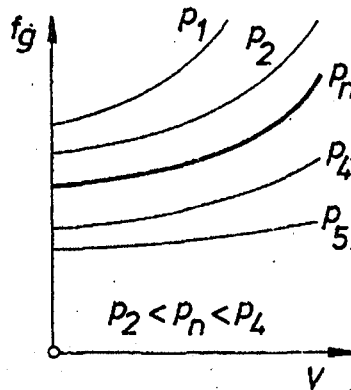


31. ábra

Gördülési ellenállásról elmondottakat dr. Ratskó kutatásai nyomán né-

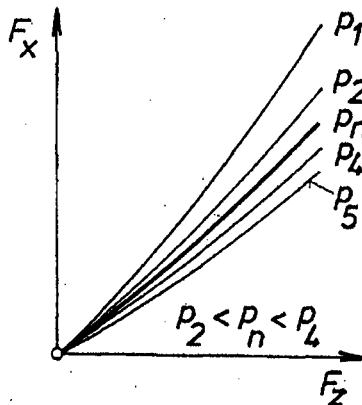
hány tipikus ábrán is érzékeltetjük. 31. ábra az  $F_z$  erővel terhelt kerék vonóerő szükségletével fejezi ki a gördülési ellenállás-tényezőt, amely a sebességtől függő.

32. ábrán a fajlagos gördülési ellenállás sebességfüggvényeit a belső nyomás paramétere szerint láthatjuk.



32. ábra

Végül pedig a kerékterhelés és a belső nyomás paramétere függvényében mutatja a gördülési ellenállást a 33. ábra.



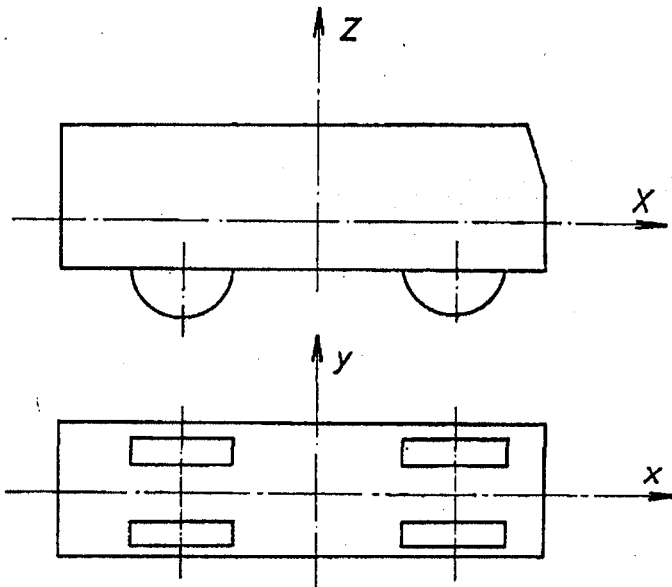
33. ábra

A bemutatott karakterisztikák is igazolják a gumi belső nyomásának fontosságát, és ellenőrzésének, beállításának jelentőségét.

### A gumiabroncs tapadási jellemzői

Szűkebb értelemben véve itt a futófelület és az utpálya érintkező felületei között fellépő tapadás, illetve erőzárás problémáját kell megtárgyalnunk. Látni fogjuk azonban, hogy ez a téma sokkal összetettebb ennél és komoly járműdinamikai, menetstabilitási és iránytartási problémák megoldásának is alapját képezi.

További vizsgálódásainkhoz mindenekelőtt egyezzünk meg a 34. ábra szerinti koordináta-rendszerben.

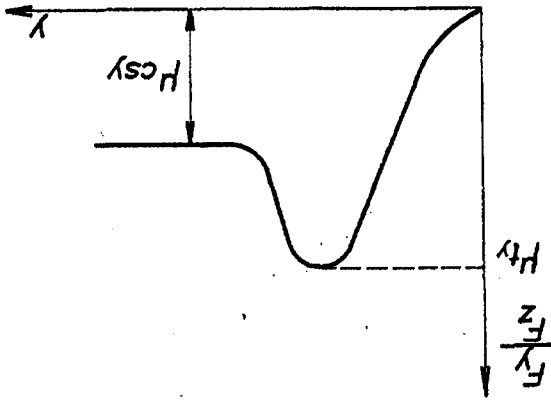


34. ábra

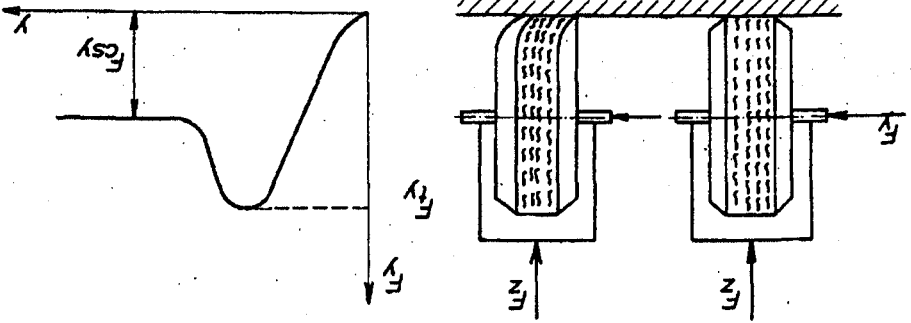
A jármű hossz tengelye az "x" tengely, a kereszt tengelye "y" tengely, és függőleges tengelye a "z" tengely. Végezzünk el ezek után egy képzetbeli kísérletet a 35. ábrán látható módon.

Vagyis terheljük meg egy teljesen rugalmatlan és nagyon merev talajon álló kereket  $F_z$  függőleges erővel, majd fokozatosan növekvő  $F_y$  oldalerővel is, amelynek nagyságát mérjük.

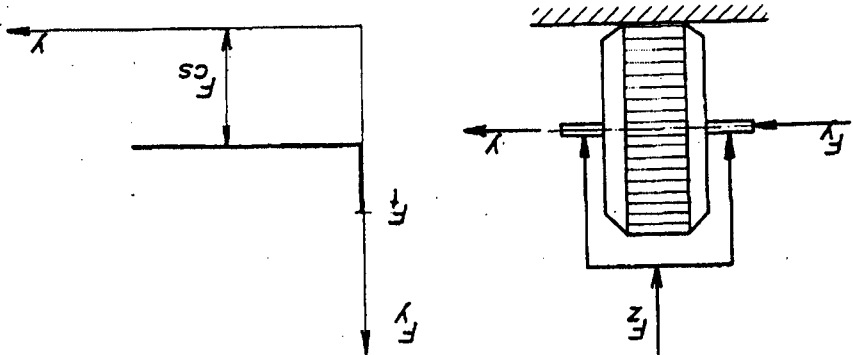
37. ábra



36. ábra



35. ábra



Egyidejűleg mérjük az oldalirányú elmozdulást is. Azt tapasztaljuk, hogy egy jól meghatározható  $F_t$  erőig nincs oldalirányú elmozdulás, vagyis a jól ismert surlódási tényező ebből

$$\mu_t = \frac{F_t}{F_z} \text{ összefüggéssel meghatározható. Rugalmatlan abroncs esetén}$$

ugyanaz az eredmény adódik x irányban is.

Ismételjük meg most a kísérletet egy fuvott gumiabronccsal, és akkor a 36. ábra szerinti eredményt kapjuk.

Vagyis a valóságos gumiabroncsnál az utpályával érintkező felületen csak akkor keletkezhet erőátadás (erőzárás), ha van rugalmas deformáció. Az erőzárási  $F_{ty}$  határig tiszta rugalmas deformáció van, csuszás nélkül.

További  $F_y$  erőnövekedésre megindul a csuszás, csökken az átvihető erőhatás, egészen a tiszta csuszásra jellemző  $F_{cs}$  értékig.

Könnyen belátható, hogy ha  $F_z =$  állandó, akkor képezhető egy  $\frac{F_y}{F_z}$  tényező, amelynek jellege a 37. ábra szerinti:

$\mu_t$  értékét tapadási tényezőnek,  $\mu_{cs}$ -t pedig csuszósurlódási tényezőnek nevezzük.

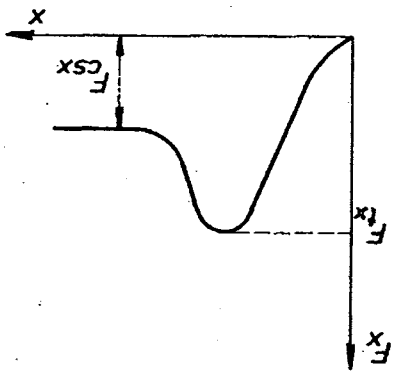
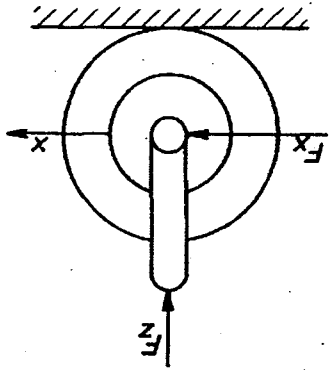
A kísérletet végezzük el "x" irányban is, befékezett kerékkel, az eredmény hasonló jellegű, de általában nem azonos. (38. ábra)

Eddig végiggondolt kísérleteink statikus jellegűek voltak. Dinamikus, vagyis gördülés közbeni vizsgálatok is végezhetők azonban. Például egy M nyomatékkal meghajtott kerék gumiabroncsa a 39. ábra szerint deformálódik. Vagyis az utfelülettel érintkező deflexiós felületre ható

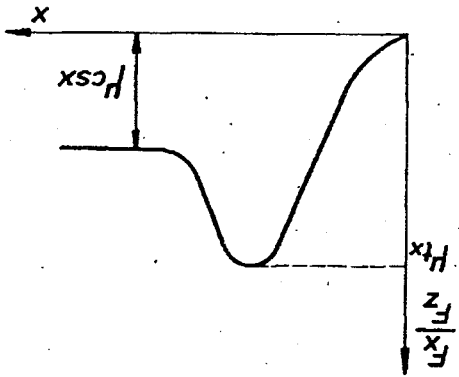
$\frac{M}{r_g}$  nagyságu kerületi erő rugalmasan deformálja a gumi koronaövet és az abroncstestet is.

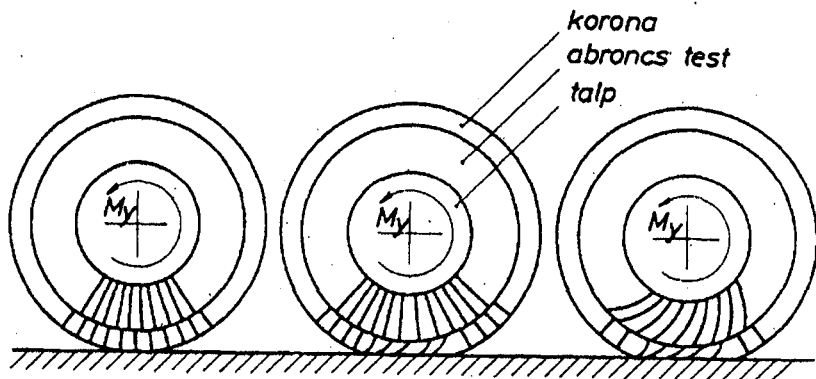
Belátható, hogy a gördülés közben folyamatosan belépő újabb és újabb abroncsdeformációk végül is csökkentik a kerék által ténylegesen megtett utat. Vagyis a tényleges " $n_k$ " kerékfordulatszám helyett csak egy kisebb " $n_{eff}$ " kerékfordulatszámból számítható a tényleges keréket. A relatív fordulatszám csökkenés az ún. "slip".

Ha a dinamikus erőzárási tényezőt vizsgáljuk, akkor az a slip függvényében a 40. ábra szerinti.



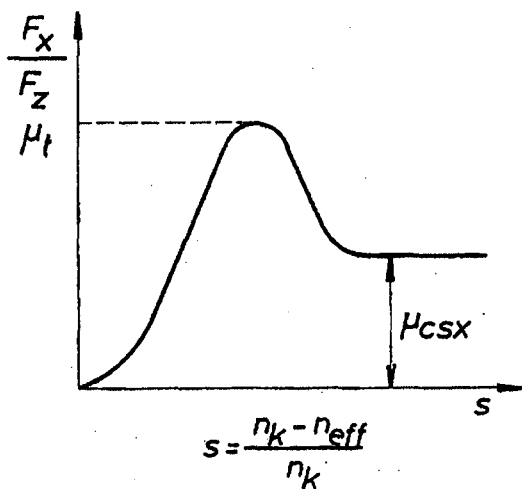
38. ábra



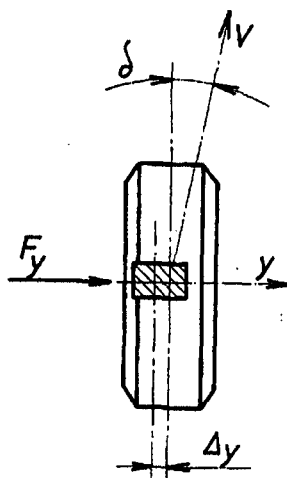


39. ábra

Visszatérve ezután a  $F_y$  oldalrővel terhelt gumiabroncshoz, annak  $y$  irányú deformációja egy rendkívül fontos jelenséget okoz, a gumiabroncs oldalkuszását. (41. ábra)



40. ábra



41. ábra

Ha ugyanis az  $y$  irányba eltolódott gumiabroncs gördül, akkor a már tárgyalt deflexió miatt folyamatosan olyan új gumirészek érnek a pályához, amelyek még nem deformálódtak, de az előző réteg deformációja révén  $y$  irányban eltolódva érnek az utpálya felületéhez. Ezt követően ezek is deformálódnak, vagyis a gördülés során a kicsiny oldalirányú deformációk integrálódnak, összegeződnek.



Ez egy a kerék eredeti síkjától eltérő irányu haladást eredményez a gördülő kerékeknek. A jelenséget a gumiabroncs oldalkuszásának nevezik, méreteire pedig a " $\delta$ " oldalkuszási szög, vagy más néven ferdefutási szög jellemző.

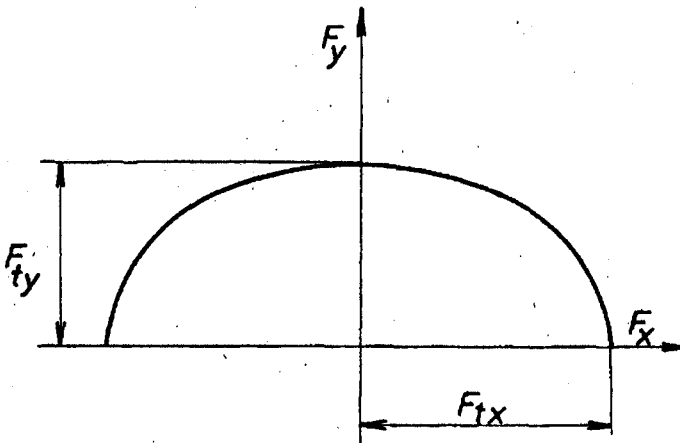
Későbbiekben a stabilitás és az iránytartás tárgyalásánál látjuk majd részletesebben az oldalkuszás hatásának jelentőségét. Most még azt kell megállapítanunk az eddigiek alapján, hogy az oldalkuszás mértéke az abroncs oldalirányú deformációjától függ.

Vagyis a diagonál abroncsnál nagyobb, a radiál abroncsnál kisebb mértékű oldalkuszással számolhatunk, azonos  $F_y$  erő hatására.

Említettem már, hogy a gumiabroncs deformációja és tapadási ereje  $x$ , és  $y$  irányban sem egyforma gördülés közben. Általában  $F_{tx} > F_{ty}$

és e két erő vektorális eredőjének határoló görbéje egy ellipszis (42. ábra). Ennek ismerete a menetstabilitás kérdéseinél lesz döntő egyszerűen azért, mert az utpálya síkjában átadott bármely irányú erő mindig csak 2 tényezőtől függ;

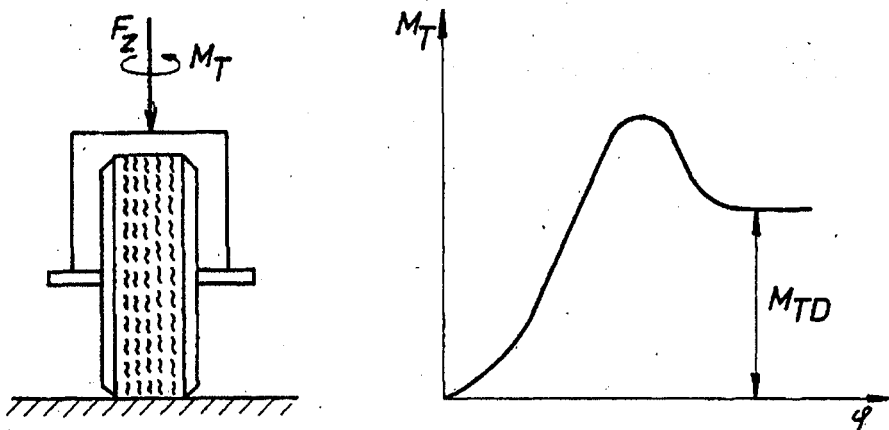
- az erőzárási- vagy a csuszósurlódási tényezőtől, és
- a pillanatnyi keréknyomástól, pontosabban kerékkerheléstől, mint normálerőtől.



42. ábra

### A gumiabroncs torziós jellemzői

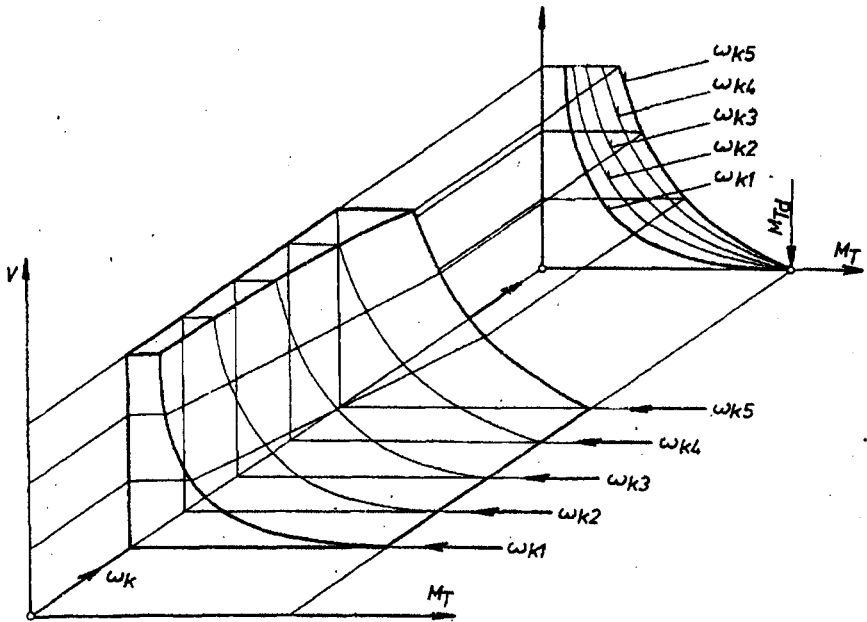
Az előzőekhez hasonlóan elvégezhető egy kísérlet úgy is, hogy az  $F_z$  erővel az utpályára szorított kereket egyenletesen növekvő  $M_z$  nyomatékkal terheljük. Az abroncs koronavonalán keresztülménő ugynevezett "fősíkja" ekkor  $\varphi$  szöggel elfordul a 43. ábra szerint.



43. ábra

A rugalmas elfordulási tartományban az utpálya burkolata és a deflexiós gumifelület között nincs elcsuszás, a gumiabroncs torziós deformációja eredményezi a kerék-fősík elfordulását. A megcsuszás után az  $M_{TD}$  vel jelölt torziós nyomaték gyakorlatilag állandó a teljes csuszó elfordulás során.

A torziós karakterisztikából következik, hogy ha a kerék gördül, akkor mindig újabb és újabb deformációmentes abroncsfelületek kerülnek a deflexiós szakaszba, miközben a másik oldalon a deformálódott felületek kilépnek az érintkezési zónából és így csavaró deformációjuk megszűnik. A jelenség hasonló a már tárgyalt "oldalkuszáshoz", ezért ezt - dr. Ratskó nyomán - "kormányzási kuszásnak" nevezzük. A kormányzási kuszással magyarázható az a jólismert tapasztalati tény, hogy az álló jármű kerekét nehéz elkormányozni, míg ugyanakkor a haladó jármű könnyen kormányozható. A kerék fősíkjának  $\omega_k$  szögsebességű elfordulása következtében fellépő torziós nyomatékok ugyanis folyamatosan lépülnek a  $V$  sebességgel gördülő kerék abroncsán. Ily módon elvileg csuszásmentes kormányzási folyamat is biztosítható. A tényleges nyomaték tehát az  $\omega_k$  és a  $V$  sebesség függvénye, amint az a 44. ábrán látható.



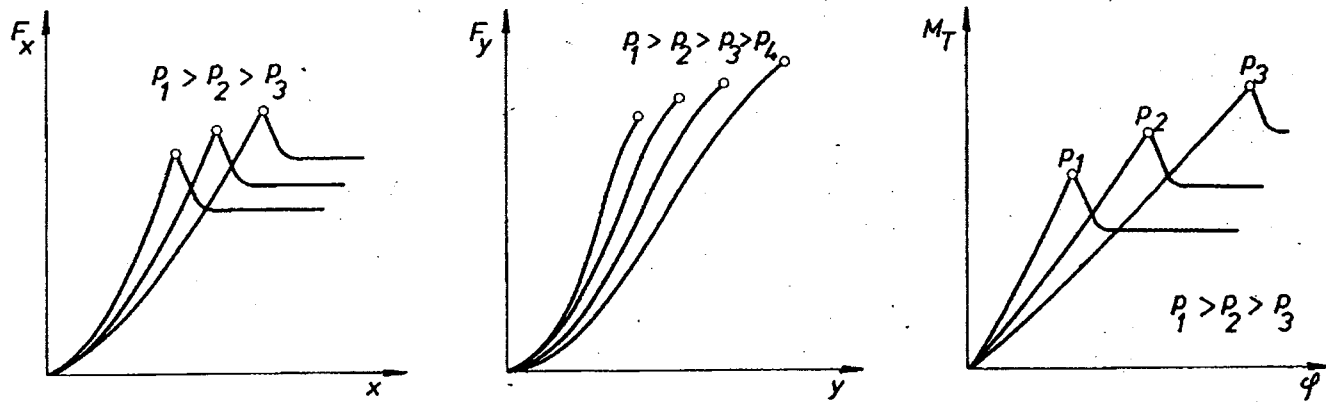
44. ábra

### A gumiabroncs karakterisztikákat befolyásoló tényezők

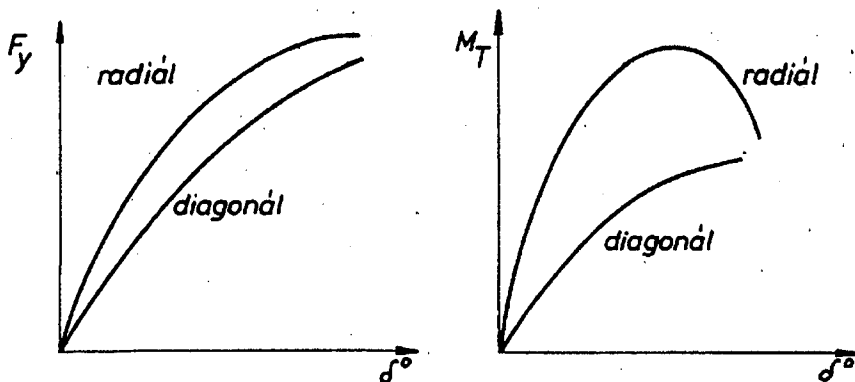
Korábban már láttuk, hogy az ugynevezett radiális karakterisztikát erősen befolyásolja a gumiabroncs belső nyomása. Így van ez az oldalerő és a hosszirányú erő, valamint a torziós nyomaték karakterisztikáinál is. (45. ábra)

A karakterisztikákból kitűnik, hogy a belső guminyomás csökkenésével kismértékben növekszik a tapadási erőzár, illetve torziós nyomaték nagysága. Ugyanakkor azonban kedvezőtlenül növekszik az oldalkuszás és a kormányzási kuszás nagyságát meghatározó gumideformációk mértéke is. Ennek fontosságát a menetstabilitás vizsgálatánál részleteiben is tárgyalni fogjuk.

A gumiabroncs szerkezete a másik jelentős befolyásoló tényező. A már említett radiál abroncsoknak igen kedvező tulajdonsága, hogy nagy radiális lágyág mellett az oldalmerevségük és torziós merevségük lényegesen nagyobb a diagonál abroncsénál. Következésképpen oldalkuszási szögük és a kormányzási kuszási hajlamuk kisebb, mint a diagonál abroncsé. (46. ábra)



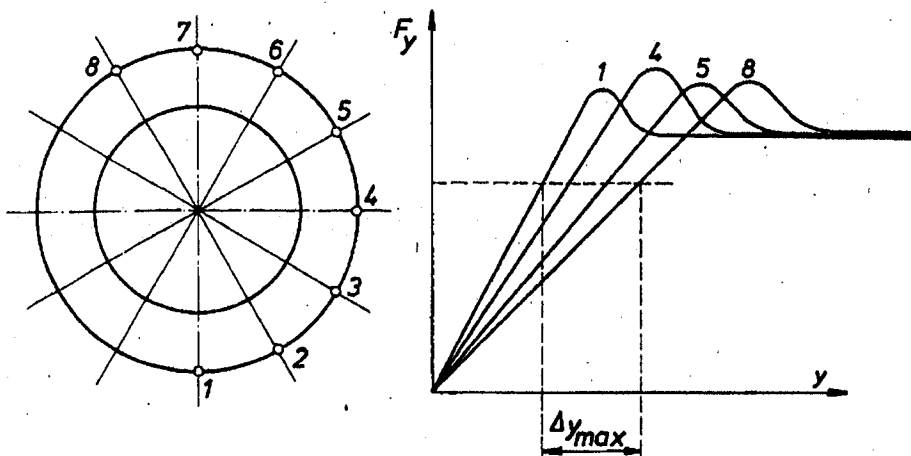
45. ábra



46. ábra

Ezek a szerkezeti tulajdonságok szintén a menetstabilitást befolyásolják erősen. Befejezésül szólni kell egy tényezőről, amely a legujabb kutatások eredményeként vált ismertté. Ez a gumiabroncs ugynevezett "polár-aszimmetriája".

Röviden összefoglalva arról van szó, hogy a gumiabroncs gyártási technológiájának tökéletlensége miatt nem biztosítható az eddig tárgyalt jellemzőknek a kerület menti állandó értéke. Egy példa; Az oldalmerőség a különböző kerületi helyeken mérve más-más karakterisztikát eredményez. (47. ábra)



47. ábra

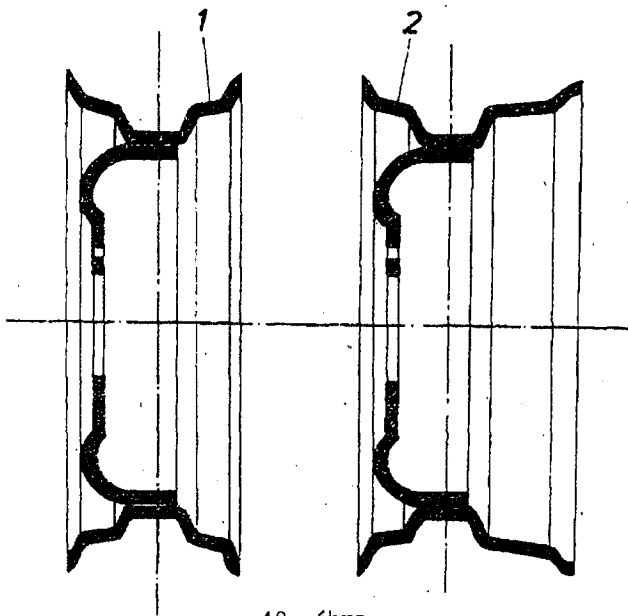
A polár aszimmetria kellemetlen, sőt veszélyes lengések, kormánylengések okozója lehet, mint periodikus gerjesztőhatás, ezért a fejlesztés és kutatás egyik kiemelt témája lesz a jövőben.

Az oldalmeresség polár-aszimmetriája mellett a torziós merevség koronavonal menti aszimmetriája a másik legkellemetlenebb abroncsjellemző. Mindkettő igen kellemetlen kormánylengések okozója lehet.

A fuvott gumibroncsról elmondottak a mai abroncskutatási és fejlesztési munkának csak a legfontosabb eredményeit próbálják érzékeltetni. Ez a téma a jövőben is egyik súlyponti területe lesz a gépjármű fejlesztésnek.

## 5.2 A KERÉKPÁNT, A KERÉKTÁRCSA ÉS A KERÉKAGY SZERKEZETE

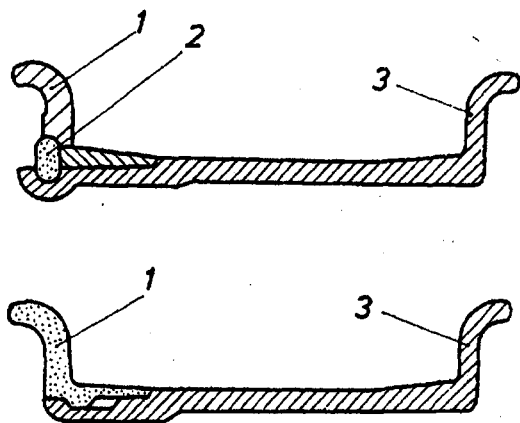
A 24. ábrán vázolt gépjárműkerék e három szerkezeti elemének alapvető feladata, hogy a gumibroncs, és az utpálya érintkezésénél ébredő erőhatásokat átvegye és üzemszerűen funkcionálva továbbítsa a tengelycsonk csapágyazásán keresztül az álló tengelycsonkra.



48. ábra

A kerékpánt a gumiabronccsal közvetlenül kapcsolódó szerkezeti elem. Kisebb méretű, általában személykocsi kerekekhez szét nem szerelhető kerékpántokat alkalmaznak. Ezek a gumiabroncs fel- és leszerelhetősége miatt ugynevezett mélyhornyu, vagy mélyágyazású kivitelben készülnek, többnyire acéllemezről sajtolva. A horony helyzete szerint megkülönböztetünk szimmetrikus vagy aszimmetrikus mélyágyazású kerékpántokat (48. ábra).

Tehergépkocsik és autóbuszok nagyméretű kerekei széles és erős gumiabroncsainak szerelése már megoldhatatlan lenne ilyen módon, ezért ezeknél ugynevezett osztott laposágyazású kerékpántokat alkalmaznak. Leggyakoribb megoldás, amikor az egyik oldali perem le- illetve felszerelhető. A levehető peremet vagy egy rugós zárógyűrű rögzíti, vagy maga a perem illeszkedik rugalmasan a pánt hornyába. (49. ábra)



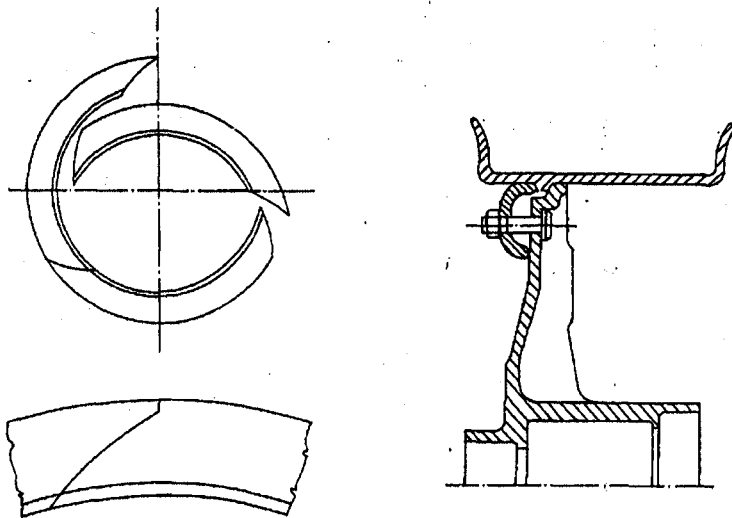
49. ábra

A laposágyazású kerékpántoknak számos egyéb változata ismert. Közülük nagyon elterjedt az ún. Trilex kerékpánt, amelynél a kerékpánt három különálló ívből áll. Ezeket az acélöntvényből készült küllős agyhoz csavarral és körmös alátéttel rögzítik. (50. ábra)

A keréktárcsa lehet sajtolt acéllemez, amely hegesztett kötással kapcsolódik a kerékpánthoz és illesztett csavaros kötással van az agyon kiképzett peremhez rögzítve.

Legtöbbször ugyanezekkel a csavarokkal kapcsolódik a kérékagyhoz a fékdob belső pereme is.

Nagy járműveknél szokásos még a tárcsa és a kérékagy acélöntvényből való készítése, mint azt a Trilex keréknél már láttuk.



50. ábra

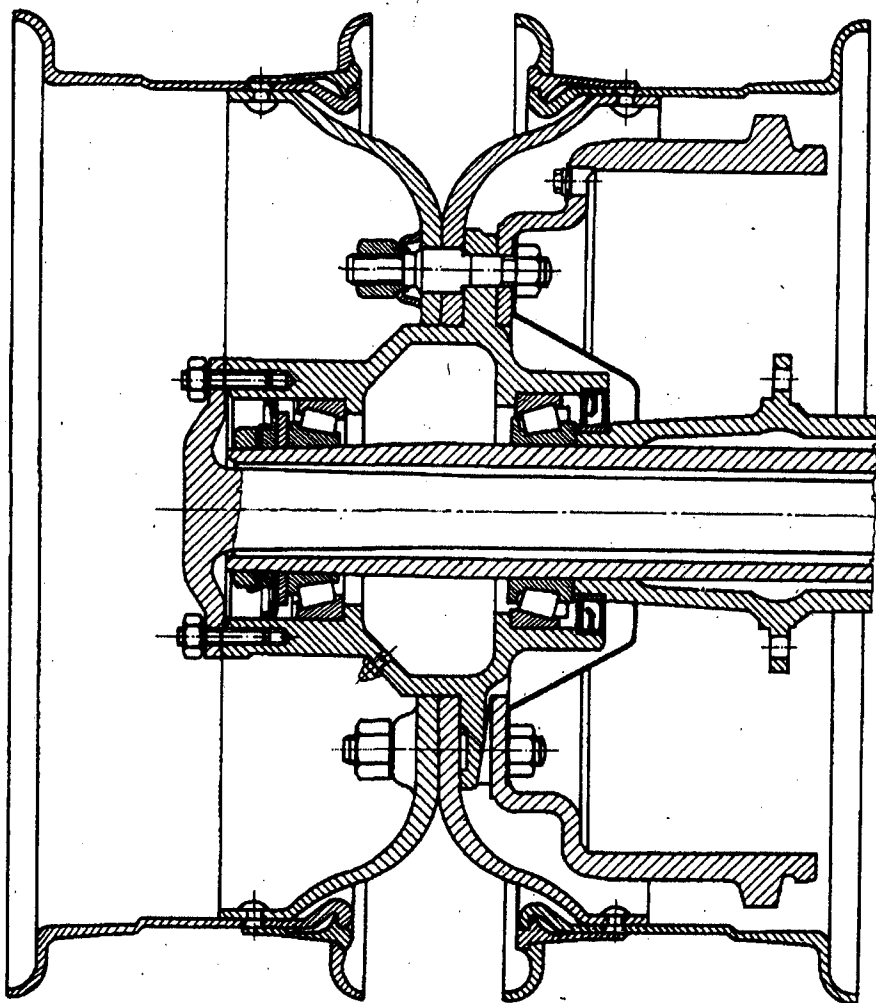
A kerékagy lényegében csak akkor tekinthető külön szerkezeti elemnek, ha a keréktárcsa oldható, csavarozott megoldással kapcsolódik hozzá. Nagy járműveknél általában a keréktárcsával egybeöntött acélöntvény. A kerékagy fontos funkciója, hogy magában foglalja a tengelycsuk-csapágyakat. Belső üreges része tehát a csapágybeépítési előírásoknak megfelelően alakítandó ki (50. ábra).

Ugynevezett hajtott ikerkerekeknél, tehermentesített féltengely esetén a kerékagy külső peremén oldódik át a hajtónyomaték (51. ábra). Fontos követelmény, hogy a kerékagy és a keréktárcsa, valamint a fékdob, megfelelően központosított, illesztett csavarozással legyen összerendezhető. Anyagválasztásuk a már jellemzett konstrukciós megoldás függvénye; acéllemez, acélöntvény és kovácsolt acélból készült előgyártmány figyelembevételével.

### 5.3 A VASÚTI KERÉKPÁR SZERKEZETE

Funkcióját tekintve hasonló a közúti járműkerékhez, hiszen végeredményben a függőleges és a horizontális terhelések felvételére hivatott gördülés közben, vagyis a sín és a jármű közötti erők biztonságos átvitele a feladata.

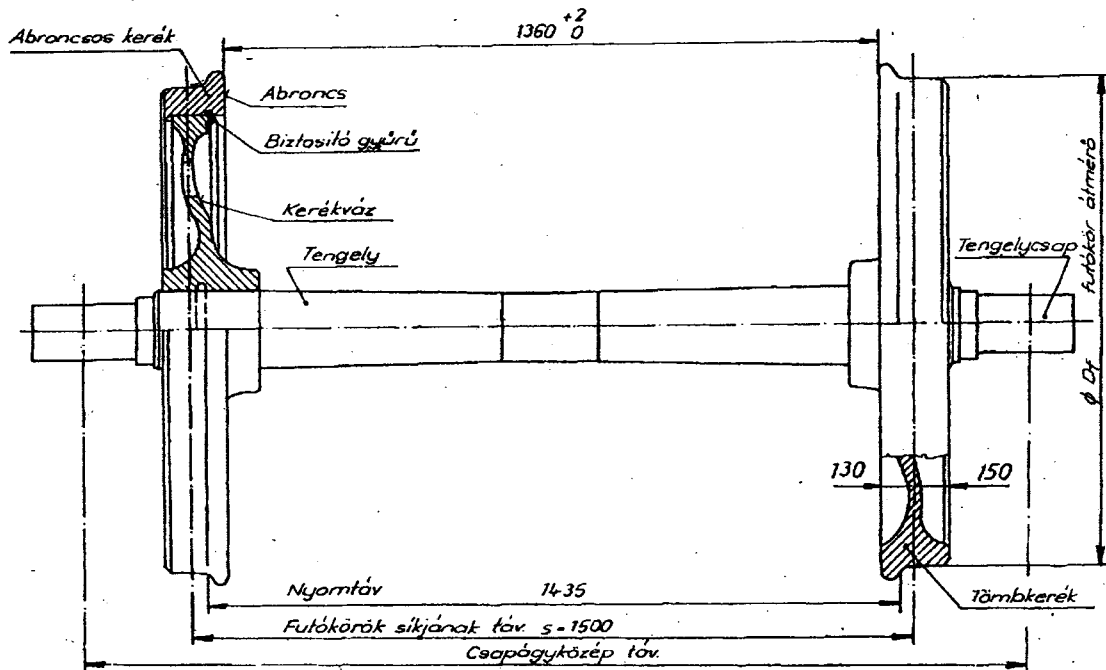




51. ábra

Szerkezetét és üzemeltetési jellemzőit tekintve már sokban különbözik a gépjárműkeréktől.

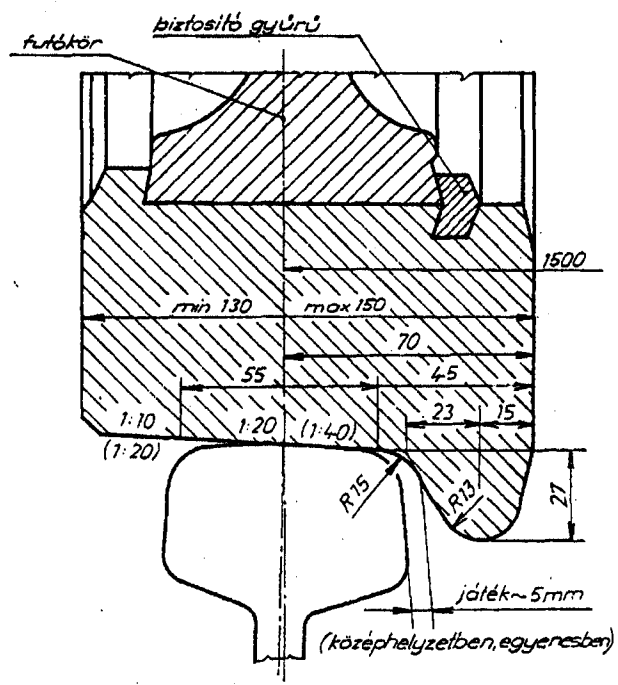
- Mindenekelőtt abban, hogy itt két kerék van mereven rögzítve egy közös tengelyen, ez a komplexum a vasuti kerékpár.
- A vasuti kerékpár tisztán acélszerkezetű, vagyis futófelülete is acél, tehát a sínpályával való közvetlen kapcsolata erős dinamikus igénybevételeket okoz.



52. ábra

- Az acélkerék-acélsín kapcsolat természetesen csökkenti a gördülési ellenállást is, de a tapadási tényezőt is. A vasuti kerék gördülési ellenállástényezője  $w_g = 0,001 \dots 0,0015 [N/N]$  értékű.
- Egy rendkívül fontos jellemzője, hogy az oldalirányú erőket a kerék-talp surlódásán kívül a kúpos felületű nyomkarima mint oldalvezető felület is átadja a sín érintkező felületének.

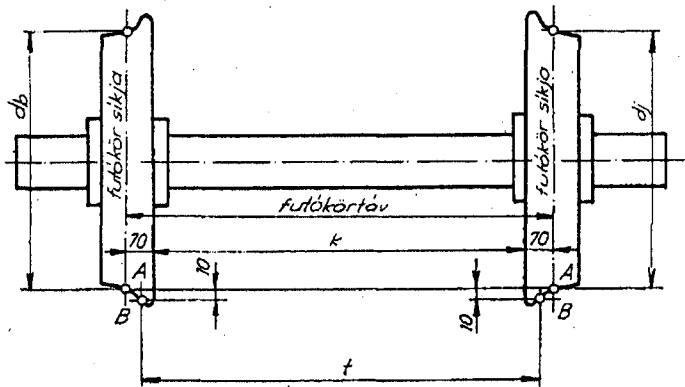
A kerékpár szerkezetét az 52. ábrán láthatjuk, mégpedig az abroncsos és a tömbkerék kivitelben. Abroncsos szerkezetnél az acélöntvényből készített vagy hengerelt kerékvázra zrugorkötéssel rögzítik a nagyszilárdságú és kopásálló acélgyűrűből kiesztergált abroncsot, amelyet egy melegen behengerelt biztosító gyűrűvel is ellátnak. (53. ábra)



53. ábra

Az abroncs külső felülete az ugynevezett kerékprofilnak megfelelően van esztergálva. Sínrel üzemszerűen érintkező felülete az 55 mm széles futófelület, amely (1 : 20), illetve (1 : 40) kúposágú, és a nyomkarima kúpos felülete, amely 60°-os kúpszögű. Későbbiekben látni fogjuk, hogy a kerékprofil alakja alapvetően befolyásolja a kerékpár gör-

dülési tulajdonságait és a sinnel érintkező felületeinek kopását. Ezért ujabban más profilk kialakítása is folyamatban van. Az abroncsos kerék gazdaságossági előnyei, hogy az erősen igénybe vett abroncsot kiváló minőségű anyagból készíthetik, míg a kerékváz gyengébb minőséget igényel csupán. Másrészt a kopott profilu abroncsos kerék meghatározott méretig újraesztérgálható, majd pedig a kopott abroncs új abroncsra cserélhető. Hátránya viszont, hogy a zslugorkötés miatti belső feszültségek kedvezőtlenül szuperponálódnak a sinnel való érintkezésnél ébredő Hertz feszültségekre. Másrészt a tuskós fékezés során fellépő abroncsmelegedés lazulást okozhat a zslugorkötésben, ami biztonsági okokból nem megengedhető. Egyre jobban terjed ezért az 52. ábrán is látható tömbkerék, vagy más néven monoblock kerék használata. Ennél a kerékvázat és a külső kerékkoszorut, valamint a kerékagyat egyetlen acéltömbből állítják elő, meleghengerréssel. Ezáltal könnyebb a kerék, abroncslazulás veszélye nincs és a kerék-sin kapcsolatból eredő szilárdsági igénybevétel is kedvezőbb. Igaz viszont, hogy ily módon a teljes kereket jó minőségű acélból kell készíteni.



54. ábra

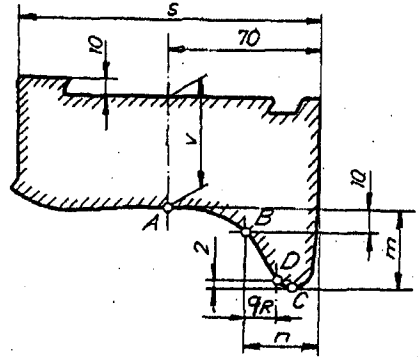
A kerekeket gondos előkészítés és ellenőrzés után hidegen sajtolják fel a tengelyeken kialakított "agyülésre". A felsajtolást egyenletes sebességgel végzik, miközben diagramon rögzítik a sajtolóerő értékeit. A sajtolási végerő értéke 700...1400 kN közötti, attól függően, hogy un. futó vagy hajtott kerékpárról van-e szó. Az elkészült kerékpárt szigorú méretellenőrzésnek, statikus és dinamikus kiegyensúlyozásnak vetik alá. A kerék-sin kapcsolat és az optimális gördülési viszonyok szempontjából természetesen a készremunkált kerékpár fő méretei a döntőek, ezek az 54. ábrán láthatók.

Az európai normál nyomtávu pályákra alkalmas kerékpárok fő méretei a következők:

- "t" nyomszélesség =  $1426 \pm 10$  mm,
- "k" keréktáv =  $1360 \pm 3$  mm.
- Adódó méret ebből a futókör síkuk egymástól való távolsága, amely kereken 1500 mm.

Ezenkívül természetesen mérni kell és üzemkőzben is ellenőrizni kell a kerékprofil fő méretait, amely az 55. ábrán látható.

- n - nyomkarima vastagság,
- m - nyomkarima magasság,
- $q_R$  - a kisklás szempontjából kritikus érintési távolság, amely minimum 6,5 mm lehet,
- v - abroncs vastagság (csak abroncsos keréknél, tömbkeréknél más a határméret),
- s - abroncs vagy kerékkoszoru szélesség.



55. ábra

Felsorolt méreteket és a profil egyéb jellemzőit a vasuti műszaki előírások rögzítik, betartásuk kötelező.

A kerékpártengely nagyszilárdságú és szívós szénacélból, illetve ötvözött acélból készül. Legjobban igénybe vett része a csapágyakat hordó tengelycsap és a kerék agyulás közötti része. A vasuti kerékpártengely forgó hajtogató ismétlődő igénybevételnek van alávetve, ezért méretezése kifáradásra történik. Esetleges törése súlyos vasuti balesetekhez, tömegszerencsétlenséghez vezetne, ezért a tengelyméretezést nagy biztonsági tényezővel kell elvégezni, és új tengelynél különleges ütépróbákat is végre kell hajtani. A már üzemelő kerékpárok tengelyein pedig a vasutak előírásai szerinti időközönként ultrahangos repedésvizsgálatot kell végezni.

## 5.4 JÁRMŰKEREKEK CSAPÁGYAZÁSA

A kerékcsapágyak általánosított feladata az egymáshoz képest forgó járműalkatrészek közötti, függőleges és vízszintes síkban ható erők, üzemszerű átadása, a lehető legkisebb nyomatéki ellenállással és a legnagyobb üzembiztonsággal. Gépelemekből ismert, hogy ez a feladat csuszócsapágyakkal és golyós- vagy gördülőcsapágyakkal oldható meg. Járműveknél ma már szinte kizárólag a golyós- és gördülőcsapágyak használatosak kerékcsapágyazásra. Ennek magyarázata ezen csapágytípus alapvető előnyeiben rejlik:

- Maximálisan szabványosított, nagy tömegben gyártott, raktárról olcsón beszerezhető, csereszabatos,
- Szinte tökéletesen megbízható, minimális karbantartást igénylő, számítható élettartamu,
- Indítási ellenállása jóval kisebb, mint a csuszócsapágyaké,
- Nemzetközileg elismert, kipróbált és elfogadott gépelem, amelyet a gyártó művek nagy gonddal fejlesztenek tovább.

A golyós- és gördülőcsapágyakat tehát nem a járműgyártó vagy járműtervező mérnök tervezi, de ő építi be, ő választja ki a legjobban megfelelő csapágytípust az adott járműhöz. Ismernie kell tehát a csapágy alapvető jellemzőit, elsősorban a katalógusokban található fő méreteket és műszaki adatokat.

Ezek közül:

$C_o [N]$  - a határterhelés, vagy statikus alapterherbírás,

$C [N]$  - az alapterhelés, vagy dinamikus alapterherbírás,

$n_{max}$  1/perc - a maximális határfordulatszám.

- A  $C_o [N]$  határterhelés a csapágy méreteiből és a szilárdsági állandóiból számított érték, amely főleg az álló helyzetben terhelt, vagy lassan forgó csapágyaknál jelentős. A terhelés hatására ugyanis a gördülőtestek és a gördülőpályák érintkezési pontjaiban maradó alakváltozások keletkeznek. Amikor ezek együttes értéke eléri a gördülőtestek átmérőjének 1/10 000-ed részét, az ekkor fellépő terhelés a  $C_o$  határterhelés.
- A  $C [N]$  alapterhelés megállapodás szerint az a terhelés, amely mellett a csapágy élettartama 1 millió fordulat. Az alapterhelés általában statisztikai alapon van meghatározva úgy, hogy az abból számított élettartamot a csapágyak 90%-a biztosan eléri.

- Az  $n_{\max}$  határfordulatszám az adott csapágy üzemében megengedett legnagyobb percnkénti fordulatszám. A járművekbe beépített kerékcsapágyak vonatkozásában elsősorban azok várható élettartama érdekes számunkra. Ez függvénye annak, hogy a tényleges csapágyterhelés mennyire közelíti meg a C dinamikus alapterherbirás értékét. Az anyagkifáradásig megtett millió fordulatok száma a következő összefüggésből határozható meg:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^q, \text{ ahol}$$

L - a névleges élettartam millió fordulatban,

P - az egyenértékű csapágyterhelés [N]

C - az alapterhelés [N]

q - hatványkitevő golyóscsapágyakra 3, görgőscsapágyakra 10/3 értékű.

Gépelemekből ismert továbbá, hogy a P egyenértékű csapágyterhelés a ténylegesen ható radiális és axiális terhelőerőkből számítható:

$$P = X V F_r + Y F_a \text{ [N]}$$

X és Y értékei csapágykatalógusból vehető ki, V értéke pedig:

- Ha a belsőgyűrű forog a terhelés irányához képest;  $V = 1$

- Ha a külsőgyűrű forog a terhelés irányához képest;  $V = 1 \dots 1,25$

Járművek kerékcsapágyainál az élettartam millió kilométerben is kifejezhető:

$$L_s = \frac{D \cdot \pi \cdot L}{1000} \text{ [mill. km]} \text{ ahol}$$

D - a kerék futó körátmérője m-ben

L - a csapágy élettartama millió ford.-ban

A csapágyakra vonatkozó szerkezeti jellemzők közül egyik legfontosabb az ugynevezett csapágyhézag, vagyis az a relatív elmozdulás, amellyel meghatározott mérőterhelés hatására az egyik csapágygyűrű a másikhoz képest radiális vagy axiális irányban eltolódik. Az elmozdulást a két szélső helyzet között kell mérni. Golyóscsapágyaknál a radiális hézag zérus értékű, görgőscsapágyaknál viszont hézagnak kell lennie, mert a szoros illesztés miatt a külső gyűrű összenyomódik, a belső gyűrű pedig kitér. Hozzájárul ehhez a csapágy üzem közbeni felmelegedése, amely végül is a hézag eltűnéséhez, és a csapágy beszorulásához vezetne. A teljesség kedvéért meg kell említeni, hogy a nagy

csapágyhézag sem kedvező, mert kellemetlen dinamikai jelenségek okozója lehet. Járművek kerékcsapágyazásához általában az "N" jelű, normálhézagú csapágyakat használják. Megjegyzendő azonban, hogy a ferde hatásvonalú kupgörgős csapágyak hézaga csak beszerelt állapotban értelmezett, és csak ilyen állapotban szabályozható, mint azt a későbbiekben látni fogjuk.

Végezetül - mintegy emlékeztetőként - megjegyzem, hogy a gördülőcsapágyaknak fontos szerkezeti eleme a kosárszerkezet, amely a teherhordásban nem vesz részt, de fontos feladata a gördülőtestek vezetése és összetartása, a közöttük levő távolság állandósítása. Ennek hiányában a csapágyon belül fokozott csuszás, melegedés és időelőtti tönkremenetel keletkezne. A kosárszerkezetek anyagai alapján a legismertebb megoldások:

- Az "M" jelű sárgaréz tömör kosár,
- Az "Y" jelű sárgarézlemezről sajtolt kosár,
- A "j" acéllemezről sajtolt kosár,
- A "T" jelű műanyag kosárszerkezet.

Nagyterhelésű, főként vasuti járműveknél az "M" és "Y" jelű, közuti járműveknél a kisebb tömegű "j" jelű kosárszerkezetek a járatosak.

#### 5.4.1 A gépjárműkerék csapágyazása

Közuti járművek kerékcsapágyazásának szerkezeti és üzemelési jellemzőit vizsgáljuk meg ezek után kissé részletesebben. A már látott 24. ábra alapján nyilvánvaló, hogy a gumiabroncs és az utfelület érintkezésénél ébredő erők a kerékagyon keresztül adódnak át a hordcsapágyakra, illetve ezeken keresztül terhelik a tengelycsonkot. A függőleges és a keresztirányú erők esetére mutatja a terhelési viszonyokat az 56. ábra.

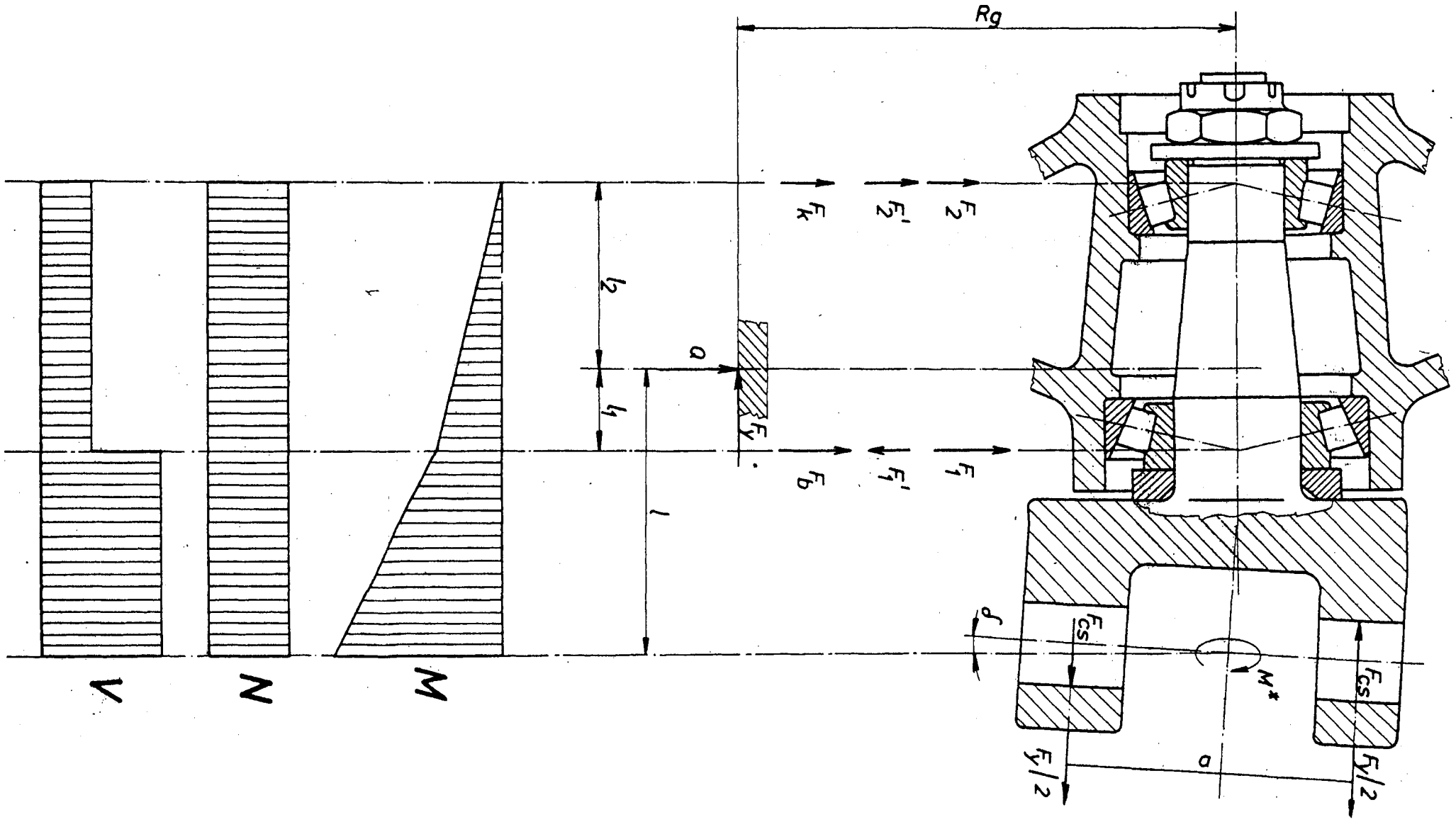
Ha a gumiabroncs, a keréktárcsa és a kerékagy súlyát elhanyagoljuk, akkor a  $Q$  kerékterhelésből számítható csapágyerők:

$$F_1 = \frac{\ell_2}{\ell_1 + \ell_2} Q \quad \text{és} \quad F_2 = \frac{\ell_1}{\ell_1 + \ell_2} Q$$

illetve  $Q = F_1 + F_2$



56. ábra



Ivmenetben fellépő  $F_y$  oldalero hatására járulékos csapágyterhelések ébrednek az

$$M' = R F_y \text{ nyomaték következtében.}$$

Ezek értéke: 
$$F'_1 = -F'_2 = \frac{R}{l_1 + l_2} F_y$$

Esetünkben tehát a belső körön gördülő keréknél:

$$F_k = F_2 + F'_2 \text{ (külső csapágyterhelés)}$$

$$F_b = F_1 - F'_1 \text{ (belső csapágyterhelés)}$$

Ezenkívül a kúpögörös külső csapágyat  $F_y$  nagyságu axiális erő is terheli, az egyenértékű csapágyterhelés meghatározásánál tehát ezt is figyelembe kell venni.

Külső körön gördülő keréknél természetesen megváltoznak a járulékos terhelések;

$$F_k = F_2 - F'_2 \text{ és } F_b = F_1 + F'_1$$

Az axiális " $F_y$ " terhelés ekkor a belső csapágyon adódik át a tengelycsonkra.

Az 56. ábrán a tengelycsonk igénybevételi ábráit is feltüntettük a belső körön gördülő kerék esetére. A hajlítónyomatéki, a nyíróerő és a normálerő ábrák alapján a tengelycsonk szilárdságilag méretezhető. Ábránk egy kormányzott kerék tengelycsonkját szemlélteti, amelynek a függőcsapszeg tengelyén átmenő feltételezett befogási keresztmetszetére ható nyomaték:

$$M^x = l \cdot Q + M' = l Q + R F_y$$

Ezzel a függőcsapszegről átadódó erőpár nyomatéka tart egyensúlyt, vagyis

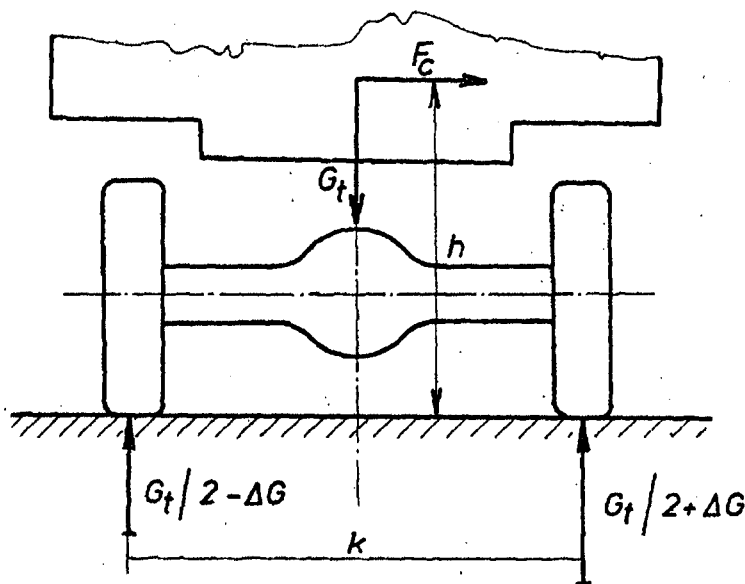
$$F_{cs} = \frac{M^x}{a} = \frac{l Q + R F_y}{a}$$

Látható, hogy a függőcsapszeget terheli még az  $F_y$  erő is. A csapágyak és a tengelycsonk, valamint a függőcsapszeg stb. méretezéséhez ehelyütt még annyit jegyezzünk meg, hogy - mint láttuk - a maximális oldalerő a keréknyomás függvénye:

$$F_{y\max} = \mu_t Q$$

A keréknyomás pedig (még statikus szemlélet esetén is) függvénye a centrifugális erőnek, oldalszélynomásnak stb. Legyen példa erre az 57. ábrán látható eset, amikor is  $G_t$  tengelynyomás és az adott tengelyre jutó  $F_c$  centrifugális erő esetén a külső, illetve belső oldali keréknyomások értéke:

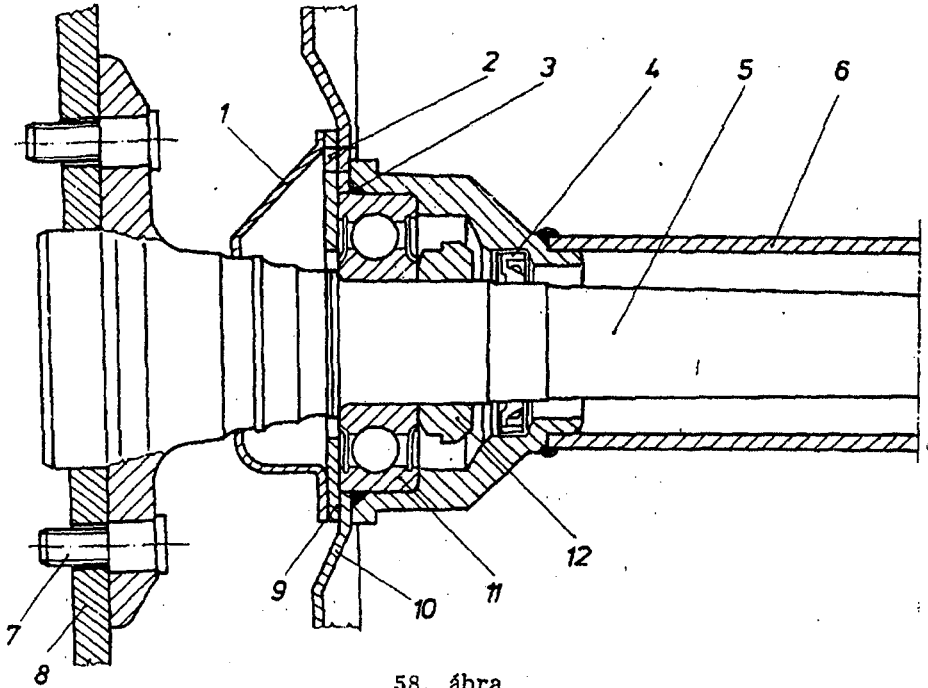
$$Q_{k,b} = \frac{G_t}{2} \pm \frac{h \cdot F_c}{k}$$



57. ábra

Csak megemlítem, hogy a rugózott jármű oldallengései során a keréknyomások dinamikusan változnak, ennek részletes vizsgálata azonban meghaladná e jegyzet kereteit. Mindenesetre a csapágyak és a tengelycsonk igénybevétele változó, ugynevezett lüktető igénybevételnek tekinten-

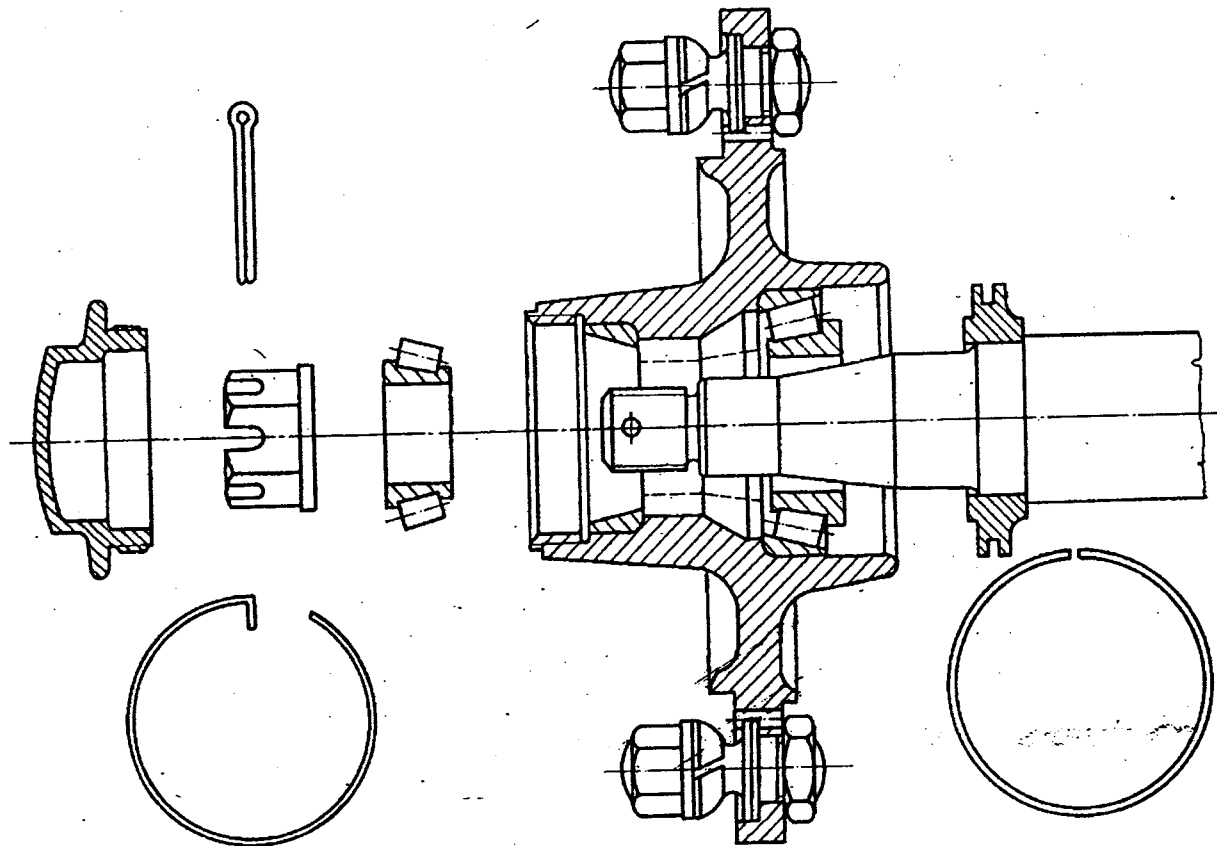
dő. A kifáradásra történő méretezés szempontjából azonban az álló tengelycsonk előnyös, ennek magyarázatát a vasuti kerékpártengely méretezéseinél fogjuk bizonyítani. Gépjárműveknél az ún. nem tehermentesített hajtott féltengelyeknél fordult elő kellemetlen forgó-hajtogató igénybevétel, ezt a megoldást azonban a korszerű járműveknél már nem alkalmazzák (58. ábra).



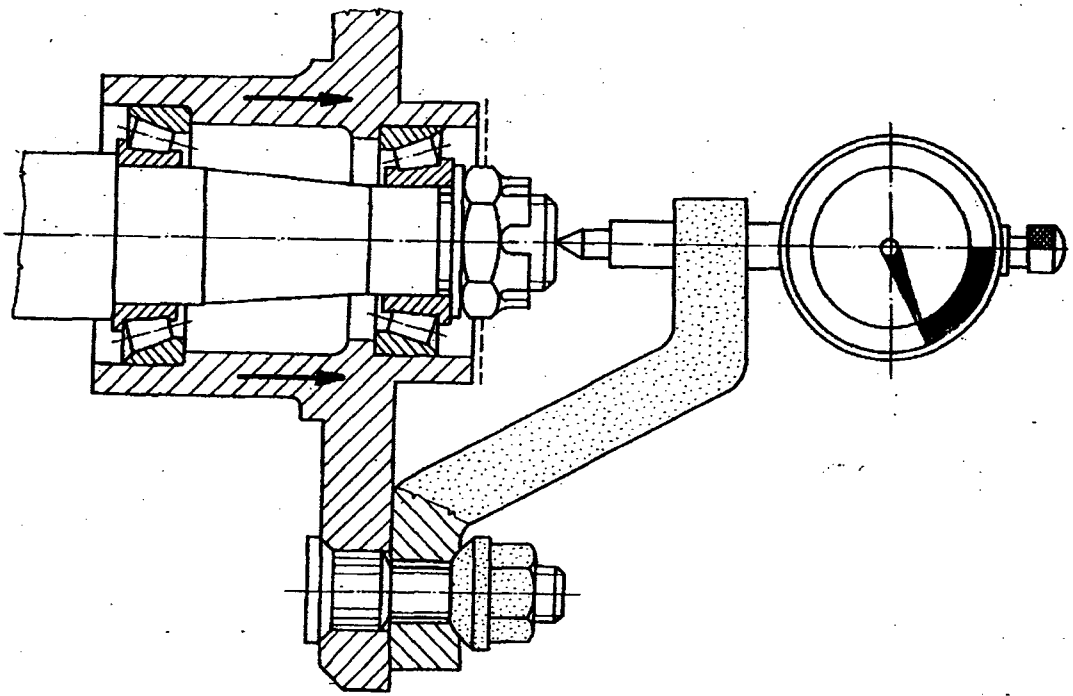
58. ábra

Korszerű, és főleg nagy terhelésű hajtott kerekeknél a csőtengelyből kialakított álló tengelycsonk veszi fel a kerékcsapágyakon átadódó hajtó, nyíró és normálerő terhelést, tehát nincs forgó-hajtogató-fárasztó igénybevétele. A hajtónyomatékot a csőtengelyen átmenő tehermentesített féltengely közvetíti a kerékagy külső peremére, amint azt az 51. ábrán már láthattuk.

Egy kormányzott kerék csapágyazásának és csapágyszerelésének ismeretét láthatjuk az 59. ábrán. Gondoljuk végig a szerelési sorrendet, és ne feledkezzünk meg a csapágyak kenésére vonatkozó előírásokról. Mint már említettem, a kugörgős csapágyak hézaga csak beszerelt állapotban mérhető, mégpedig az axiális játék meghatározásával. Erre



59. ábra



60. abra

Erre látunk példát a 60. ábrán. A megengedhető játékot a konstrukciós előírások tartalmazzák, leggyakoribb értékük 0,03...0,1 mm. A beállítás a csapágyanya meghúzásával vagy kiengedésével történhet. Utánállításnál a koronás anya sasszegfurata már adott, ilyen esetben tehát változó vastagságu alátétlemez behelyezésével állítható be a kívánt csapágyhézag. Befejezésül megemlítem, hogy gölyöscsapágyaknál, önbeálló hordóörgős csapágyaknál és hengergörgős csapágyaknál a csapágyhézag a csapágy gyári tűréseitől függ, azon szerelt állapotban nem tudunk állítani, legfeljebb a már említett illesztési mód befolyásolja ezen csapágyak játékanak mértékét. Különféle kerékcsapágyazási megoldásokra a jegyzet végén levő ábragyűjteményben találhatunk még példákat, gondoljuk át ezek működését, szerelését, radiális és axiális erőátadó szerepét.

#### 5.4.2 Vasuti kerékpár csapágyazása

A vasuti kerékpárok ún. ágytok csapágyazására is érvényesek azok az általános megállapítások, amelyeket az 5.4 fejezet elején tettünk a járműkerekek csapágyaira vonatkozóan. Ha most kifejezetten a vasuti kerékpárra vonatkozóan ismételten kiemelünk néhány fontos szempontot, annak elsődleges okai a következők:

- A vasuti jármű kényszerpályán halad, ebből következően óriási előnye, hogy egyetlen vontatójárművel 50-60 kocsiból összekapcsolt szelvények is továbbíthatók, mégpedig minimális (1-2 fős) személyzettel, akik a vontatójárművön tartózkodnak.

- Előzőek alapján belátható, hogy a vontatott kocsik esetleges csapágy-meghibásodása nem érzékelhető folyamatosan, menetközben. Ezzel szemben viszont egyetlen csapágy meghibásodása is tengelycsap töréshez és az egész szerelvény kisiklásához vezethet, amely éppen a kötőpályás közlekedés miatt súlyos katasztrófát és nehezen elhárítható forgalmi akadályt okozhat.

A vasuti ágytokcsapágy tehát az élet- és vagyonbiztonság szempontjából egyik legexponáltabb szerkezeti elem, amelynek fő feladatai:

- Erőhatások átadása a forgó mozgást is végző kerékpár-tengelycsapról a járműkeretre, illetőleg a közbenső elemként szereplő csapágytokra.

- A kerékpár vezetése, vagyis a járműkerethez viszonyított relatív helyzetének előírt értékek között tartása.

A vasuti ágytokcsapágyakra általánosan érvényes követelmények végül is:

- Az üzembiztonság és megbízhatóság,

- Lehetőleg olcsó beszerzési ár,
- Igénytelenség az üzemeltetés és a karbantartás során,
- Gazdaságos és könnyű javíthatóság.

Csak röviden emlékezünk meg arról, hogy 2-3 évtizeddel ezelőtt a vasuti járművek legelterjedtebb ágytokcsapágya az olajkenésű siklócsapágy volt. A mai korszerű vasuti járműveknél már csak különleges esetekben és szinte kizárólag csak vontatójárműveknél alkalmaznak siklócsapágyakat (csuszócsapágyat). A járművek fejlődése, de különösen a sebesség növekedése ugyanis a gördülőcsapágyak széles körű alkalmazásához vezetett. Alapvető okai ennek a tendenciának:

- A gördülőcsapágyak szinte tökéletesen megbízhatóak, és minimális karbantartást igényelnek. Egy helyesen beszerelt ágytokcsapágnál gyakorlatilag nem lehet probléma, ha az a próbautat sikerrel teljesítette.
- A már említett hosszú vonatok szempontjából döntő előny, hogy a gördülőcsapágyas kocsik fajlagos indítási ellenállása 2...6 N/kN értékű, szemben a siklócsapágyas kocsik 10...15 N/kN fajlagos indítási ellenállásával.
- Végezetül nagyon előnyös, hogy a gördülőcsapágyak csereszabatos gépelemként raktárról beszerezhetőek és tömeggyártásuk miatt áruk is alacsony, amely körülmény a gyártás és az üzemeltetés gazdaságossága szempontjából egyaránt kedvező.

Vasuti járművek ágytokcsapágyaihoz legelterjedtebb csapágyfajták:

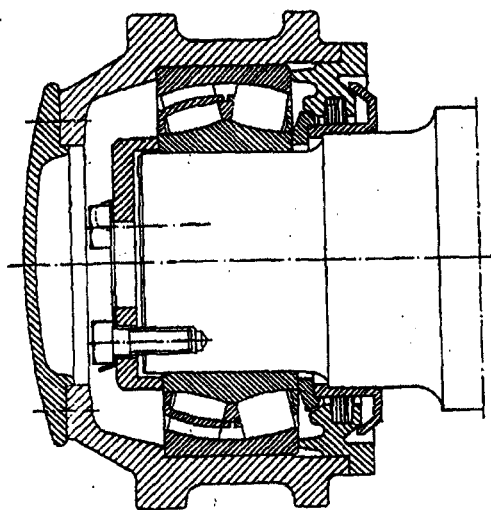
- Hordógörgős csapágyak,
- Hengergörgős csapágyak,
- Kupgörgős csapágyak.

Golyócsapágyakat általában nem, vagy pedig csak speciális feladatok ellátására alkalmaznak a vasuti ágytokcsapágyazásoknál. Ennek oka főleg a terhelések nagyságában rejlik.

Hordógörgős csapágyak

Gépelemekből ismert, hogy ezek a kétsoros úgynevezett szférikus csapágyak önbeállító jellegűek, hiszen a külső gyűrűben kialakított futópálya gömbfelület, miáltal a külső és a belső gyűrűk szimmetriáskijainak 10...15 fokos relatív elfordulása válik lehetővé. Egycsapágyas megoldás esetén ez a csapágytok kismértékű elfordulását megengedi, ami egyes csapágyvezetési rendszereknél előnyös. (61. ábra) Belátható, hogy ilyen esetben a csapágytok és a tengely közötti tömitést is megfelelően elasztikusra kell tervezni, amelyet általában a hátsó fedélben kialakított labi-





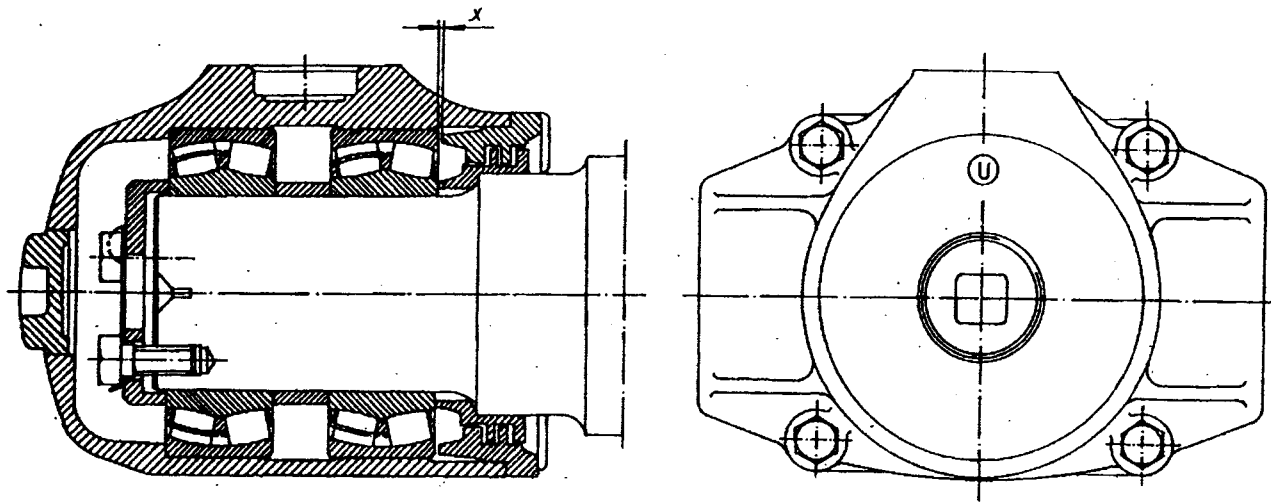
61. ábra

jából. Egy kétcsapágyas, önbeálló hordógörgős csapágyazásra láthatunk példát a 62. ábrán.

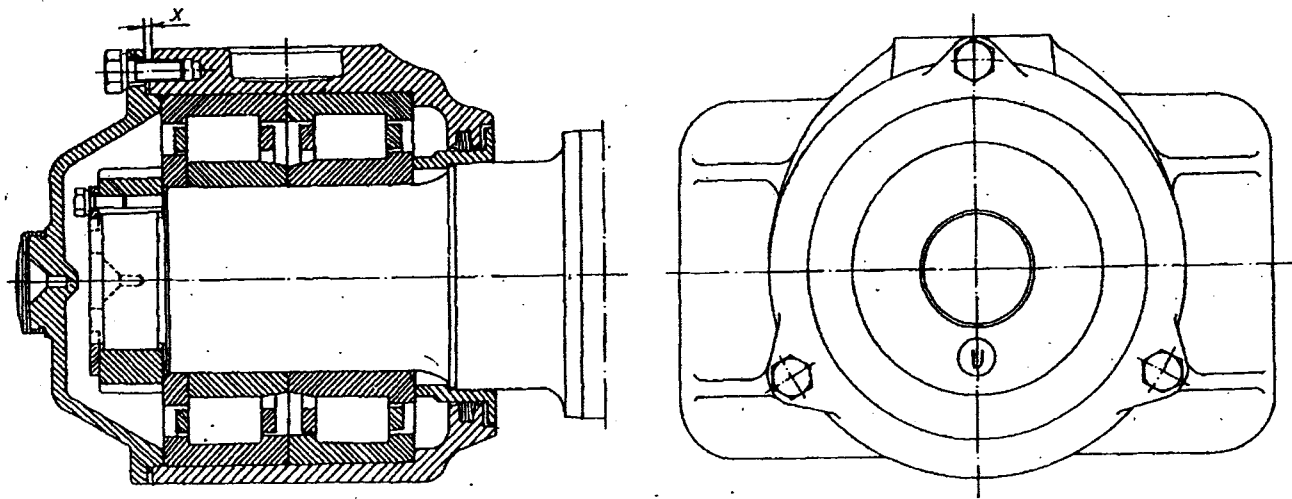
Figyeljük meg ezen a külső és a belső gyűrűk axiális feltámaszkodását, illetve rögzítését, és gondoljuk végig az axiális erők átadásának folyamatát, például a tengelyről a csapágytokra. Látható, hogy egy a kerékpár szimmetriasíkjához viszonyítva kifelé mutató erőhatás a külső csapágyon adódik át a csapágytokra. A befelé irányuló erőhatás viszont a belső csapágyon és a hátsó csapágyfedél peremén, valamint felerősítő csavarjain keresztül adódhat át a csapágytokra. A valóságos helyzet nem ilyen egyértelmű, hiszen a merev kerékpártengely másik oldalán fordított a helyzet, és az axiális erők megoszlását erősen befolyásolják a csapágytokot "vezető elemek" rugalmas deformációi, illetve a csapágyvezetékek játéka. Az ábrán jelzett  $x = 1 \dots 1,5$  mm-es hézagot a külső gyűrűknél mindenestre biztosítani kell, mert ellenkező esetben az önbeálló csapágyak szereléskor befeszülhetnek. Következik ebből, hogy a keresztirányú erőket elvileg mindig a külső csapágyak viszik át.

### Hengergörgős csapágyak

Ismeretes, hogy a klasszikus csapágyelméletek szerint ez a csapágytípus nem alkalmas axiális erők átvételére. Ezt az álláspontot az európai csapágygyárak és a vasutak együttes kísérleteinek eredményei megdöntötték, vagy legalább is módosították. Igazolódott ugyanis, hogy a 160 km/ó sebességig fellépő normál keresztirányú terhelések felvétele nem okoz



62. ábra



63. ábra

különösebb problémát hengergörgős csapágyazás esetén sem. Ezen csapágyak egyszerűsége, könnyű szerelhetősége és olcsó ára tehát azt eredményezte, hogy az utóbbi két évtizedben rendkívüli módon elterjedtek. Használatukat a Nemzetközi Vasúti Szövetség (UIC) éppúgy szabványosította, mint az önbeálló hordógörgős csapágyakét. A 63. számú ábrán egy beépítési példa látható. A csapágyak közül az egyik WJ, míg a másik WJP sorozatu. Közöttük csak a külső oldali csapágy belső gyűrűjében van eltérés a szerelhetőség miatt. Szerelés szempontjából a külső gyűrű, valamint a görgők és a kosárszerkezet egy egységet képeznek, és axiális irányban lehúzhatók a belső gyűrűről. Csapágyyszerelésnél a belső gyűrűket mintegy  $80\text{ C}^{\circ}$ -ra felmelegítve helyezik fel a tengelycsapra, természetesen a belső támasztógyűrű felhuzása után. Ezt követően a külső gyűrűket enyhe sajtolással helyezik be a csapágytok furatába, majd pedig a tokkal együtt huzzák fel a megfelelő zsirkenéssel ellátott külső gyűrűkre. Ezután történik meg a belső gyűrűk axiális rögzítése a támasztó gyűrűvel és a tengelyvéganyával. A külső gyűrűket a csapágyfedél szorítja be axiálisan a csapágytokba. Erről a tényről győződhetünk meg, ha a fedélcsavarok meghuzása után is mérhető az  $x = 0,5 \dots 1$  mm-es hézag a fedél és a csapágytok pereme között. Itt is megfigyelhető, hogy az axiális erők mindig csak az egyik, vagy a másik csapágyat terhelik, irányuktól függően.

Az axiálisan terhelt csapágy hengeres görgőinek homloklapfelülete és a csapágygyűrűk peremének oldal felülete érintkezésénél jelentős csuszó-surlódás keletkezik, amely hőfejlődéssel jár együtt. Tapasztalatok szerint ezért a hengergörgős csapágyak axiális terhelhetősége attól is függ, hogy az ily módon keletkezett hőt miként lehet elvezetni a kerékpártengegyen, illetőleg a csapágytokon keresztül. A maximálisan megengedhető axiális terhelés értékét a gyártó cégek rendszerint megadják. A FAG Gyár szerint például ennek értéke:

$$F_{ax} = \frac{10 \cdot Q \cdot a}{n} [N], \text{ ahol}$$

- Q - a fajlagos csapágyjellemző, típus és méret szerint
- a - kenési és hőelvezetési tényező,
- n - üzemi fordulatszám [1/perc]

Az ily módon számítható  $F_{ax}$  érték elég alacsony, különösen nagyobb fordulatszámok esetén. A határfordulatszámot megközelítő fordulatoknál a hengergörgős csapágyak egyáltalán nem terhelhetők axiális erőkkel. Természetesen a melegeedésre méretezésnél figyelembe kell venni az axiális erőhatások időtartamát is. Nagyon kell tehát ügyelni arra, hogy esetleges hibás szerkezeti kialakítás miatt nehogy állandó axiális terhelésük legyen ezeknek a csapágyaknak.

Különösen a nagysebességű vasúti járműveknél okozhat problémát, hogy a kerékpár kupos futófelületéből eredő ún. sinusfutás miatt jelentős oldalterhelés lép fel, tartósan. Ezért ilyen járműveknél külön támcsapágyakat építenek be az axiális erők felvételére, a hordcsapágyakat pedig ún. "axiálelasztikus"-ra készítik.

### Kupgörgős csapágyak

A legnagyobb axiális erőhatásokkal ezek a csapágyak terhelhetők, ezért főleg vontatójárműveknél terjedtek el. Az ismert axiális erőkomponensük miatt csak párosával építhetők be. Számos előnytelen tulajdonsággal rendelkeznek;

- A csapágyházat csak szerelt állapotban lehet beállítani, és rendszeresen ellenőrizni kell.
- Egyik csapágy meghibásodása a másik csapágy tönkremenetelét is kiváltja.

Európában már nem nagyon alkalmazzák vasúti ágytokcsapágyazáshoz a kupgörgős csapágyakat, ezért ezek beépítésével itt nem foglalkozunk.

## 5.5 JÁRMŰVEK KERÉKCSAPÁGYAINAK KENÉSE

A gördülőcsapágyak kenése alapvetően fontos tényezője megbízható üzemelésüknek és nagy élettartamunknak. Ez a kenés történhet csapágyzsírral vagy ásványi olajjal. Járműkerék csapágyakhoz kizárólagosan a zsirkenést alkalmazzák, részben a viszonylag alacsony fordulatszám miatt, főként azonban azért, mert a zsirkenés résztvesz a csapágyház, illetve a csapágytér tömitésében. Járműcsapágyak kenésére csak kiváló minőségű zsírt szabad alkalmazni, amely megfelel a következő kívánalmaknak:

- Vegyi és mechanikai szennyeződéstől mentes legyen,
- Állékony legyen, vagyis alapvető kenési jellemzőit hosszú ideig megtartsa.
- Hőálló legyen, vagyis cseppenéspontja magasabb legyen a legnagyobb üzemi hőmérsékletnél. Vasúti csapágyazásnál például irányérték, hogy legnagyobb (belső) hőmérséklete 100 °C lehet.

A kenőzsírok általában sűrű ásványolaj és fémszappanok keverékei. Legismertebbek közülük a Lithium-bázisú zsírok, amelyek - 30 °C-tól + 100 °C-ig használhatók. További adalékokkal az is elérhető, hogy a

kenőzsir bizonyos fokig korróziógátló is lesz. A zsirkenésű csapágyazásra általános szabály, hogy a csapágyteret nem szabad teljesen megtölteni zsirral, mert ez káros melegedést okozhat. A szabad belső térnek általában  $1/3$ -át,  $1/2$ -ét kell megtölteni zsirral. A csapágyház fedelét úgy célszerű kialakítani, hogy azon keresztül a csapágyzsir ellenőrizhető, utántölthető és esetleg cserélhető legyen. A vasúti ágytok-csapágyakat általában csak az új gyártásnál és a fővizsgák során szokták ellátni az előírt mennyiségű kenőzsirral. Közbenő ellenőrzés vagy utántöltés általában csak probléma esetén szükséges, például rendellenes melegedésnél. Fontos, hogy az utántöltés csak azonos minőségű kenőanyagból történhet.

## 6. JÁRMŰVEK RUGÓZÁSA ÉS LENGÉSCSILLAPÍTÁSA

Minden kényszerpályán mozgó járműre vonatkozik az a követelmény, hogy a pálya elméleti nyomvonalától való eltéréseket az ugynevezett pályahibákat különösebb problémák nélkül kell legyőzniük. Ezek a pályahibák sorozatos dinamikus gerjesztőhatások okozói, és természetes, hogy tőlük a járművet, - vagy legalábbis annak felépítményét - a lehetőségekhez mérten meg kell védeni. Miután a kerék kénytelen követni a pálya tényleges vonalát, nyilvánvaló, hogy a kerék és a kocsitest közötti erőátadást nem lehet merev szerkezeti elemmel megoldani, mert akkor a jóval nagyobb tömegű felépítménynek is követnie kellene a pálya egyenetlenségeit, ami nagy gyorsulásokhoz és szélső esetben törést okozó tömegetöréshöz vezetne. A kerék és a jármű felépítménye közötti erőkapcsolatot tehát egy deformálható és energiatároló képességű szerkezeti elem biztosítja, amelyet rugónak nevezünk.

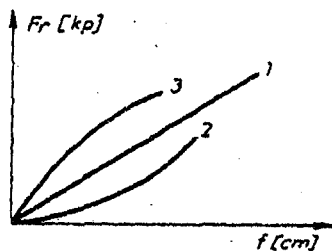
A járműrugózás elsődleges feladata tehát a dinamikus gerjesztő hatások távoltartása a jármű felépítményétől. A rugózott járműtest azonban lengésekre hajlamos, hiszen energiatárolókkal rendelkezik. Fontos követelmény, tehát az is, hogy a pályaegyenetlenségek dinamikus gerjesztőhatását a jármű rugózási rendszere üzemeltetés szempontjából megfelelő és élettanilag kellemes lengésekké alakítsa át, illetőleg ezeken keresztül amortizálja. Vagyis a rendszernek lengéscsillapító hatással is kell rendelkeznie a gerjesztéssel bevitt energia felemésztésére, hővé alakítására. A járműlengésekkel a 11. fejezetben bővebben foglalkozunk majd. most a rugózás és a lengéscsillapítás szerkezeti elemeit vizsgáljuk meg alaposabban.

A járműrugókat vagy a rugókarakterisztikájuk szerint, vagy pedig az igénybevételek módja szerint oszthatjuk fel. Karakterisztikájuk szerint megkülönböztetünk:

- Lineáris karakterisztikájú,
- Progresszív karakterisztikájú és
- Degresszív karakterisztikájú rugókat.

Jellegzetes rugóerő diagramjukat láthatjuk a 64. ábrán.

Az eltérő karakterisztikákból látható, hogy egy rugó  $f$  [cm] besüllyedése az  $F_r$  rugóerő hatására különböző rugóknál más és más lehet, nemcsak nagyságát, hanem változásának jellegét tekintve is. Lineáris karakterisztikájú rugók esetében pl. az egysegnyi rugóerő hatására bekövetkező fajlagos besüllyedés



64. ábra

$c_r = \frac{f}{R_r} \left[ \frac{\text{cm}}{\text{N}} \right]$  állandó értékű a rugó teljes működési tartományában.

Nemlineáris rugókarakterisztika esetén a fajlagos besüllyedés változó. Pillanatnyi értéke:

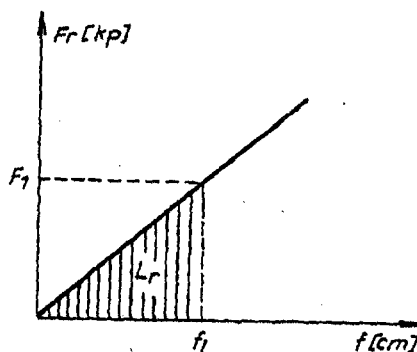
$$c_r = \frac{1}{dF} \left[ \frac{\text{cm}}{\text{N}} \right]$$

Későbbiekben látni fogjuk, hogy a fajlagos rugóbesüllyedés a járműrugózás egyik legfontosabb lengéstanai jellemzője.

A 65. ábra alapján könnyen belátható, hogy a rugókarakterisztika alatti terület arányos a rugó összenyomására fordított mechanikai munkával:

$$L_r = \frac{1}{2} F_1 f_1 = E_r$$

Vagyis a rugó összenyomására fordított munka mint rugóenergia tárolódik a rugóban, amely - veszteségmentes esetben - a kirugózás során visszanyerhető. Elméletileg nincs veszteségmentes rugóműködés, a gyakorlatban azonban több rugótípusnál elhanyagolhatóan kicsi a rugó saját belső csillapítása. Ilyen csillapítatlan rugók például az acél csavarrugók, illetve a torziós rugók. Más a helyzet a működés közben egymáson surlódó rugóelemeknél, amelyek ezáltal saját csillapítással rendelkeznek.



65. ábra



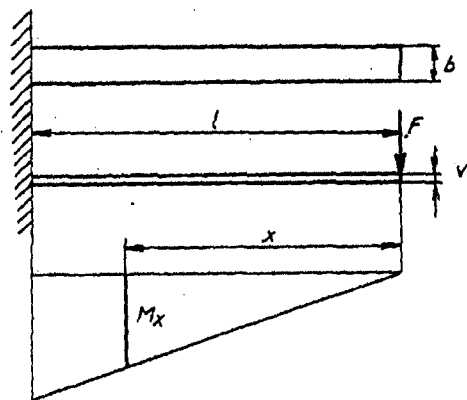
Említettem, hogy a járműrugók az igénybevételük módja szerint is osztályozhatók. Leggyakoribb rugófajták:

- A hajlításra igénybe vett acél laprugók,
- A csavaró igénybevételű torziós rudrugók, és a körkeresztmetszetű csavarrugók,
- A nyomásra és nyírásra igénybe vett gumirugók és
- A nyomó igénybevételű lég- és gázugók.

Nagyon gyakori megoldás továbbá a felsorolt rugók kombinációja. Következőkben vizsgáljuk meg a felsorolt rugótípusok legfontosabb jellemzőit.

## 6.1 ACÉL-LAPRUGÓK

Hajlításra terhelt, lineáris karakterisztikájú rugók. Egyetlen - állandó

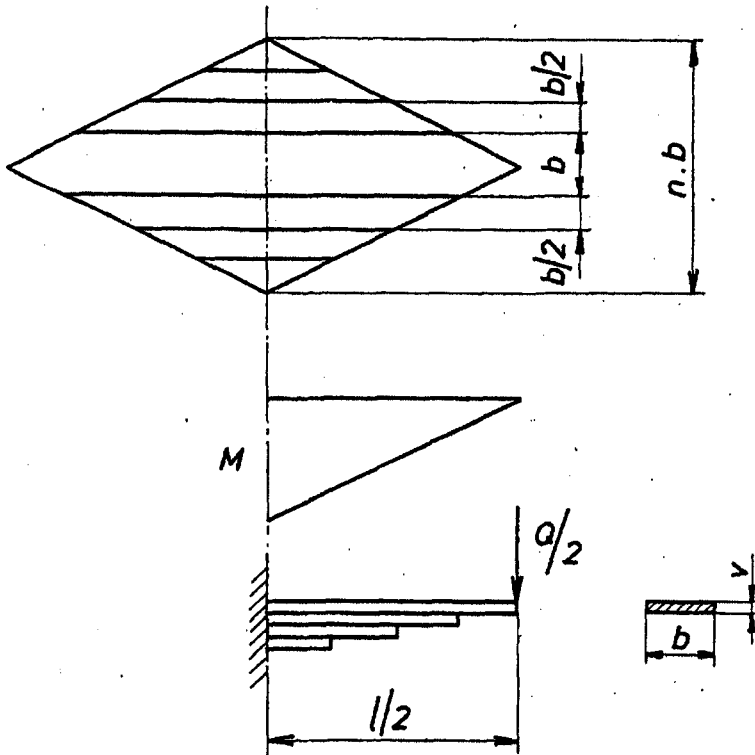


"b" szélességű - rugólap igénybevételét vizsgálva az egyes keresztmetszetekben számítható hajlítófeszültség a 66. ábra alapján

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{M}{I} \cdot x = \frac{x \cdot F}{\frac{b \cdot v}{12}} \cdot \frac{v}{2} = \\ &= \frac{6xF}{b \cdot v^2} \end{aligned}$$

Vagyis a vizsgált állandó keresztmetszetű rugólap esetén a hajlítófeszültség az "x" nyomatéki kar lineáris függvénye és a rugólapot az  $x = l$  he-

lyen, a befogási keresztmetszetben keletkező  $M_{\max} = l \cdot F$  hajlítónyomatékokra kell méretezni. Súlycsökkentési és gazdaságossági szempontokból egyaránt kívánatos, hogy a rugó minden keresztmetszetében az anyagára megengedett feszültséggel legyen terhelve. Megoldható ez a 67. ábra szerinti rugólap képzeletbeli felszeleteléséből összeállított laprugó köteggel. Ez esetben ugyanis a rugólap "nb" szélessége olyan mértékben csökken a végei felé, mint a hajlítónyomatéki terhelés (67. ábra).



67. ábra

A méretezést a legnagyobb nyomatékra, vagyis a rugó középső keresztmetszetére elvégezve:

$$M = \frac{l}{2} \cdot \frac{Q}{2} = \frac{lQ}{4} \quad [\text{Ncm}] \quad \text{és} \quad K = \frac{n \cdot b \cdot v^2}{6} \quad [\text{cm}^3]$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{K} = \frac{1,5 \cdot l \cdot Q}{n \cdot b \cdot v^2} \quad [\text{N/cm}^2]$$

A rugóra megengedhető  $\sigma_m$  feszültséggel számolva a laprugóköteg legnagyobb terhelhetősége ebből:

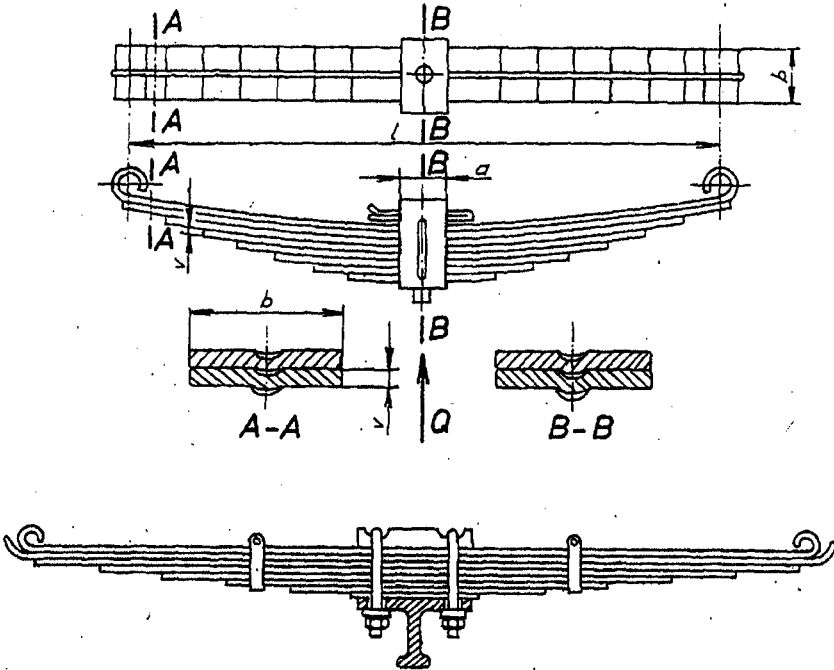
$$Q_{\max} = \frac{\sigma_m \cdot n \cdot b \cdot v^2}{1,5 \cdot l} \quad [\text{N}]$$

Az ily módon egyenszilárdságúra kialakított laprugóköteg besüllyedése a  $Q$  terhelés alatt:

$$f = \frac{Q}{2} \left( \frac{l}{2} \right)^3 \cdot \frac{3}{2IE} = \frac{3}{8} \frac{Q \cdot l^3}{nbv^3 E} \quad [\text{cm}]$$

A képletben „ $n$ ” a rugólapok száma.

A járművekhez alkalmazott laprugókötegek szerkezeti kialakítása sokféle lehet, példaképpen bemutatunk egy vasúti és egy közúti jármű laprugót a 68. ábrán. Vasúti rugóknál a rugólapokat középen egy kovácsolt rugóbilincs fogja össze, ennek alsó része csappal kapcsolódva támaszkodik a csapágytokra. A legfelső rugólap végein van kialakítva a rugócsapszegekhez kapcsolódó hengeres rész. A rugólapok oldalirányú elcsuszását melegen behengerelt hornyok és bordák akadályozzák meg.



68. ábra

Lehajlás közben a rugólapok elcsuszognak egymáson, amelyet a köztük ébredő surlódás igyekszik meggátolni. Ez a surlódás eredményezi a laprugók jellegzetes hiszterézises karakterisztikáját.

A laprugókötegek tehát surlódásos csillapítással rendelkeznek, amely feleslegessé teszi külön lengéscsillapítók beépítését. Ez a körülmény kétségtelenül kedvező, a vasúti teherkocsiknál pedig szinte utólrághetetlen előnynek tűnt hosszú ideig. Tény, hogy egyszerű és minimális karbantartást igénylő szerkezetük miatt járműrugózás céljára ma is nagy számban alkalmaznak laprugókat. Ezeknek további előnye, hogy a fő rugózási irányukra merőleges erőhatások átvitelére is alkalmasak, vagyis az ún. kerékfelfüggesztési feladatok is megoldhatók velük. Hátrányuk, hogy rossz az anyagkihasználásuk, és a kopásuk miatt igen költséges a karbantartásuk, illetve javításuk. Ezen túlmenően nehéz és nagy tömegű szerkezetek, amelyek a magasabb frekvenciájú rezgések elszigetelésére a saját tömegtehetetlenségük miatt nem alkalmasak. Ennek ellenére - különösen teherszállító járműveken - mind a közuti, mind pedig a vasúti járműveknél kiterjedten alkalmazzák a laprugózást, sőt a Nemzetközi Vasúti Szövetség (UIC) szabványosította a legfontosabb laprugó típusokat.

## 6.2 TORZIÓS RÚDRUGÓK

Szerkezetileg tulajdonképpen  $M_T$  csavarónyomatékkal terhelt, befogott rugószálaknak tekinthetők (69. ábra). Az  $F_r$  rugóerőt megfelelő szerkezettel úgy kell rávinni a torziós rugóra, hogy annak tiszta csavarás legyen az igénybevétele. Ez esetben a rugóban ébredő csuszatófeszültség:

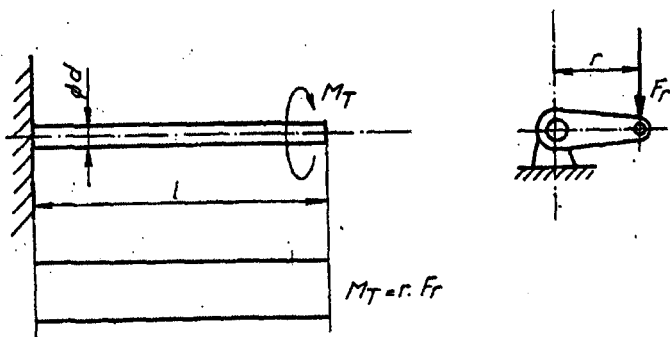
$$\tau = \frac{M_T}{K_p} = \frac{r \cdot F_r}{2K} = \frac{16rF_r}{d^3 \pi} \quad [\text{N/cm}^2]$$

A " $\ell$ " hosszúságú torziós rugó elcsavarodása;

$$\varphi = \frac{M_T \cdot \ell}{I_p \cdot G} = \frac{32M_T \cdot \ell}{\pi \cdot d^4 \cdot G}$$

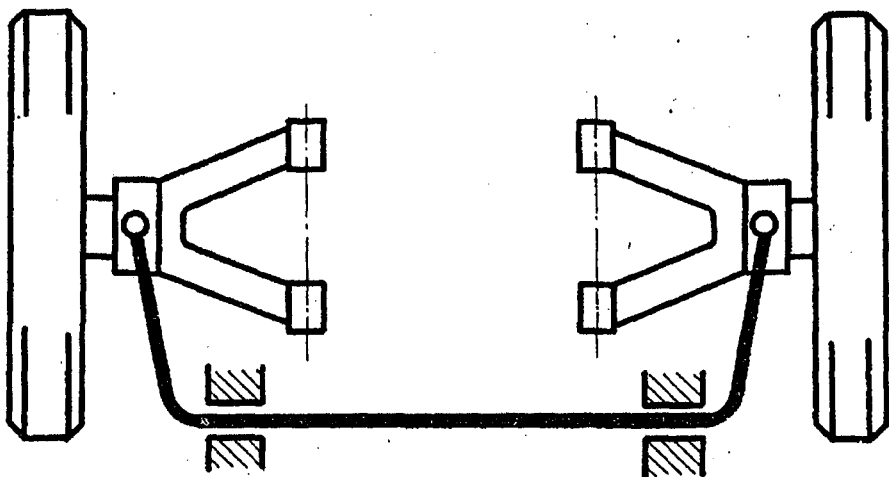
G - a rugó anyagának csuszató rugalmassági modulusa.

Értéke acélanagra:  $G = 8 \cdot 10^6 \quad [\text{N/cm}^2]$ .



69. ábra

A torziós rugók szerkezeti kialakítása különösen a csavarónyomaték bevezetésének helyén bonyolult, és technológiailag is igényes. Ezért úgynevezett főrugózásként csak kisebb gépkocsikban kerültek alkalmazásra. Annál inkább használatosak stabilizátorként, vagyis dőléskorlátozó szerkezetként. Egy ilyenre láthatunk példát a 70. ábrán.



70. ábra

### 6.3 HENGERES CSAVARRUGÓK

Napjainkban ezek a legelterjedtebb járműrugók. Igénybevételüket tekintve alapján véve speciális kivitelű torziós rugók, mert kis menetemelkedésű rugóknál a járulékos nyomó, nyíró és hajlító igénybevétel elhanyagolható. Méretezésük a 71. ábra alapján történhet:

A rugószálat terhelő csavarónyomaték;

$$M_T = r \cdot F_r = \frac{D}{2} F_r$$

A rugószálban ébredő feszültség:

$$\tau = \frac{M_T}{K_p} = \frac{D}{2} F_r \frac{16}{d^3 \pi} = \frac{8}{\pi} \frac{D}{d^3} F_r \quad [\text{N/mm}^2]$$

A rugószál belső, erősebben görbült oldalán az eredő igénybevétel nagyobb, ezt egy korrekciós tényezővel vesszük figyelembe:

$$\tau_{\max} = k \cdot \frac{8}{\pi} \frac{D}{d^3} F_{r\max} \quad [\text{N/mm}^2]$$

A feszültségkorrekció a rugó  $D/d$  viszonyának függvénye a következők szerint:

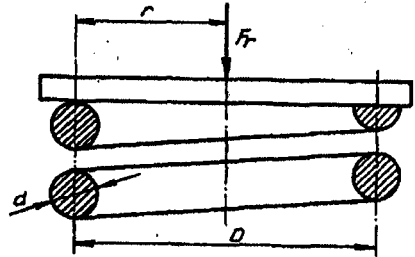
| $D/d$ | 2        | 2,5  | 3   | 4    | 5    | 6   | 7    | 7,5  |
|-------|----------|------|-----|------|------|-----|------|------|
| $k$   | $\infty$ | 1,65 | 1,5 | 1,46 | 1,27 | 1,2 | 1,17 | 1,15 |

Járművekhez általában  $D/d \cong 5$  jellemzőjű rugókat használnak.

A csavarrugók általában kis menetemelkedéssel készülnek, ezért fajlagos besüllyedésük a Castigliano tétellel számítva jó közelítéssel:

$$f = \frac{\left(\frac{D}{2}\right)^2}{I_p \cdot G} \ell \quad [\text{mm/N}]$$

A rugószál hossza:  $\ell = n \cdot D \cdot \pi$ , ahol  
 $n$  - a rugó un. működő menetszáma.



71. ábra

$I_p = \frac{d^4 \pi}{32}$  behelyettesítésével végül is:

$$f = \frac{8}{G} \frac{D^3}{d^4} n \text{ [mm/N]} \text{ a fajlagos besüllyedés.}$$

Rugóacélokra  $G \approx 8 \cdot 10^4 \text{ [N/mm}^2\text{]}$  a csuszató rugalmassági modulus értéke. Ezzel számolva, az 1 kN terhelés alatti fajlagos rugóbesüllyedés:

$$f_{1000} = \frac{8}{8 \cdot 10^4} \frac{D^3}{d^4} n \cdot 10^3 = 0,1 \frac{D^3}{d^4} n \text{ [mm/kN]}$$

Megjegyezzük, hogy ez a rugójellemző számszerűen megegyezik a műszaki mértékegységben számított 100 kp terhelés alatti besüllyedéssel, amelyet korábban a vasuti rugók szabványos műszaki jellemzőjeként használtak.

A fajlagos rugóbesüllyedés képletéből kifejezhető egy adott  $f_{1000}$ -hez szükséges működő menetszám képlete:

$$n = 10 \frac{d^4}{D^3} f_{1000}$$

Nagyon lényeges szerkezeti méret még a csavarrugó legkisebb szabad magassága. (Terheletlen rugó magassága.) Ennek magában kell foglalnia:

- a rugó várható max. deformációját,
- az összenyomott rugó szátkeresztmetszetének összmagasságát,
- a rugószálak között megkívánt biztonsági hézagot.

Amennyiben a holtmenetek száma 2-nél kevesebb, akkor a rugó legkisebb szabad magassága a következő összefüggésből számítható:

$$H_{sz} = f \cdot F_{rmax} + (n + 1) \cdot d + 0,1 \cdot n \cdot d \text{ [mm]}, \text{ ahol}$$

$f$  - a rugó fajlagos besüllyedése,

$n$  - a működő menetszám,

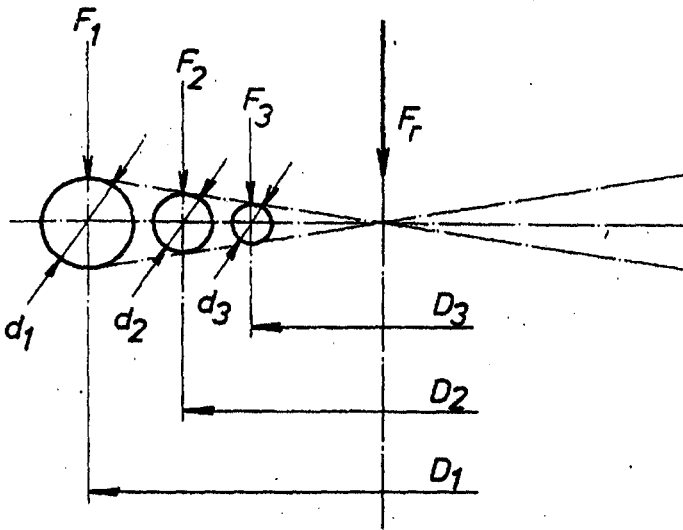
$d$  - a rugószál átmérője.

Ennél nagyobb szabadmagasságu rugó tervezhető, de a menetemelkedés nem növelhető tetszés szerinti értéküre, szilárdságtani okok miatt.

### 6.3.1 Duplex és triplex csavarrugók

Nagy tömegű, nagyterhelésű járművek csavarrugóinál a megengedett feszültségek betartása csak igen nagyméretű rugókkal, vagy több kisebb rugó együttes alkalmazásával lenne lehetséges. A beépítési térfogat jó kihasználására kitűnő lehetőség az a konstrukciós megoldás, amikor több csavarrugót helyeznek el egymásban koncentrikusan. Az ilyen rugócsoportokat nevezzük duplex (kettős), illetve triplex (háromas) rugóknak. Ezen rugócsoportok méretezésénél alapvetően fontos annak meghatározása, hogy az egyes rugók miként részesednek az egész rugócsoportot terhelő  $F_r$  erőből. (72. ábra). Igazolható, hogy a rugókra ható erők nagysága úgy aránylik egymáshoz, mint az egyes rugószálak keresztmetszetének területei. Vagyis írható, hogy

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{d_2^2}{d_1^2} = a \quad \text{illetve:} \quad \frac{F_3}{F_1} = \frac{d_3^2}{d_1^2} = b$$



72. ábra

Következésképpen:

$$F_2 = a \cdot F_1 \quad \text{és} \quad F_3 = b \cdot F_1$$



A rugóerők összege természetesen a rugócsoport  $F_r$  eredőjének nagyságával azonos, tehát:

$$F_r = F_1 + F_2 + F_3 = F_1 + aF_1 + bF_1$$

Vagyis  $F_r = F_1(1 + a + b)$  illetve  $F_1 = \frac{F_r}{1 + a + b}$

Duplex rugó esetén  $b = 0$ , tehát értelemszerűen:

$$F_1 = \frac{F_r}{1 + a} \quad \text{és} \quad F_2 = a \cdot F_1$$

Az egyes rugók fajlagos besüllyedése viszont a következő összefüggésben van a rugócsoport eredő fajlagos besüllyedésével:

$$f_1 = f(1 + a + b); \quad f_2 = \frac{f_1}{a}; \quad f_3 = \frac{f_1}{b}$$

A jó anyagkihasználás érdekében törekedni kell arra, hogy a rugócsoport minden rugójában lehetőleg azonos legyen a feszültség. Ennek geometriai feltétele:

$$\frac{D_1}{d_1} = \frac{D_2}{d_2} = \frac{D_3}{d_3} \quad \text{Ez esetben tehát: } \tau_1 = \tau_2 = \tau_3$$

Duplex és triplex rugócsoport esetén ügyelni kell arra, hogy az egymásba helyezett szomszédos rugók menetemelkedése ellentétes legyen. (Jobb, - illetve balmenet). Ily módon elkerülhető a rugók esetleges összeakadása. A szomszédos rugók között egyébként legalább 6...8 mm-es hézagot kell biztosítani.

Az acél csavarrugókról összefoglalásul megemlítendő még, hogy belső surlódásuk gyakorlatilag zérus értékű, ezért ezek csillapítás nélküli rugóknak tekintendők. Következésképpen ilyen rugózású járműveknél külön lengéscsillapítókat kell alkalmazni, a rugókkal párhuzamos kapcsolásban.

A csavarrugók további jellemzője, hogy karakterisztikájuk lineáris, ami lengéstanai szempontból nem mindig előnyös. Többek között ezek miatt az okok miatt fejlesztettek ki más rugótípusokat a járművekhez, így a gumirugókat és a légrugókat. A csavarrugók ettől függetlenül sok olyan

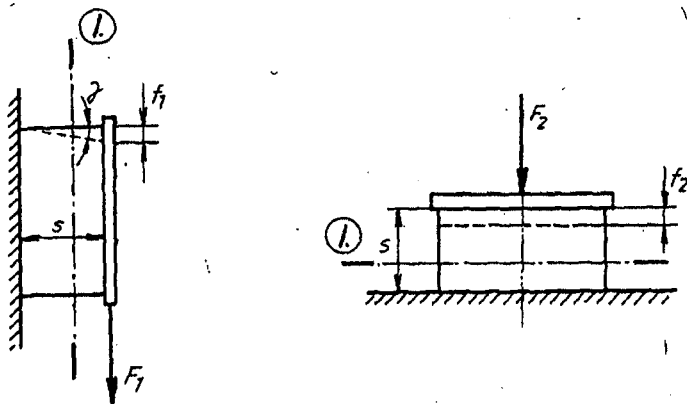
előnyös tulajdonsággal rendelkeznek, amelyek következtében a járműiparban történő alkalmazásuk hosszú távon biztosítottnak tekinthető.

## 6.4 GUMIRUGÓK

A gumiról mint rugóanyagról tudnunk kell, hogy jól deformálható, de hidropasztikus anyag, tehát gyakorlatilag összenyomhatatlan. Következésképpen rugóként csak úgy alkalmazható, ha megfelelő deformációs lehetőséget biztosítunk számára. Gumirugók tervezésénél ez a legalapvetőbb szempont.

Igénybevételét tekintve kétféle gumirugó használatos; a nyirt és a nyomott rugó (73. ábra). Kis deformációk esetére ezek  $f_1$  és  $f_2$  lehajlása az

$$f_1 = \frac{F_1 \cdot s}{A \cdot G} \quad \text{illetve} \quad f_2 = \frac{F_2 \cdot s}{A \cdot E} \quad \text{összefüggésekből számítható.}$$



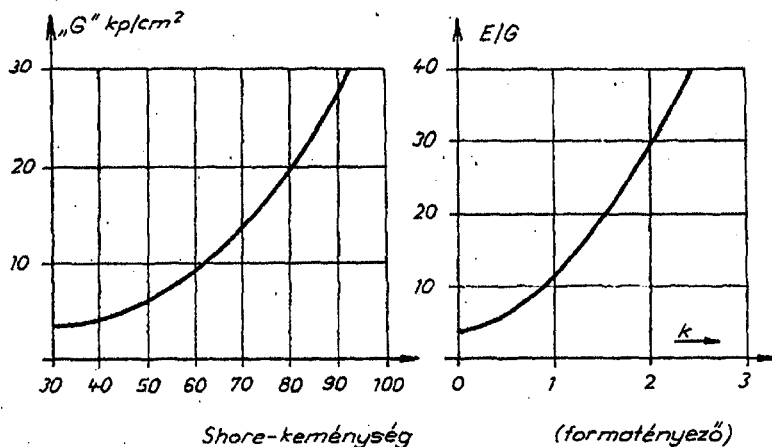
(1) keresztmetszet felülete:  $A \text{ cm}^2$

73. ábra

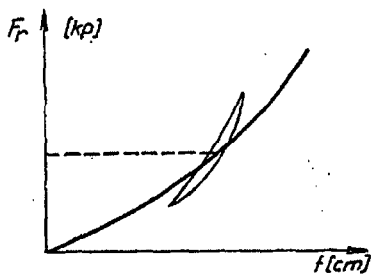
Figyelembe veendő azonban az a körülmény, hogy a guminál  $G$  és  $E$  értéke függ a Shore-keménységtől, illetve a gumirugó alakjától (74. ábra). Az  $E/G$  hányados a "k" formatényező függvénye, amelynek értelmezése:

$$k = \frac{\text{Gumirugó terhelt felülete}}{\text{Gumirugó szabad felülete}}$$

Mint látható, adott nyírőrugalmassági modulus mellett annál nagyobb az E rugalmassági modulus, minél kisebb a gumirugó szabad felülete a terhelt felületekhez viszonyítva. A szabad felület növelésével tehát növelhető a gumirugó deformációja, amelynek azonban határt szab a kifáradáshoz hasonló jelenség, a szabad felületek berepedezése.



74. ábra



75. ábra

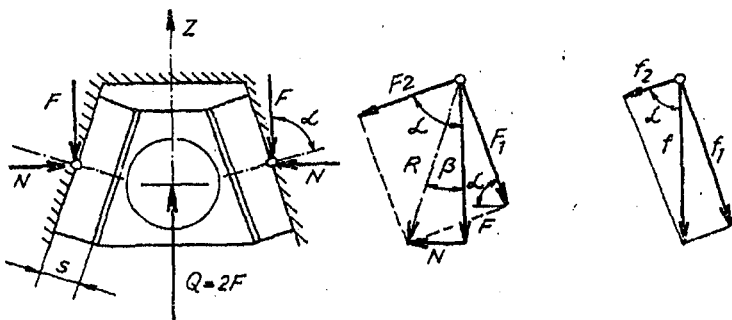
Általában a rugó méreteihez viszonyított 20%-nál nagyobb deformáció nem engedhető meg. Rugózásteknikai szempontból fontos tény, hogy a gumirugóknak statikus és dinamikus karakterisztikája különböző. (75. ábra.)

A dinamikus karakterisztika meredekebb és hiszterézises. Egy  $F_{stat}$  terhelés körül lengés tehát a dinamikus jellegű görbe mentén játszódik le, miközben a csillapításra jellemző vesz-

teségenergia hővé alakul. Ezt a melegmennyiséget a gumiból ki kell vezetni, főként ezt a célt szolgálják a gumirétegek közé vulkanizált fémlapok. Két fémlap közötti gumiréteg vastagsága maximum 50...60 mm lehet.

A gumirugóknál mindig számolni kell egy rugalmas utóhatással, az úgynevezett kuszással. Huzamosabb terhelés után ez maradó alakváltozást eredményez. Különösen károsak ebből a szempontból a feszültséggyűjtő helyek, ezért ezekre a rugó kialakításánál gondosan ügyelni kell.

A legkedvezőbb rugózási és kerékvezetési tulajdonságok biztosítása érdekében számos gumirugókonstrukciót fejlesztettek ki. Egyik legismertebb megoldás ezek között a "nyirt-nyomott" igénybevételű gumirugó, az úgynevezett MEGI rugó. Ennek szerkezeti modelljét és erőfelbontását a 76. ábrán láthatjuk.



76. ábra

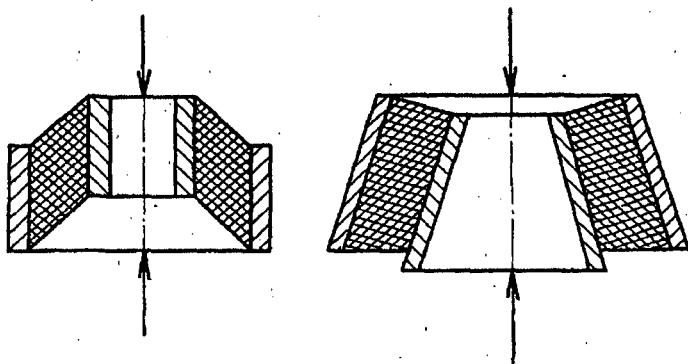
Ha például egy vasuti csapágyrugózásnál alkalmazzák ezt a megoldást, akkor az ék alakúra kiképzett csapágytok oldalakon adódik át a  $Q$  kerékterhelés. A gumirugók ferde elhelyezése miatt a függőleges terhelésnek megfelelő  $F = Q/2$  erő mellett hat egy vízszintes irányú  $N$  erőkomponens is.  $F$  és  $N$  erővektorok  $R$  eredőjét felbonthatjuk a gumirugó fő tengelyeinek irányában ható komponensekre. Látható, hogy  $F_1$  erőkomponens a rugót nyírásra,  $F_2$  erő pedig nyomásra terheli. A részdeformációk tehát a következőképpen számíthatók:

$$f_1 = \frac{F_1 \cdot s}{A \cdot G} \quad \text{és} \quad f_2 = \frac{F_2 \cdot s}{A \cdot E}$$

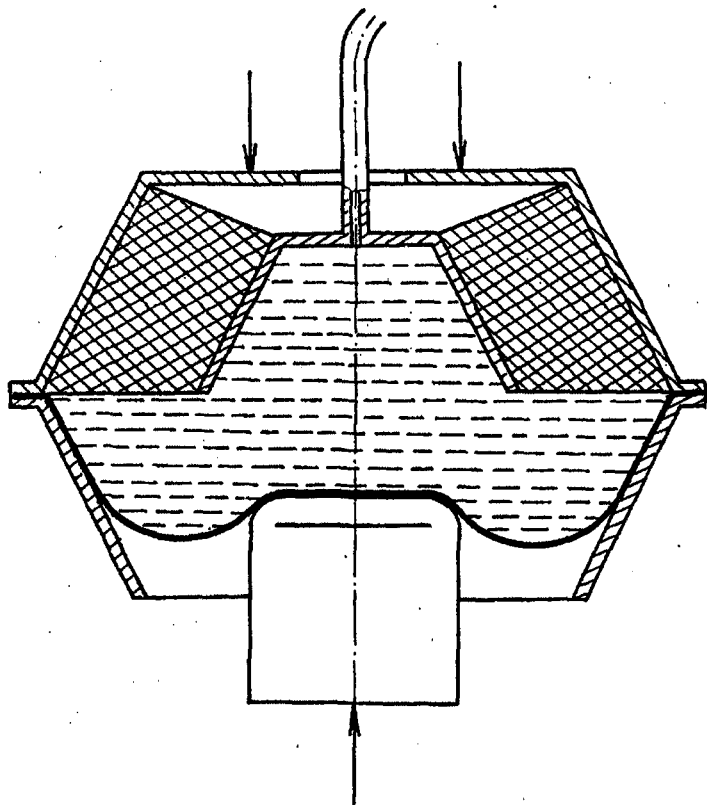
A  $z$  tengely irányu, tehát a függőleges elmozdulás ebből:

$$f_z = f_1 \sin \alpha + f_2 \cos \alpha$$

A nyirt-nyomott gumirugókat nemcsak kerékrugózásként, hanem pl. motor - és általában gépezet felfüggesztésként is előszeretettel használják (77. ábra).

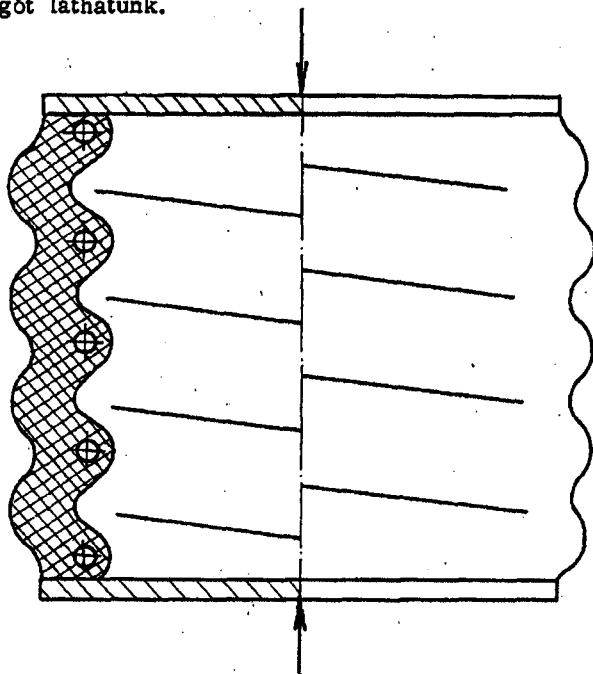


77. ábra



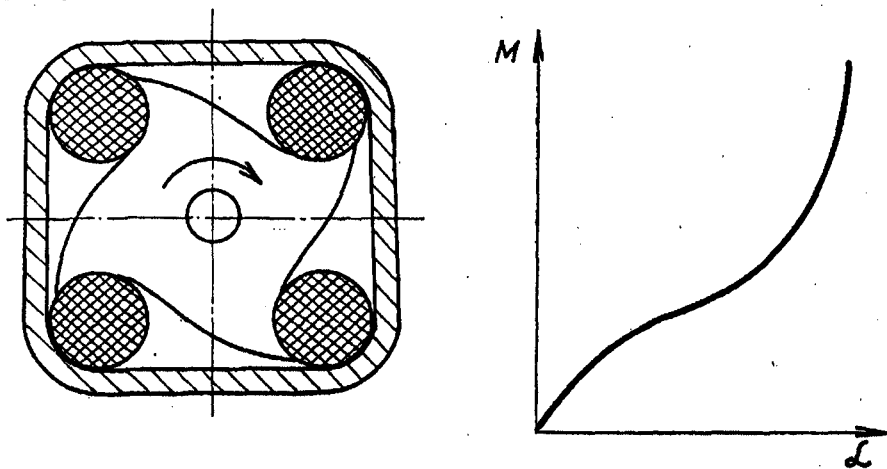
78. ábra

A 78. ábra modellje légrugóval kombinált nyírt-nyomott gumirugót mutat, míg a 79. ábrán egy acél csavarrugóval és egy gumirugóval kombinált légrugót láthatunk.



79. ábra

Torziós rudrugóval kombinálható gumirugóra a 80. ábrán láthatunk példát.

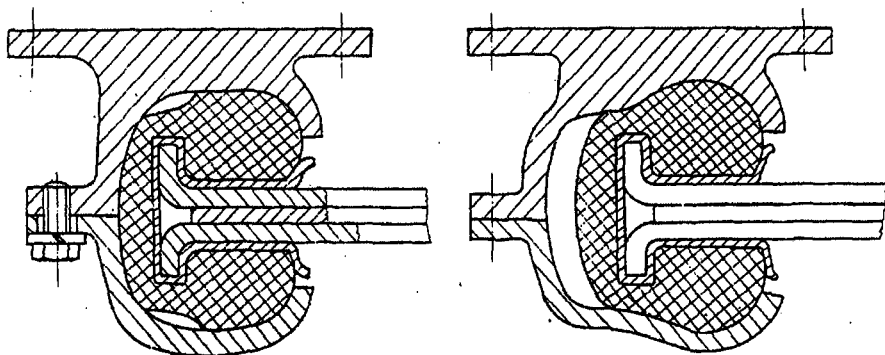


80. ábra

A rugógyárak rendkívül sok rugótípust fejlesztettek ki járműrugózási célokra, amelyeknek mért jellemzőit és karakterisztikáit katalógusokban közlik. A gumirugók méretezése így egyszerűbb és megbízhatóbb. Másrészt a tipizálás eredményeként a gumigyárak drága sütőszer-számokat takaríthatnak meg, gyártásuk gazdaságosabbá válik.

E témakör lezárásaként megemlítem, hogy a gumi mint deformábilis elem, nemcsak rugózásként, hanem rezgés- és zajcsillapító elemként is kiválóan alkalmazható az erőátadási helyeken, befogási csomópontokban. Egy kiviteli példáját láthatjuk ennek, laprugóvégek befogására vonatkozóan a 81. ábrán.

Rövid áttekintésünk keretében is meggyőződhattünk arról, hogy a gumirugók előnyös alkalmazhatósága sokoldalú, és napjainkban is dinamikus fejlődő. A gumirugózás fejlesztése a járműgyáraknak és a gumigyáraknak egyaránt érdeke.



81. ábra

## 6.5 LÉGRUGÓK, LÉGRUGÓZÁSI RENDSZEREK

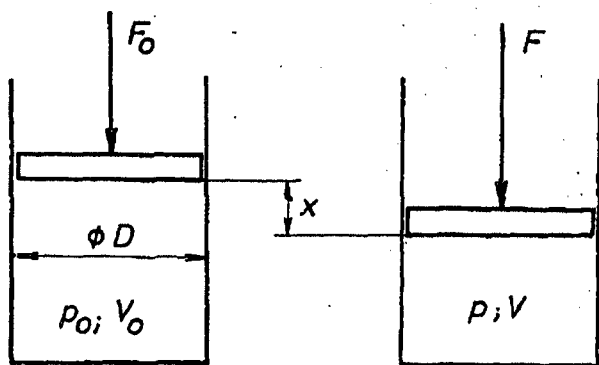
E jegyzet 11. fejezetében foglaltak lengéstanilag igazolják, hogy a járművek futási tulajdonságainak javítása legcélszerűbben a rugózás lágyításával valósítható meg. Ott az is kiderül majd, hogy a "lágy rugózás" fogalma nem kizárólagosan rugójellemzőt, hanem egy összetettebb lengéstanai jellemzőt foglal magában. Mindenesetre tényként már most elfogadhatjuk, hogy a jó futási tulajdonságok érdekében a jármű első rezonancia-sebességét az üzemi sebességtartomány alá kell lehozni, ez pedig csak a rugózás nagymértékű lágyításával lehetséges. A fajlagos

rugóbesüllyedések növelése azonban - különösen a kis önsúlyú járművek esetében - a terhelésváltozás okozta statikus járműbesüllyedést is nagymértékben megnöveli. Problémát jelent továbbá az a körülmény, hogy a lágy függőleges rugózáson erősen oldalra billenhet a jármű, aszimmetrikus tehereloszlás esetén, vagy különösképpen ivmenetben; a centrifugális erő hatására.

Mіндеzen problémák megoldásának keresése vezetett végül is a légrugózás kifejlesztéséhez.

A légrugók közös alaptulajdonsága, hogy a rugóbesüllyedés térfogatcsökkenést eredményez a rugózó levegőtérnél (gáztérnél) miáltal annak nyomása a fizikából ismert törvényszerűségek szerint megnövekszik. Vizsgáljuk meg ezt a folyamatot a legegyszerűbb példán; egy ún. dugattyus légrugó elem (82. ábra). Feltételezésünk szerint a légrugóelem felülete állandó;

$$A = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = \text{állandó, tehát } \frac{dA}{dx} = 0.$$



82. ábra

A légrugóelemre ható  $F_0$  statikus terheléssel a dugattyura ható  $p_0$  nagyságú belső túlnyomásból számítható nyomóerő tart egyensúlyt.

Vagyis:

$$F_0 = p_0 \cdot A, \text{ illetve "x" nagyságú besüllyedés esetén:}$$

$$F = p \cdot A > F_0.$$



Az "x" besüllyedés által okozott ( $\Delta V = x \cdot A$ ) térfogatcsökkenés közben politrópikus az állapotváltozás, tehát írható, hogy

$$p_0 V_0^n = p V^n, \text{ illetve}$$

$$p = p_0 \frac{V_0^n}{V^n} = p_0 \frac{V_0^n}{(V_0 - xA)^n}$$

Ezen kiindulásból levezetve igazolható, hogy a dugattyus légrugóelem rugóállandója (rugómerevsége):

$$C = \frac{dF}{dx} = \frac{n \cdot p_0 \cdot A^2}{V_0} \quad [\text{N/cm}]$$

A kifejezésből látható, hogy változatlan külső statikus rugóterhelés esetén (ha  $p_0 A^2 = \text{állandó}$ ) a rugóállandó értéke alapvetően a levegőtér-fogat nagyságától függ. Konstruktíós szempontból lehetőség van egy  $V_t$  kiegészítő tartálytérfogattal megnövelni a légrugóelem belső térfogatát. Ezzel jelentősen csökkenthető a rugómerevség;

$$C = \frac{dF}{dx} = \frac{n \cdot p_0 \cdot A^2}{V_0 + V_t} \quad [\text{N/cm}]$$

Amennyiben a külső statikus rugóterhelés megnövekszik, úgy a  $p_0$  belső túlnyomásnak

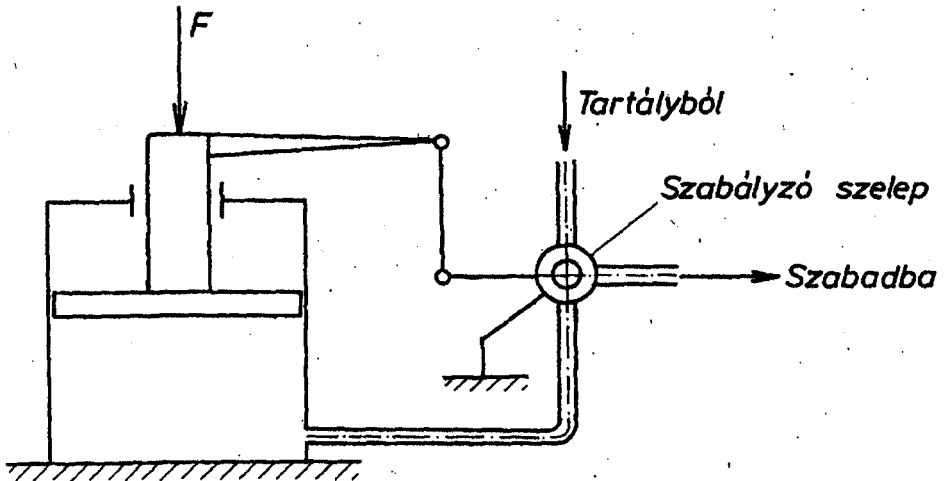
$$p = \frac{F_0 + \Delta F}{A} \quad \text{értékűre kell növekedni, vagyis}$$

a dugattyu addig süllyed, míg a hengertér belső túlnyomása el nem éri a megnövekedett nyomásigénynek megfelelő értéket.

Mód van azonban arra is, hogy egy szabályozó szeleppel külső tartályból nagyobb nyomású levegőt engedjünk be a rendszerbe, és ezzel  $V_0 + V_t$  értékét bármely terhelésállapotra állandó értéken tartsuk

(83. ábra). Ezzel a módszerrel a rugózott jármű automatikus szintszabályozása biztosítható, miután ellenkező esetben, tehát terheléscsökkenéskor a szabályozó szelep levegőt enged ki a rendszerből. A szintszabályozó rendszer megfelelő késleltetéssel van ellátva annak érdekében, hogy a statikus alaphelyzet körüli lengésekre lehetőleg ne reagáljon,

csak a tartós terhelésváltozások esetén lépjen működésbe. Ily módon természetesen az ivmenetben fellépő oldalradóllés is kompenzálható bizonyos mértékig.



83. ábra

Vizsgáljuk meg ezek után, hogy milyen hatással van a szintszabályozásnak ez a rendszere a rugómerévségre, illetve a rugózott jármű ugynevezett önlengés számára. Előzőek alapján írható, hogy

$$C = \frac{n \cdot p_o A^2}{V_o + V_t} = \frac{n \frac{F_o}{A} A^2}{V_o + V_t} = \frac{n \cdot F_o \cdot A}{V_o + V_t} \quad [\text{N/cm}]$$

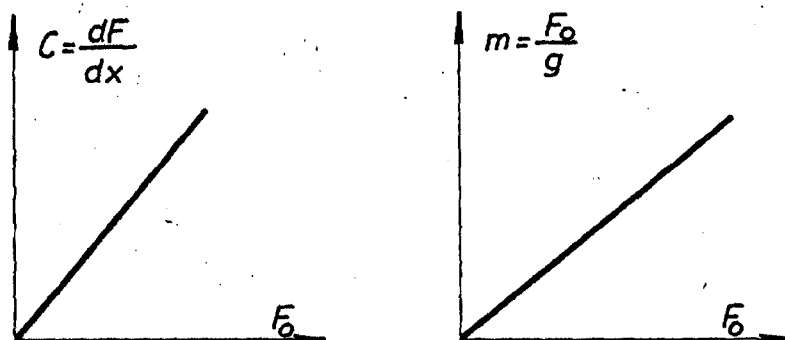
A mechanika alapjaiból ismert viszont, hogy egy "m" tömegű, "C" rugóállandóju lengőrendszer önlengésszáma:

$$\nu_o = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}} \quad \left[ \frac{1}{s} \right]$$

Vizsgált elemi légrugórendszerünk esetében a külső rugóterhelés a jármű rugózott tömegéből adódik:

$$F_o = m \cdot g \quad \text{vagyis} \quad m = \frac{F_o}{g}$$

Ábrázoljuk az így nyert "C" és "m" változókat az  $F_0$  statikus külső terhelés függvényében (84. ábra).



84. ábra

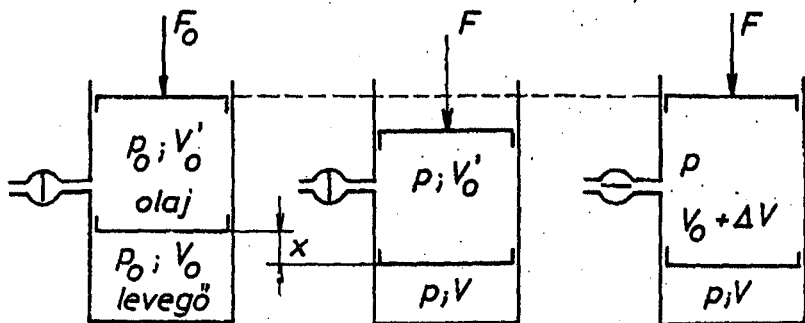
Ebből könnyen belátható, hogy az ilyen rendszerű, automatikus szintállítási légrugózás esetén a jármű önlengésszáma a terhelésváltozástól függetlenül állandó:

$$V_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{n \cdot F_0 \cdot A}{\frac{V_0 + V_t}{\frac{F_0}{g}}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{n \cdot g \cdot A}{V_0 + V_t}} \left[ \frac{1}{s} \right]$$

Végeredményben ilyen jellegű rugónak tekinthetők a gördülőmembrános légrugók és a tömlős légrugók is, ha érvényes rájuk a bevezetőben tett  $\frac{dA}{dx} = 0$  feltételezés.

További vizsgálódásunkhoz képzeljük el, hogy a hengerben egy ugynevezett szabaddugattyút is elhelyezünk és a 2 dugattyú közötti teret hidraulikus olajjal töltjük meg (85. ábra).

A statikus terhelés megváltozása esetén ez a 2 dugattyú és az általuk közbezárt hidraulika együtt mozdul el lefelé és ezáltal csökkenti a rugózó légtérfogatot. Ennél a rendszernél úgy állítjuk vissza a felső dugattyú eredeti magasságát, hogy a  $\Delta V = x \cdot A$  térfogatnak megfelelő mennyiségű hidraulika olajat nyomunk be a dugattyúk közötti térbe. Vagyis a szintszabályozást egy hidraulika szelep végzi, amely a jármű besüllyedésének függvényében vagy nagynyomású olajat enged be a dugattyúk közötti olajtérbe, vagy pedig kienged onnan meghatározott mennyiséget az olajtartályba. Látható, hogy ezzel csak a felső dugattyú helyzete állítható vissza, a rugózó levegő térfogata csökken, vagy növekszik.



85. ábra

szik aszerint, hogy a statikus terhelés hordása nagyobb, vagy kisebb levegőnyomást igényel-e az alsó dugattyú felületén. A két dugattyú közötti folyadékter nyomása természetesen egyezik a rugózó levegőtérben uralkodó nyomással. Az ilyen elv szerint működő rugókat nevezik hidropneumatikus rugónak. E rugó méretezésekor a térfogatváltozás során végbemenő állapotváltozást izotermikusnak tekinthetjük, mivel a statikus terhelés változása lassan történik általában.

Vagyis  $p \cdot V = p_0 V_0$ ,

$$\text{illetve } \frac{p_0}{p} = \frac{F_0}{F} = \frac{V}{V_0}.$$

Ha megállapodunk abban, hogy a jármű önsúlyára vonatkozó terhelés- és rugójellemzőket "0" indexszel jelöljük, akkor bármely  $F$  statikus rugóterheléshez a következő önlengésszám tartozik:

$$\gamma_0 = \frac{\sqrt{n \cdot g}}{2 \pi} \sqrt{\frac{A}{V_0} \left( \frac{F}{F_0} + \frac{1}{p_0} \right)} \quad [1/s]$$

A politrópus kitevő  $n = 1,33$  értékével számolva:

$$\gamma_0 = 5,8 \sqrt{\frac{A}{V_0} \left( \frac{F}{F_0} + \frac{1}{p_0} \right)} \quad [1/s]$$

Látható, hogy ennél a légrugótípusnál az önlengésszám nem független a terhelés változásától. Rögtön meg kell jegyeznünk azonban, hogy a rugózó levegőtérrel un. hidraulika-akkumulátorokkal szokták biztosítani, és különböző  $p_{oi}$  alapnyomású hidro-akkumulátorok párhuzamos kapcsolásával sokféle rugókarakterisztika biztosítható.

Az eddig ismertetett rugótípusokon kívül megemlítendőek még azok a légrugók, amelyek működése során  $\frac{dA}{dx} \neq 0$ .

Legismertebbek ezek közül a tömlős légrugók és a változó felületű gördülőmembrános légrugók (86. ábra).

Az ilyen rugók rugómerevségére általánosságban felírható, hogy

$$C = \frac{dF}{dx} = A \frac{dp}{dx} + p \frac{dA}{dx} + C_3$$

- Az első tag a belső nyomás változása miatti rugóerőváltozás.
- A második tag a hatásos tömlőfelület változását veszi figyelembe az  $x$  besülyedés függvényében. Az ábráról az is látható, hogy gördülő membrános légrugóelemen a pozitív és negatív erőhatású felületek kombinációjának széles skálája lehetséges. Ez rendkívül változatos rugókarakterisztikák előállítását teszi lehetővé.
- Végül a  $C_3$  tag a gumitömlő saját merevségéből adódó rugóerő változást veszi figyelembe.

Eddigiekben felsorolt légrugó elemekkel végül is többféle légrugózási rendszer valósítható meg:

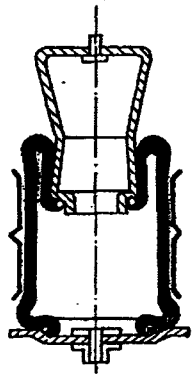
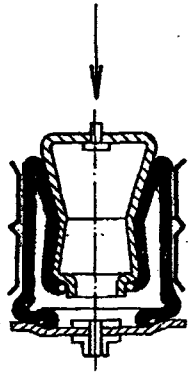
A) Tisztán levegővel működő:

- a) Zárt légrugórendszer,
- b) Nyitott légrugórendszer,

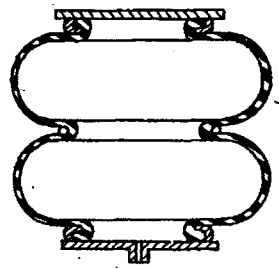
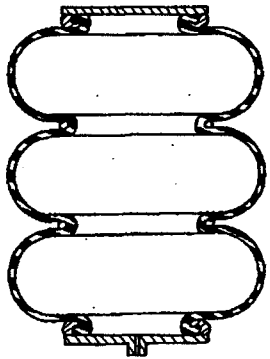
B) Hidropneumatikus légrugórendszer.

A zárt légrugórendszerekre az a jellemző, hogy terheléskor a szint-szabályozó szelep egy alacsonyabb nyomású kiegyenlítő tartályba engedi át a rugótartályokban feleslegessé vált levegőmennyiséget. A szabályozáshoz szükséges levegőt ebből a kiegyenlítő tartályból szívja a rendszerben működő légsűrítő. A zárt rendszernek nagy előnye, hogy visszacirkuláltatott, tiszta és páramentes levegővel dolgozik, nincs elfagyási veszély a rendszerben és a kompresszor teljesítményigénye is kisebb, mint a nyitott rendszernél, amelynél a szívás is a szabad légkörből és a "leszabályozás" is a szabad légkörbe történik.

A zárt légrugórendszer kétségtelen hátránya viszont, hogy külön légsűrítő berendezést igényel, mégpedig járművenként. Főként ezzel magyarázható, hogy a tisztán levegős rendszerű légrugók általában a nyitott légrugórendszer elvén működnek. Ezeknél ugyanis megoldható, hogy a szintszabályozáshoz szükséges sűrített levegőt a jármű légfékrendszeré-



86. 98  
86. 98



ből nyerjék, megfelelő áteresztő és biztonsági szelepeken keresztül. Belátható, hogy ez lényeges egyszerűsödést jelent, főleg vasuti kocsnál, amelyek ily módon a fővezetékéből vagy esetleges töltővezetéken keresztül kapják a légrugó szabályozásához szükséges sűrített levegőt.

A nyitott légrugórendszer hátrányai viszont:

- A levegő nedvességtartalma téli üzemben a szabályozószelepek elfagyását okozhatja.
- A légrugók üzemi nyomása max. 5 bar-ra korlátozódik, miáltal nagy rugóméretet adódnak.
- És végül mindkét típusu tisztán levegős rendszerre igaz, hogy a kis belső csillapítás miatt külön lengéscsillapítók beépítését igényli.

A hidropneumatikus rugók zárt rendszerű légrugóknak tekinthetők, mert szintszabályozásuk - mint láttuk - hidraulika benyomásával, illetve kiengedésével történik. Számos előnyük közül kiemelhetők a következők:

- Rugóstagjuk egy hidraulikus hengerben mozgó dugattyu, amely berugózaskor egy hidroakkumulátorba nyomja át az olajat, amely az ott levő levegő térfogatát csökkenti. A rugórendszerben ezért viszonylag nagy nyomások alkalmazhatók, a rugóméretet kicsik lehetnek.
- A rugórendszernek saját belső hidraulikus csillapítása van, külön csillapító nem szükséges.
- A szintszabályozó szelep magában a rugóstagban kialakítható, ily módon kevésbé sérülékeny. (Hazánkban RÁBA-MVG-ben fejlesztettek ki először ilyen megoldást szerző irányításával.)
- Több hidroakkumulátorral tetszés szerinti karakterisztika biztosítható.

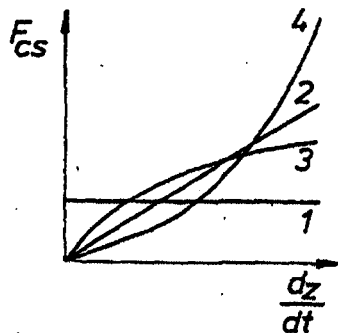
Hátránya e rugórendszernek, hogy drágább elemeket tartalmaz, mint a tisztán levegős működésű rendszerek.

Légrugózásról közöltek csak az alapvető elveket rögzítik, ezért csak gondolatébresztésnek tekinthetők. A téma fontosságát azonban igazolja a járművek légrugózásának általános és világviszonylatban is jelentős elterjedése.

## 6.6 JÁRMŰ LENGÉSCSILLAPÍTÓK

E fejezet elején már megállapítottuk, hogy a rugózás védi a járműtestet a pályafaldról érkező dinamikus hatásoktól, egyidejűleg azonban a gerjesztőhatások következtében lengéseket is eredményez, amelyeket mindenképpen csillapítani kell.

Azt is láttuk, hogy bizonyos járműrugók rendelkeznek saját belső csillapítással, mások nem, illetve csak kismértékű öncsillapító hatásuk. Általános gyakorlat ezért, hogy a járműveket külön lengéscsillapítókkal szerelik fel, amelyeket a rugózással párhuzamosan kötnek be. A lengéscsillapítókra a csillapítóerő nagysága, mint a lengési sebesség függvénye a legjellemzőbb. Az elvileg lehetséges csillapító karakterisztikák közül néhányat láthatunk a 87. ábrán.



87. ábra

Az 1. karakterisztikájú csillapító hatása nem függ a lengési sebességtől, a csillapítóerő állandó nagyságú. Ilyen jellegű csillapítók az úgynevezett surlódó csillapítók. Mint ismeretes, ilyen csillapító hatása van a laprugókötegeknek is, az egymáson elcsuszó rugólapok miatt.

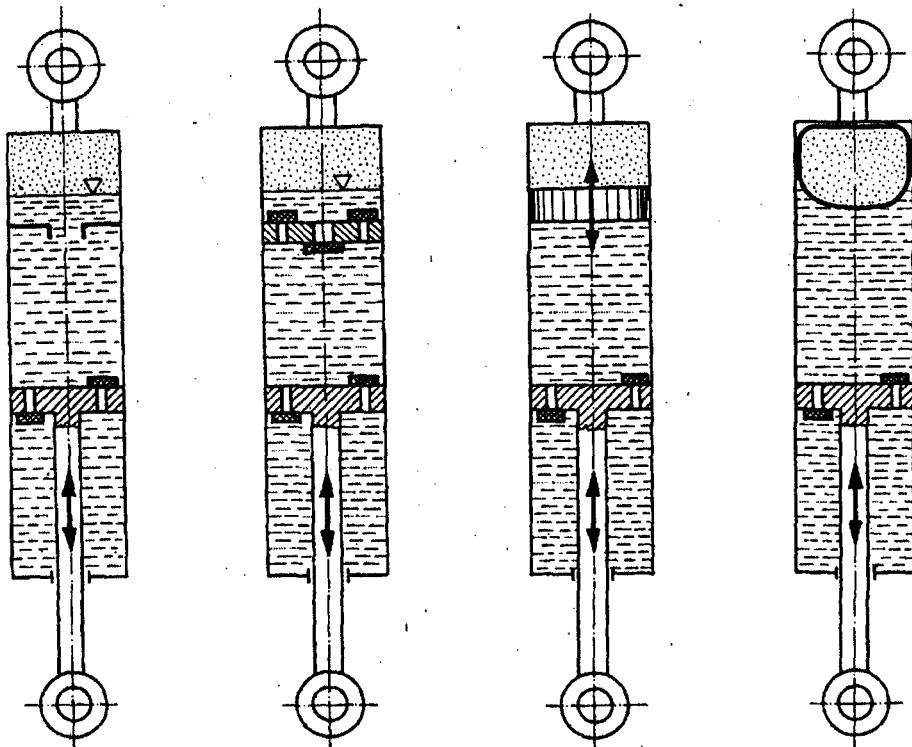
A surlódó csillapítók nagy hátránya, hogy a gyenge intenzitású lengéseket ugyanakkora erővel csillapítják, mint az erős lengéseket. Ezáltal a rugózott jármű néha túlcillapított, olykor pedig alulcsillapított lesz, erről a lengéstani fejezetben látunk majd bővebbet.

A mai korszerű lengéscsillapítók szinte kivétel nélkül a folyadéksurlódás, illetve ellenállás elvén működő, úgynevezett hidraulikus csillapítók. Leggyakoribb megoldásuk a dugattyús, teleszkópikus szerkezet, melynek kiviteli vázlatai a 88. ábrán láthatók. A működési elv roppant egyszerű: A dugattyú mozgásakor a hidraulikának folyótúratokon kell átáramlania egyik térből a másikba. Ez ellenállást és csillapítóerőt eredményez a dugattyún, amelynek mozgása közben a végzett mechanikai munka hővé alakul, vagyis mint csillapítási munka elvonódik a lengőrendszer összenergiájából. A vázlatos dugattyúkon látható áteresztő szelepek kombinációjával a legváltozatosabb csillapítóerő-karakterisztikák állíthatók össze, mint azt már a 87. ábrán láttuk.

Közülük leggyakrabban alkalmazzák a 2. jelű karakterisztikának megfelelő, úgynevezett lineáris karakterisztikájú csillapítókat. Ezek is lehetnek



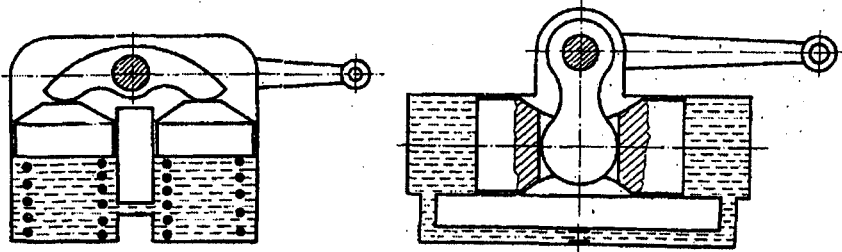
szimmetrikus vagy aszimmetrikus működésűek. Utóbbiaknál a "húzólökethél" nagyobb csillapítóerő keletkezik, mint a "nyomólökethél". Ezzel a durva pályahibán történő gyors áthaladás esetére védik a szerkezetet a túlterheléstől.



88. ábra

A 88. ábrán vázolt szerkezeteken megfigyelhető, hogy összenyomáskor nem egyformán változik a térfogat a dugattyu felett és alatt. Az alsó térbe benyomódó dugattyuszár térfogata miatt ugyanis a felső térből kiszorított folyadék nem fér el a dugattyu alatti térben. Ezért alakították ki a felső hengertér tetején levő légteret, amelynek összenyomódása biztosítja a hiányzó térfogatkülönbséget. Az olaj- és levegőtér érintkezési felületén habosodás keletkezhet, ezért a légteret a legkülönbözőbb megoldásokkal igyekeznek elválasztani az olajtértől, mint látható: furáttal, szelepekkel, szabaddugattyúval vagy elasztikus gumizsákkal. A ki-egyenlítő légtér elhelyezésére és elválasztására még sok egyéb megoldás

dás ismeretes, ezekkel részletesebben nem foglalkozunk. A 89. ábrán bemutatunk azonban 2 olyan szerkezeti megoldást, amelynél a térfogatváltozás szimmetrikus, tehát a kiegyenlítő légpárnára nincs szükség. További előnye ezen szerkezeteknek, hogy az olaj tömitése szinte tökéletesen és időtállóan megoldható bennük. Egyetlen hátrányuk a forgó tengely csapágyazásának kopása és a lengőkar hajlító igénybevétele.



89. ábra

A jármű lengéscsillapítókat általában csak szétszerelt állapotban lehet beállítani a kívánt csillapítóerőre, majd az összeszerelt és olajjal feltöltött csillapítókat speciális gépen "bemérik", és a mérési diagram alapján határozzák meg karakterisztikáját. Ujabban kifejlesztettek már kívülről állítható csillapító erejű lengéscsillapítókat is, sőt vannak törekvések a jármű terhelésétől függően automatikusan szabályozható intenzitású csillapítók alkalmazására is. Ennek lengéstani magyarázatával a 11. fejezetben fogunk találkozni.

## 7. GÉPJÁRMŰVEK KERÉKFELFÜGGESZTÉSE

A gépjárműtestnek az öt hordó kerekekhez kapcsolódása kinematikailag és dinamikailag is bonyolult feladat. A kerekeket, illetve azok tange-lyét nem lehet mereven hozzáerősíteni a kocsiesthez, ezt az előző fe-jezetben már láttuk. Rugalmas, de pontosan behatárolt relativ elmoz-  
dulási lehetőséget kell biztosítani a kerekek és a kocsiszekrény között. E feladat megoldását szolgáló szerkezeti elemek összességét nevezzük kerékfelfüggesztésnek.

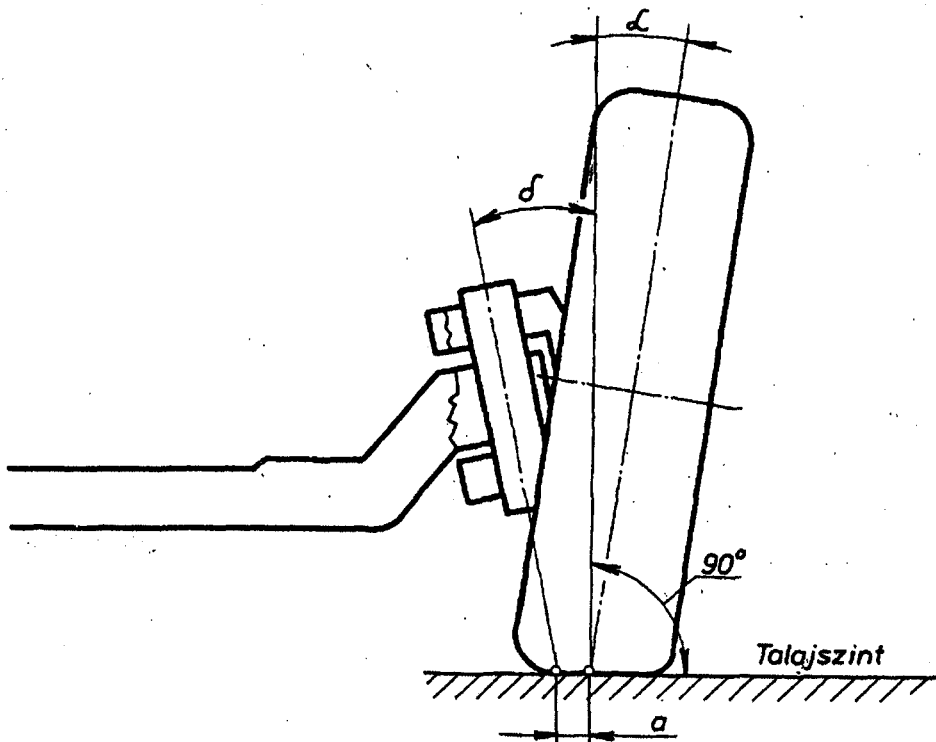
A kerékfelfüggesztésnek vannak olyan konstrukciós kiviteli példái, ame-lyeknél a rugózás és a kerékvezetés szerkezeti elemei funkciójuk sze-rint pontosan különválaszthatók. Más megoldásoknál viszont a rugózás egyben a kerékvezetési feladatokat vagy azok egy részét is megoldja. Klasszikus példája ennek a már tanult laprugóköteggel megoldott kerék-  
felfüggesztés, miután ez a rugótípus a működési főirányán kívül, más-irányú erőhatások átvitelére is alkalmas, több-kevesebb rugalmasság-  
gal. Fentieket is figyelembe véve, a gépjármű kerékfelfüggesztéseknek két nagy csoportja különböztethető meg:

- A kapcsolt felfüggesztési mód, amelyre alapvetően jellemző, hogy a jármű két oldalán levő, egymásnak szimmetrikusan megfelelő kerekek egy merev tengellyel mint hiddal vannak összekapcsolva egymással, és ez a hid kapcsolódik alkalmas rugózó-vezető szerkezettel a kocsi-esthez. Szokás ezt a megoldást merevtengelyű kerékvezetésnek is nevezni.
- A független kerékfelfüggesztési megoldások, amelyeknél a jobb- és bal oldali kerekek felfüggesztése kinematikailag független egymástól. Ez esetben természetesen minden ilyen független kereket külön-külön kell megvezetni a már említett relativ és rugózott elmozdulása köz-  
ben.

Mielőtt részleteiben vizsgálánánk az egyes felfüggesztési módokat, meg kell ismerkednünk egy speciális körülménnyel, amely a kormányzott ke-  
rekek állását megkülönbözteti a nem kormányzott kerekek helyzetétől.

## 7.1 A KORMÁNYZOTT KEREKEK BEÁLLÍTÁSI JELLEMZŐI

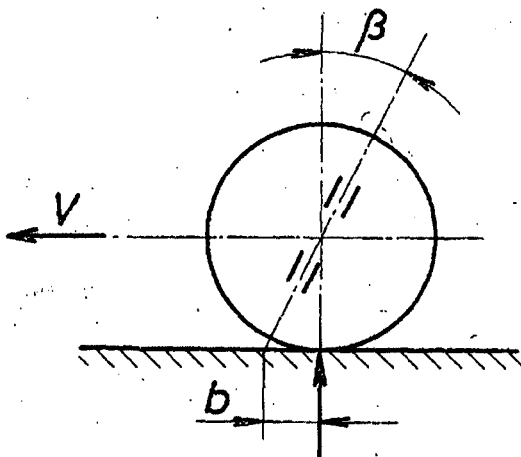
Lényegére a 90. ábra és a 91. ábra alapján mutatunk rá.



90. ábra

Az  $\alpha$  kerékdőlési szög következményeként a kerékre ható alátámasztó erőnek van egy tengelycsonk irányú komponense, vagyis a tengelycsonk csapágyazás egy állandóan ható, kismértékű axiális terhelést kap. Ez a csapágyazás oldalirányú játékát megszüntetve a kerekek nyugodt futását biztosítja, mely körülmény a kormányzott kerekeknél fokozottan előnyös.

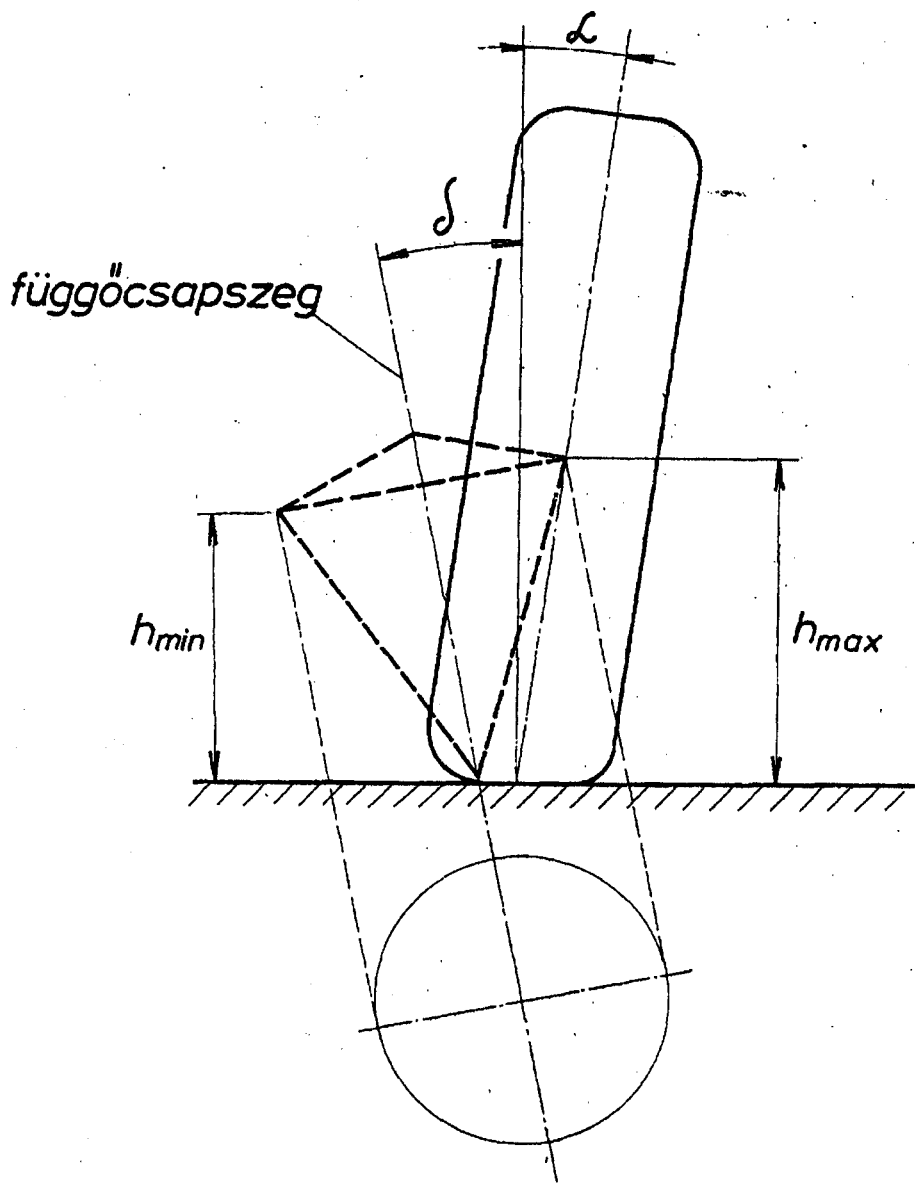
A kerék kifelé dőlésének másik következménye az "a"-val jelölt nyomtávkar csökkenése. Következő fejezetben részletesen tárgyaljuk majd, hogy az utpályáról a gumiabroncsra ható hosszirányú erők az "a" karon hatva



91. ábra

milyen nyomatéki hatást gyakorolnak a függőcsapszeg körül elforduló kormányzott keréktengelycsonk rendszerre. Előljáróban csak annyit, hogy az "a" kar csökkentése kedvezően hat a kormánymechanizmus igénybevétele szempontjából. Lényegében ez az egyik oka a főcsapszeg  $\sigma$ -szöggel való befelé döntésének, az ugynevezett csapterpesztésnek is. Látható, hogy ez is csökkenti az "a" távolságot. Másrészt a tengelycsonk középvonala egy olyan kuppalást alkotójának tekinthető, amelynek tengelye a függőcsapszeg középvonalával egybeeső. Következésképpen a tengelycsonk - mint kupalkotó - a talajszinthez viszonyítva a kerék egyenes állásában van a legmagasabb helyzetben. (92. ábra). A függőcsapszeg körüli bármely irányú elfordításkor a keréknek lefelé is el kellene mozdulnia, ami nyilván nem a lehetséges, tehát a függőcsapszeg csapágyazása, vagyis az egész kocsitest mozdul el felfelé. Ez kormányzási munkát igényel, amely helyzeti energiaként tárolódik, és mint ilyen, a visszakormányzást segíti. Elmondottakat úgy összegezhetjük; hogy a csapterpesztésnek statikus stabilizáló hatása van, amely a kormányzott kereket egyenes állásba igyekszik visszaállítani. Következő fejezetben részletesen elemezzük majd ennek előnyeit és hátrányait.

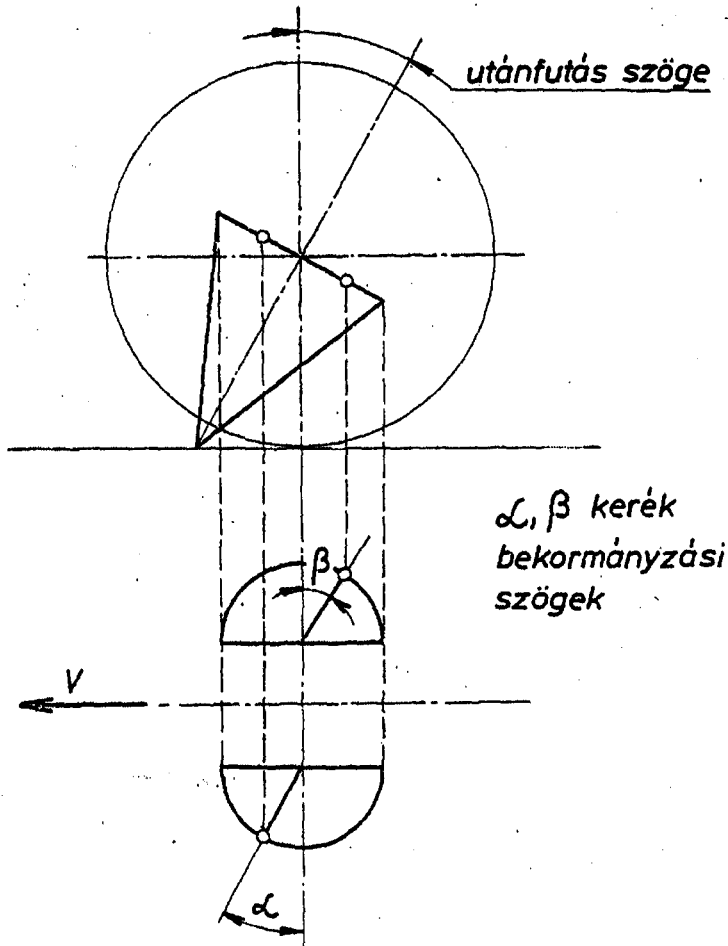
91. ábrán oldalnézetben látjuk egy kormányzott kerék vázlatos képét. A függőcsapszeg  $\beta$  szögét hátradőlési vagy más néven utánfutási szögnek nevezik. Utóbbi elnevezés tükrözi e jellegzetes kormánycsapszegállás lényegét is, azt ugyanis, hogy a keréknek az utpályával való tényleges érintkezési "pontja" mindig a függőcsapszeg középvonalának az utpályával alkotott képzeletbeli dőléspontja mögött van. Kis  $\beta$  szögérték esetén tehát az érintkezési felület középpontjába koncentrált keresztirányú  $F_y$  erő a "b" karon fejt ki forgató nyomatékot a függőcsapszeg körül.



92. ábra

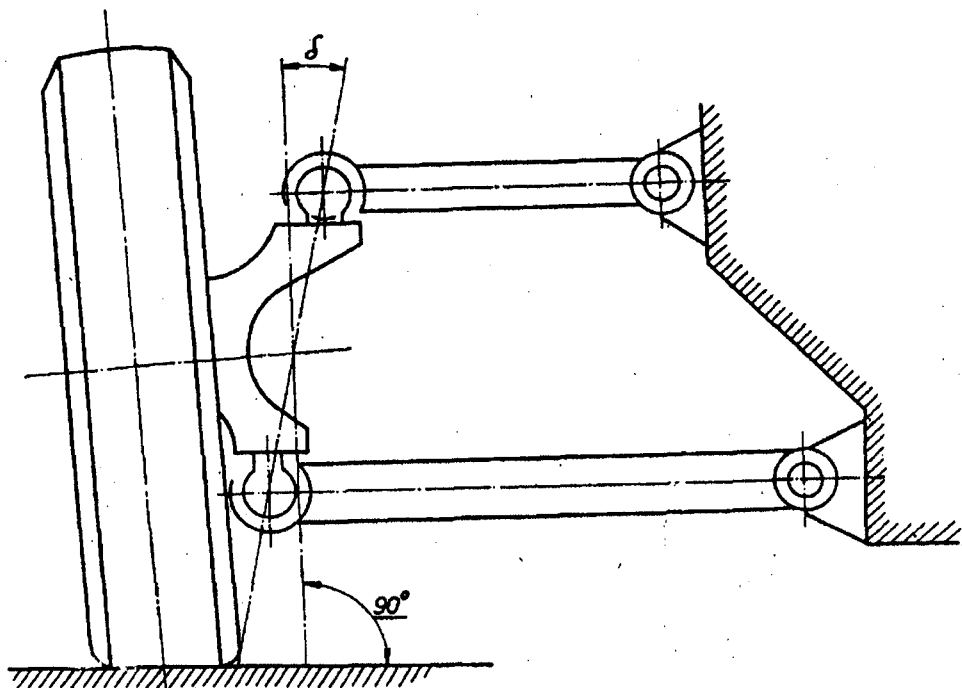
Későbbiekben látni fogjuk, hogy ez a nyomaték is stabilizáló jellegű, mivel azonban  $F_y$  erő általában csak haladás közben lép fel, ezt a hatást dinamikus stabilizáló hatásnak nevezik.

93. ábra szemlélteti azt a körülményt, hogy az utánfutásnak is van egy statikus jellegű hatása. Ez azonban eltér a csapterpesztés statikus stabilizáló hatásától. Az ábrán ugyanis látható, hogy egy jobbra bekormányzott jármű esetében a bal oldali kerékcsonknak felfelé, a jobb oldali



93. ábra

kerékcsonknak lefelé kellene elmozdulnia. Következésképpen tehát az utánfutási szög következtében a jármű külső kerékoldala süllyed, a belső kerékoldal emelkedik. Vagyis ez a hatás mintegy "rádönti" a járművet a külső íven futó kerékre. Nem foglalkozhatunk részletesebben ezzel a kérdéssel, de érdemes elgondolkodni rajta.



94. ábra

A kormányzott kerék beállítási szögeire legjellemzőbb értékek:

$$\alpha = 0 \dots 2,5^\circ \quad \beta = 0 \dots 6^\circ \quad \delta = 5 \dots 8^\circ$$

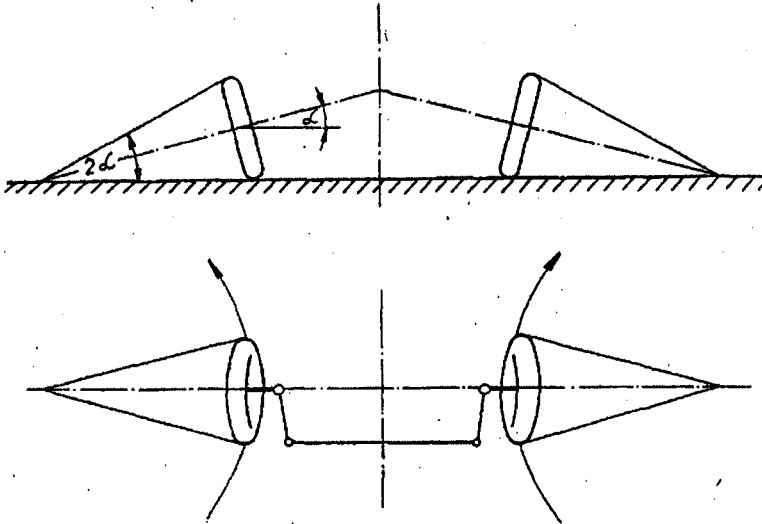
Továbbiakra való tekintettel itt szeretném megjegyezni, hogy a függőcsapszeg lengőkaros megoldásoknál hiányozhat is, ez esetben a gömbcsuklókat összekötő tengelyvonalnak kell megfelelnie a kerékbeállítás  $\beta$  és  $\delta$  szögeinek (94. ábra).

A kormányzott kerék  $\alpha$  dőlési szögére kell még visszatérnünk röviden. 95. ábra érzékelteti, hogy a kifelé dőlő kerekek egy kuppalást legördüléséhez hasonlóan széttartó körpályán haladnának, ha a jármű-

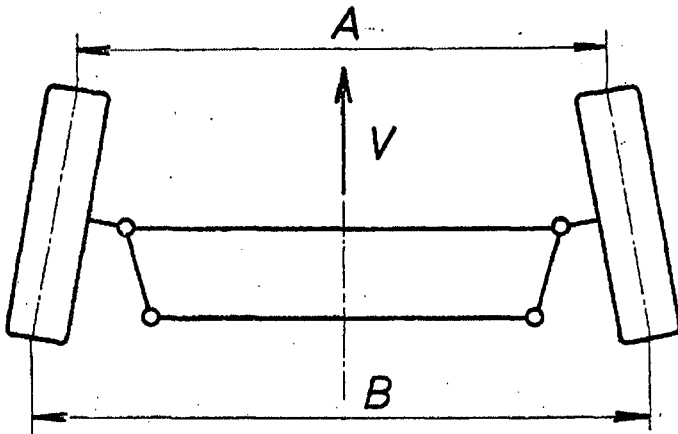


test nem akadályozná meg ebben őket. Az egyenes haladásra kényszerített gumikerékek viszont jelentős mértékben kopnak. Ez tette szükségessé az ún. kerékösszetartás bevezetését, amelyet a 96. ábrán láthatunk. A menetirány szerinti kerékösszetartás szokásos értéke:

$$B - A = 1...3 \text{ mm.}$$



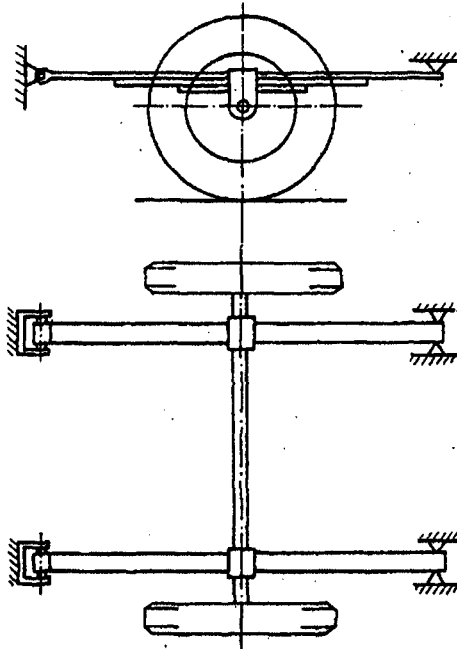
95. ábra



96. ábra

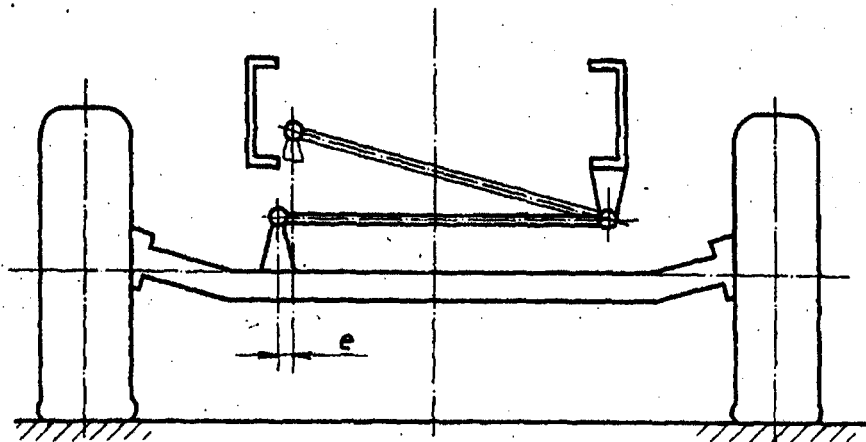
## 7.2 MEREV TENGELYES (KAPCSOLT) KERÉKFELÜGGESZTÉSI MEGOLDÁSOK

A jobb és bal oldali kerekeket merev tengely kapcsolja össze, ezt mell-ső vagy hátsó hidnak nevezik. A hátsó hidak magukban foglalják a kerék-hajtási rendszert is, a differenciálművet, végáttételi rendszert, féltengelyeket stb. A kapcsolt kerékfelfüggesztésnek tehát végeredményben egy ilyen hid és a járműtest kapcsolatát kell biztosítani az előzőekben részletezett feltételek szerint. A legegyszerűbb és egyben leggyakoribb megoldás vázlatát láthatjuk a 97. ábrán.



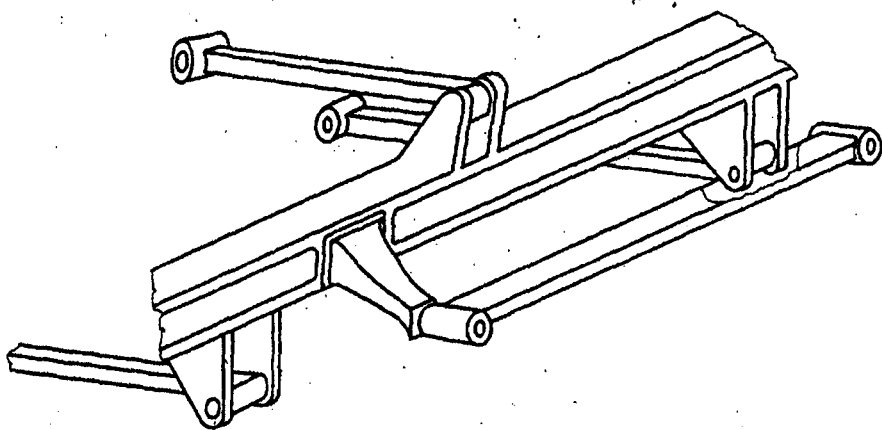
97. ábra

A hidat két laprugókötveg köti a kocsitesthez. Ezek mind a kerékvezetés, mind a rugózás funkcióját betöltik. Lágyabb laprugók esetén azonban az oldalerők átadására keresztirányú lengőkarokat alkalmaznak a hidtest és az alvázkeret között (98. ábra). Ezeknek a keresztlengőkaroknak "e" elmozdulását a lehető legkisebbre kell szorítani, ez a rudak hosszának növelésével lehetséges.

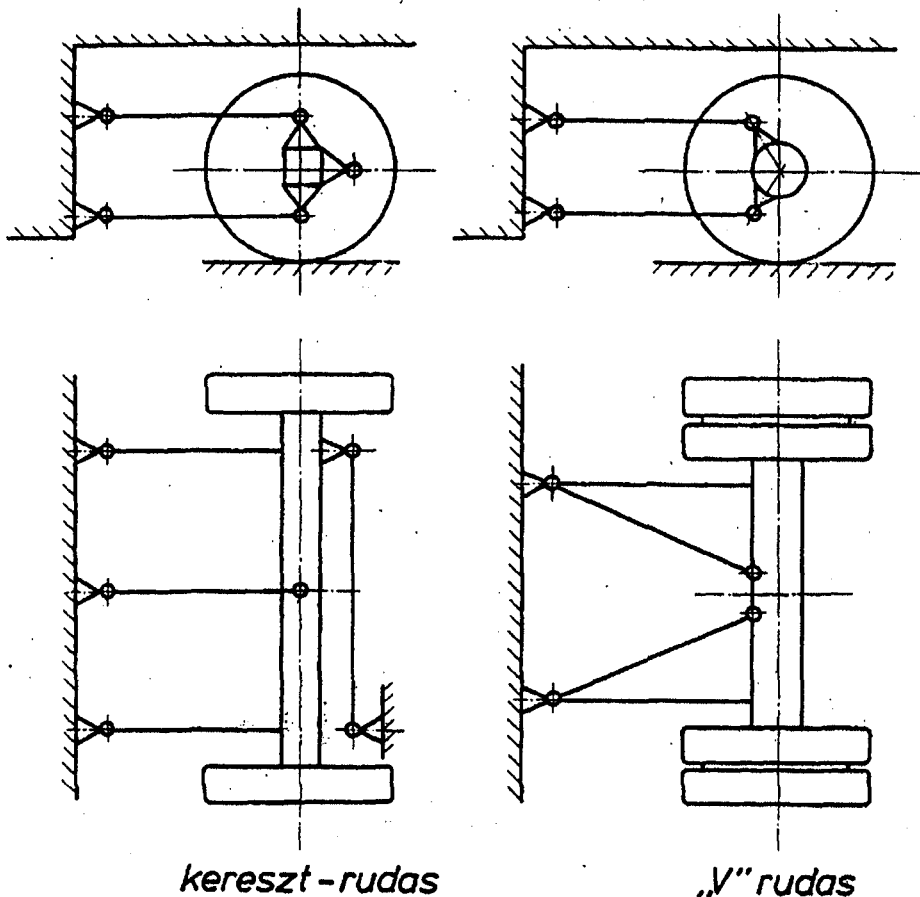


98. ábra

Bizonyos rugókkal (esavarrugókkal, lérugókkal) csak egyirányu erőhatás vihető át, ezeknél a hosszirányu erőket is lengőkarokkal közvetítik a kocsitestre. Ilyen pl. a 3-rudas megoldás, vagy a "V"-rudazatos megoldás, amely utóbbinál külön keresztlengőkar nem szükséges (99. és 100. ábra).



99. ábra



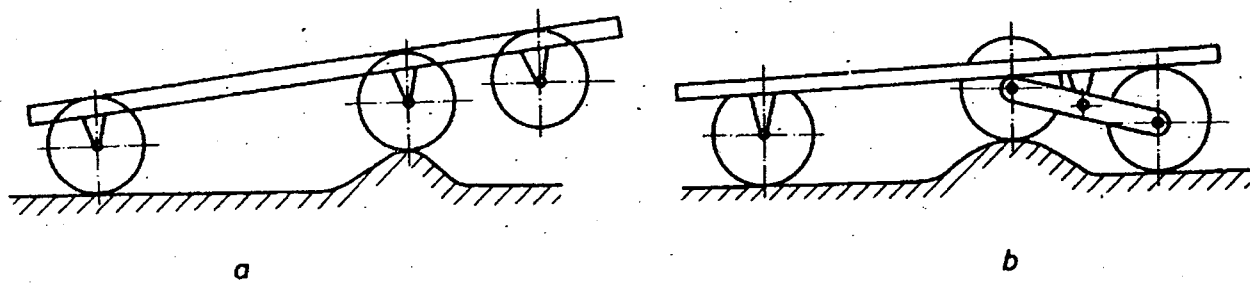
kereszt-rudas

„V” rudas

100. ábra

Egyes esetekben a hosszirányú kikötőkarokat vezetőkeretté egyesítik, amely egyben rugótámként is szerepel. Ilyen megoldás látható a 101. ábrán, melynek egyetlen hátránya, hogy a rugóbázis csökkenés-növeli a rugózott járműtest oldalra billenési hajlamát. Későbbiekben erre még visszatérünk.

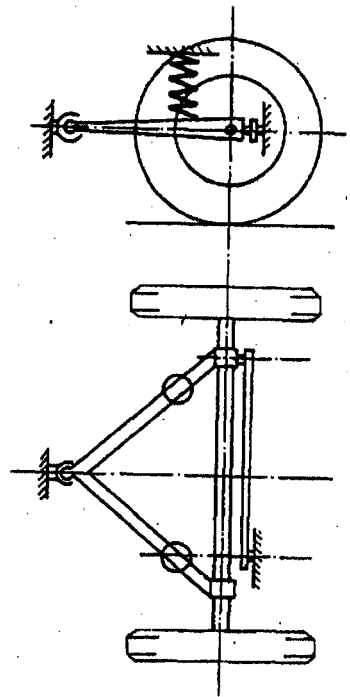
A kapcsolt felfüggesztések egy sajátos csoportját képezi a kettős hátsó tengelyek, az úgynevezett ikertengelyek felfüggesztése. Elvileg a két hátsó tengelyt egymástól függetlenül is fel lehetne függeszteni, ez azonban rendkívül egyenlőtlen tengelyterheléseket eredményezne, mint azt a 102. ábra érzékelteti. Ugyanezen ábra mutatja a probléma elvi megoldásának egyik lehetőségét is, az ikertengelyes kapcsolt felfüggesztést,



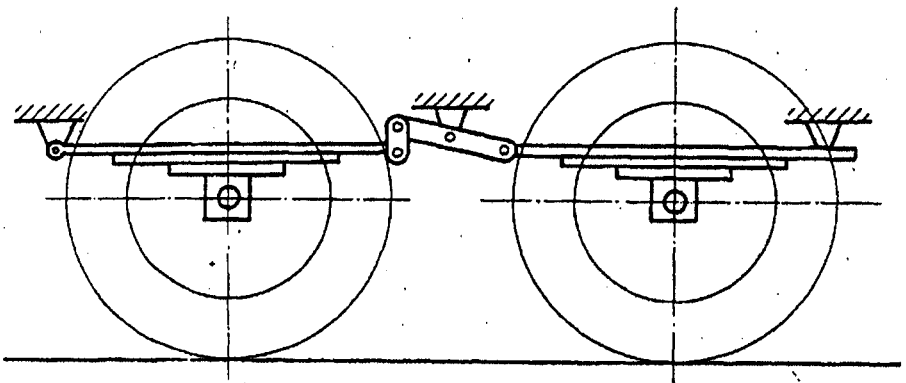
102. ábra

amely kiegyenlíti a tengelyterheléseket. A szerkezeti kivitel egyébként számos alternatívában lehetséges:

- 103. ábrán látható megoldás egy kiegyenlítő himbát alkalmaz, ezzel kapcsolja össze az egyébként hagyományos laprugós felfüggesztéseket.
- 104. ábra szerinti himbás szerkezet előnyösebb, mert a nagy fékezőerők nem terhelik a kiegyenlítő himbát, amely viszont bonyolultabb és nagy helyigényű szerkezet.
- A fordulékonyág miatt szükséges kis tengelytávolság és a hátsóhidakra ható fékezési nyomaték felvétele szempontjából egyaránt kedvező megoldás a 105. ábrán látható. Hasonló megoldás a 106. és 107. ábrákon vázoltak szerint is kivitelezhető, a hossz- és keresztirányú erőket, valamint a fékezési reakciónyomatéket ennél a lengőkarok veszik fel.

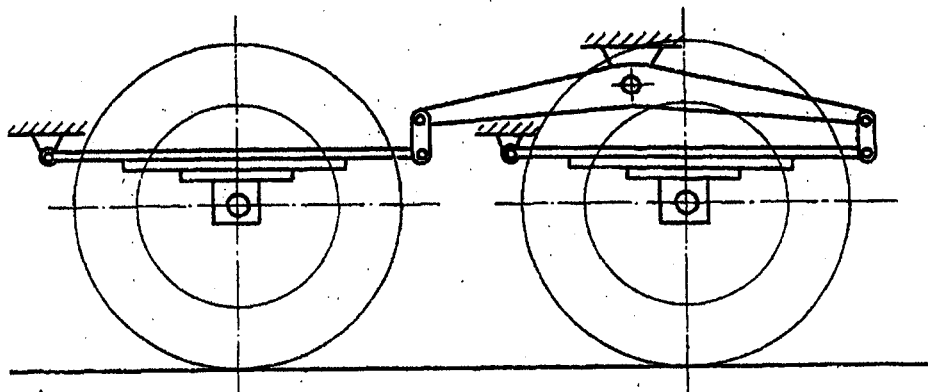


101. ábra

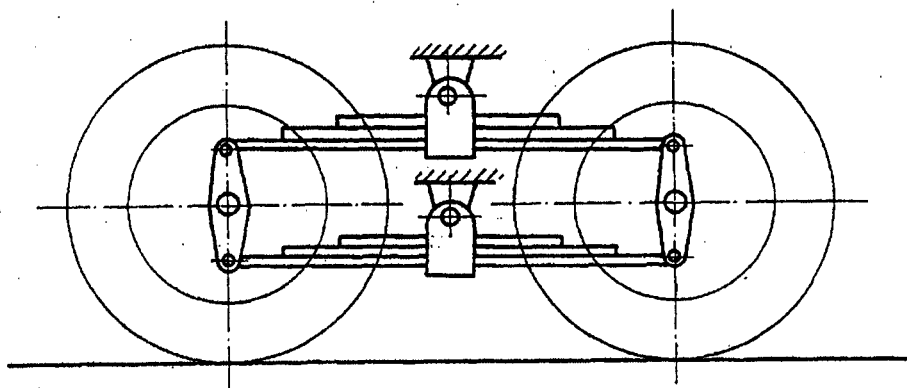


103. ábra

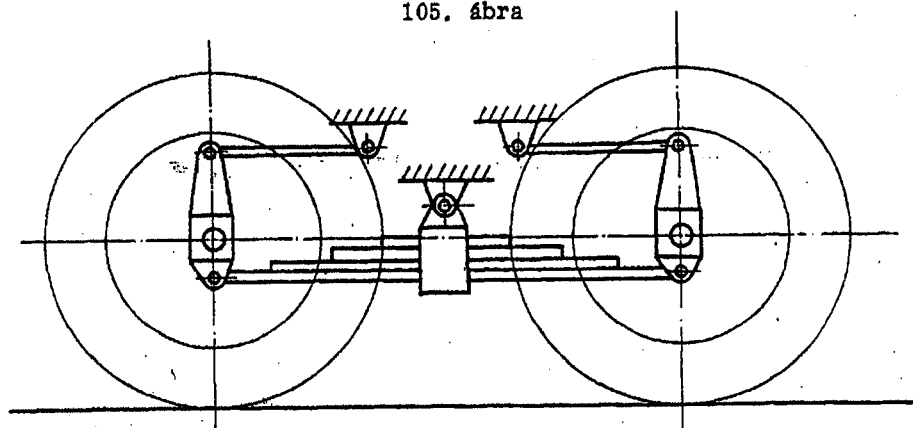
Az ikertengelyes kerékfelfüggesztésre néhány konkrét szerkezeti megoldást láthatunk még a függelékben. Tanulmányozzuk ezeket gondosan, és próbáljuk meghatározni az egyes szerkezeti elemek igénybevételét, mozgásviszonyait.



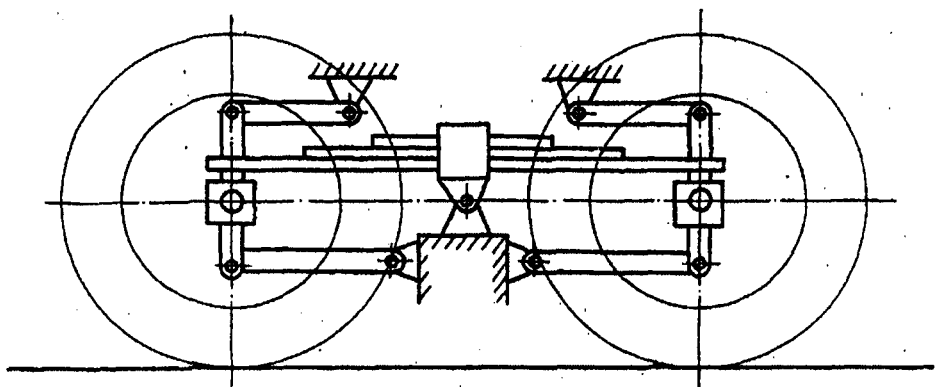
104. ábra



105. ábra



106. ábra



107. ábra

### 7.3 FÜGGETLEN KERÉKFELÜGGESZTÉSI RENDSZEREK

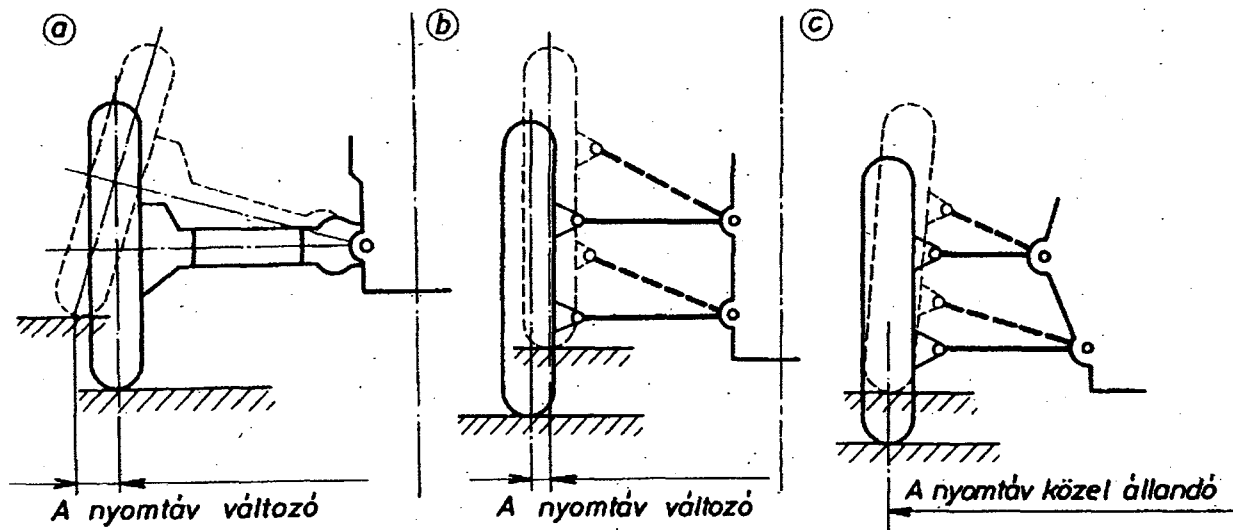
Említettük már, hogy ilyen megoldásnál a jobb és a bal oldali kerekek felfüggesztése kinematikailag független egymástól. Tekintettel arra, hogy a közuti járművek általában utgerjesztésűek, a kerekek kinematikai függetlensége kedvezőbb menettulajdonságokat biztosít, mint a kapcsolt felfüggesztési módok. Ennek persze ára van; a független kerékfelfüggesztési megoldások általában komplikáltabbak. Konstruktív szempontból alapvető jellemzőjük, hogy a kerékvezetést lengőkarokból felépített csuklós mechanizmussal, vagy ezzel azonos vezetési elvet biztosító rugólapokkal valósítják meg. A csuklós mechanizmussal megoldott kerékfelfüggesztési módokat célszerűen a lengőkarok iránya szerint lehet csoportokba sorolni, mégpedig a jármű képzeletbeli tengelyeihez viszonyítva. Eszerint megkülönböztetünk:

- Keresztlengőkaros,
- Hossztlengőkaros és
- Ferde tengelyű

kerékfelfüggesztési megoldásokat.

A keresztlengőkaros mechanizmus három alcsoportba sorolható. Legegyszerűbb megoldása a 108.a) ábrán látható egyszerű lengőtengely, amelynek azonban alapvető hibája, hogy a kerék síkja és a nyomtávja is változik a függőleges elmozdulás következtében. Ez kedvezőtlen menettulajdonságokat és erős gumikopást eredményez, ezért nem tekinthető korszerű megoldásnak.

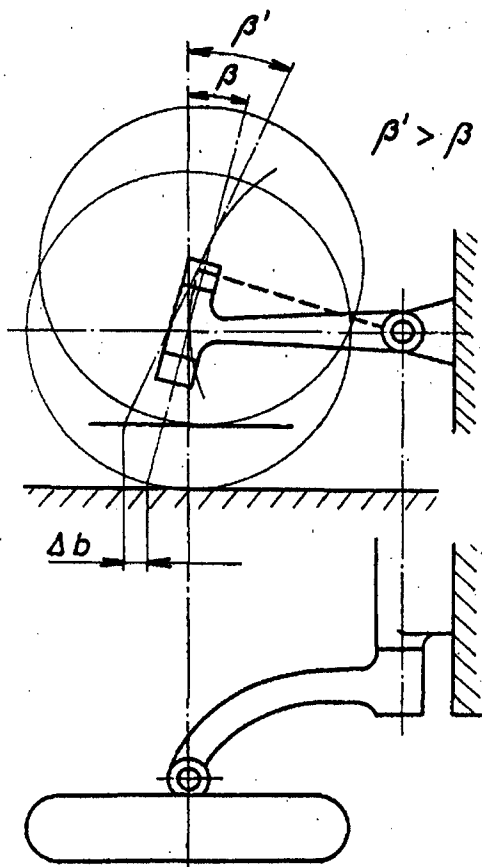




108. ábra

A 108.b) ábra szerinti kettős, szimmetrikus keresztlengőkar már nem engedi meg a kerék síkjának elfordulását, de a nyomtávvaltozás ennél is jelentős.

Kompromisszumos megoldásnak tekinthető a kettős, aszimmetrikus keresztlengőkar, amely ugyan kismértékben elfordítja a keréksíkot, de a függőleges irányú mozgástól gyakorlatilag függetlenné teszi a kerekek nyomtávolságát (108.c/ ábra). Ez a gumikopások szempontjából kedvező, ezért általánosan elterjedt megoldásnak nevezhető.

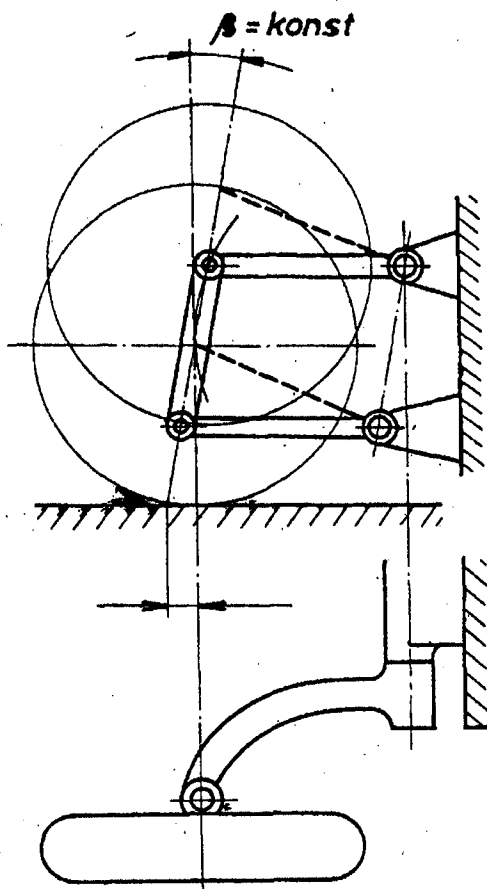


109. ábra

A hosszlengőkaros mechanizmus két alcsoportba osztható:

- Egyszerű hosszlengőkaros megoldás látható a 109. ábrán. Ennél súlyos problémát jelent, hogy a függőleges lengések során állandóan változik a kormányzott kerék utánfutási szöge, illetőleg a "b" nyomatéki kar hossza. Ez a körülmény a jármű dinamikus stabilitását rontja, és veszélyes kormánylengések okozója lehet. További gondot jelent a kormánytolórúd bekötése is.

A 110. ábra szerinti kettős hosszlengőkaros megoldás tekinthető kinematikailag legkedvezőbbnek, mert egyáltalán nem befolyásolja a kormányzott kerék beállítási jellemzőit. Ennek ellenére nem ez a meg-

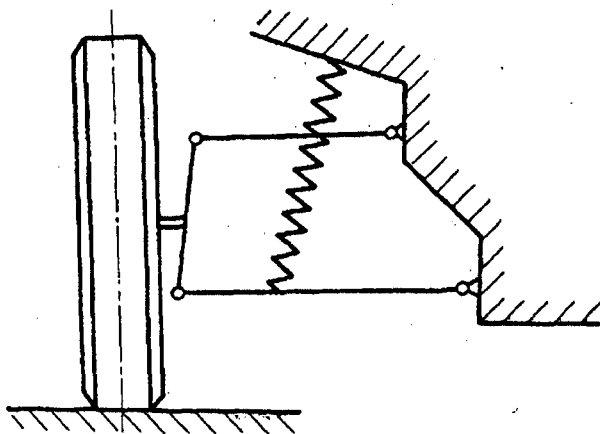


110. ábra

oldás a legelterjedtebb, hanem a már tárgyalt aszimmetrikus párhuzamos keresztlengőkaros rendszer.

A hossz- és keresztirányú erők átvitelének optimalizálása érdekében számos olyan megoldás is született, amelyek a hossz- és keresztlengőkaros megoldás kombinációjának tekinthetők. Ezeket nevezzük ferde tengelyű független kerékfelfüggesztési megoldásoknak. Megemlítendő még egy speciális megoldás, az ugynevezett teleszkópos kerékvezetés, amely inkább csak kisebb járműveken terjedt el.

Nem beszéltünk még arról, hogy a független kerékfelfüggesztési megoldásokhoz hogyan kapcsolódik a járművek rugózása. Csavarrugók és légrugózás esetén általában valamelyik lengőkart alakítják ki rugótámmá, vagyis erre támaszkodik fel a bordrugó. Vázlatos példát láthatunk erre a 111. ábrán, amelynél az alsó lengőkar támasztja alá a villás felsőkar által közrefogott csavarrugót.

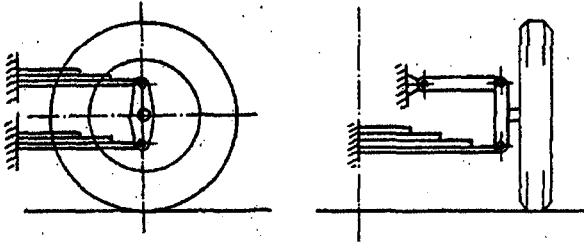


111. ábra

Laprugózás esetén - mint tudjuk - lehetőség van arra, hogy egyik, vagy akár mindkét lengőkar szerepét maga a laprugó töltsse be. Erre mutat vázlatos példát a 112. ábra.

Összefoglalva a független kerékfelfüggesztésről elmondottakat; nem szabad megfeledkezni arról, hogy azok szerkezeti elemeinek nemcsak a rugózott kerék relatív mozgásának kinematikai viszonyait kell behatóra tanulmányozni, hanem biztosítani kell a kerékre ható fékezőerő, vonóerő, oldalerő és a fékezési reakciónyomaték megbízható átadását a jármű-

testre. Közvetlenül a kereket érő dinamikus igénybevételek miatt ez nem egyszerű feladat, ennek szem előtt tartásával tanulmányozzuk az ismertetett megoldásokat.



112. ábra

## 8. GÉPJÁRMŰVEK KORMÁNYZÁSA

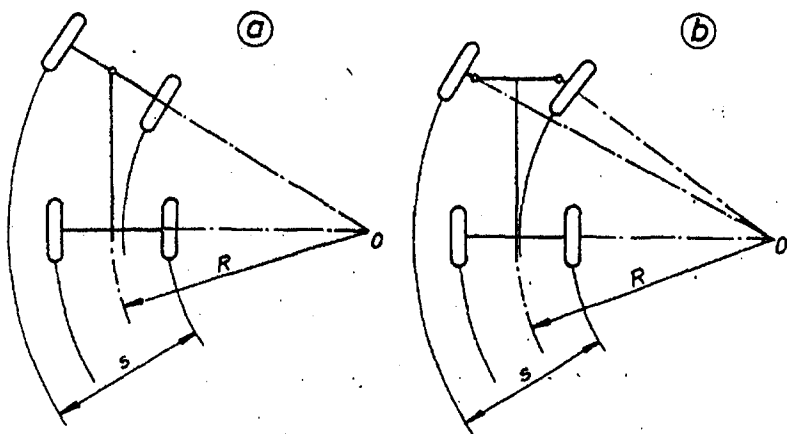
A mechanika törvényei szerint bármely test mozgási állapotának - ezen belül haladási irányának - megváltoztatásához külső erőhatás szükséges. Repülőgépeknél és hajóknál ezt a külső erőt a kormánylapokra ható, illetve az egész járműre ható légerők, vagy hidrodinamikai erők alkotják, amelyeket a kormánylapok helyzetének változtatásával lehet befolyásolni.

Vasuti járművek esetén a sinről a nyomkarimára átadódó erők, az úgynevezett terelőerők kényszerítik a járművet a megváltozott pályairány követésére. Közúti járművek esetében az utpályáról kell hatnia egy oldalirányú "terelőerőnek", amely a jármű "vezető kerekeit" vagyis kormányzott kerekeit a kívánt pályairányba kényszeríti. Mindjárt rögzíthetjük, hogy ez az erőhatás csak akkor biztosítható, ha a tapadási tényező (surlódási ellenállás) a kerék és az utfelület között nem zérus. Ellentétben a vasúti kerék-sín kapcsolattal, ahol a tapadási tényező ebből a szempontból lényegtelen. A gépjárműkerékre többek között akkor hat oldalero, (terelőerő), ha annak gördülési síkját a függőleges tengely körül elfordítjuk. Az ily módon "bekormányzott" kerék az új keréksíknak megfelelő irányban gördül tovább, ha az utburkolatról átadódó erő elegendő a jármű tehetetlenségi reakciónak legyőzésére, illetve egyensúlyozására.

(A gumibroncs deformációja miatti eltérésre később visszatérünk.) Nyilvánvaló, hogy fontos követelmény az ivmenetben haladó jármű összes kerekeinek csuszásmentes gördülése. Ez a gumikopások és a megfelelő tapadás szempontjából lényeges elsősorban. Megvalósítása elvileg akkor lehetséges, ha az ivmenetben haladó jármű összes kerekeinek tengelyei egyetlen pontban az úgynevezett fordulási középpontban metsződnek. Ez konstrukciós okok miatt nem mindig megvalósítható. Szerencsére a gumibroncs deformációjából adódó oldalkuszás ez esetben kedvező hatással van a csuszások mértékének csökkentésére. Részben ennek is köszönhető, hogy a szerkezeti megoldások széles skálája alakult ki a fejlődés során. Közülük csak a legjellemzőbbeket tekintjük át a következőkben.

## 8.1 KÖZÚTI JÁRMŰVEK KORMÁNYZÁSÁNAK LEHETSÉGES MEGOLDÁSAI

Legősbib, és egyben legegyszerűbb megoldás az volt, mikor az első kerekek közös tengelyét egy függőleges csap körül elfordíthatóan erősítették a kocsitesthez (113.a/ ábra). Látható, hogy 2 tengellyel rendelkező jármű esetén ez esetben tökéletesen megvalósítható a tengelyek fordulási középpontban való metsződése. Nagy hátránya azonban e megoldásnak, hogy kanyarodáskor a kormányzott kerekek a fél tengelytávnak megfelelő igen nagy iven mozdulnak el. Ezért nagymértékű bekormányzásnál mélyen behatolnak a kocsitest alá, ami az alváz és a rugózás kialakítása szempontjából kedvezőtlen. Másik problémája e kialakításnak, hogy erősen bekormányzott helyzetben a jármű könnyen labilissá válhat. Ezért ezt a megoldást közúti járművek esetében ma már csak pótkocsiknál alkalmazzák, egytengelyű forgóvázas kivételben.



113. ábra

A ma általánosan használt ugynevezett Ackermann kormányzási rendszer elve a 113.b) ábrán látható. Vagyis kormányzásnál csak a tengelycsomó fordul el a függőcsapszeg (kormányfőcsapszeg) körül. Ez esetben a tengelyek közös metszéspontja csak úgy biztosítható, ha a belső és a külső iven futó kormányzott kereket különböző mértékben fordítjuk el. Ennek vizsgálatára még visszatérünk.

Négykerekű járműnél a kormányzott kerekek lehetnek a hátsó tengelyen levő kerekek is. Könnyen belátható, hogy ez esetben egyes kormányzási

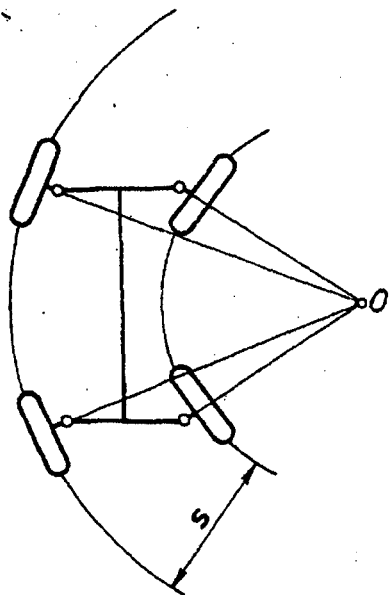
manőverek könnyebben végrehajthatók, mások viszont kedvezőtlenebbé válnak. Így például előre menetben szorosan a járdaszegély mellé lehet állni, elindulni onnan viszont csak hátramenetben lehetséges. (Pontosan fordítva, mint az elsőkerék kormányzású járművekkel.) Egyéb kedvezőtlen menetdinamikai tulajdonságait is figyelembe véve: A hátsó kerékkormányzást normál üzemi közúti járműveknél nem alkalmazzák.

Forgalomtechnikai és uttervezési szempontból egyaránt fontos jellemző a kanyarodó jármű két szélső keréknyomjának távolsága (113. ábra).

Az "s" távolság végeredményben egy fordulófolyósó szükséges szélességét határozza meg, az utburkolat szintjében.

Speciális terepjáró kocsiknál alkalmazható a négykerék kormányzás. Ennek előnye, hogy az "s" szélesség megegyezik a jármű kerekeinek nyomszélességével, vagyis az első és a hátsó kerekek azonos nyomon futnak (114. ábra).

Képzeljük el, milyen nagyjelentőségű ez a tulajdonság egy erdei székéruton való rendszeres közlekedésnél, vagy hegyi ösvényeken haladásnál. Nagyobb sebességű üzemből azonban a négykerék kormányzású jármű menet tulajdonságai kedvezőtlenek, ezért ilyen jármű csak akkor vehet részt, a normál közúti forgalomban, ha hátsó kerék kormányzása kiiktatható és megfelelően rögzíthető.

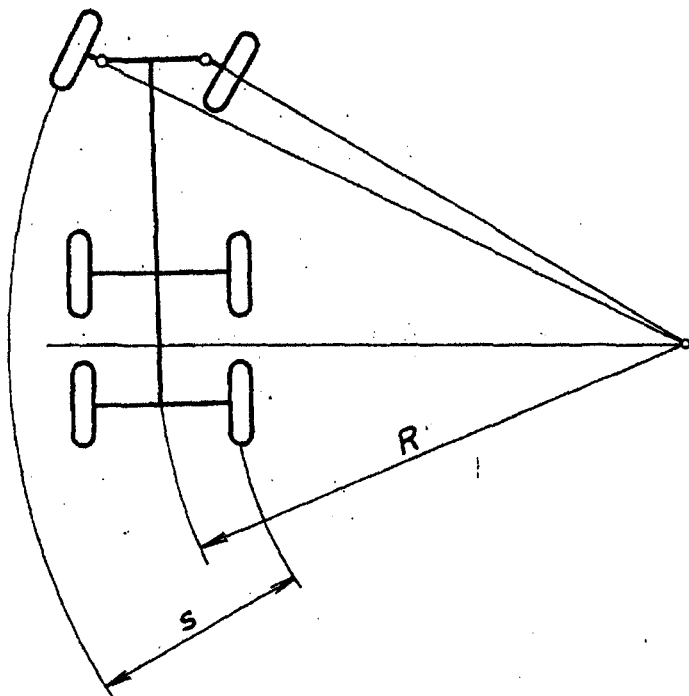


114. ábra

Egy nagyon gyakori járműtípusnak, a 3-tengelyű gépkocsinak láthatjuk kormányzási jellemzőit a 115. ábrán. A fordulási középpont itt már csak a hátsó tengelyek közötti képzeletbeli középtengelyen valósítható meg. Mivel a hátsó kerekek esetében ez már elkerülhetetlenül csuszáshoz vezetne ivmenetben. A gumibroncs már tanult rugalmassága miatt azonban oldalkuszás keletkezik, amely az ismert ferdefutást eredményezi.

Bizonyos határokon belül elkerülhető ezáltal a hátsó kerekek csuszása. Könnyen belátható, hogy a hátsó tengelytáv rövidítése igen kedvező a csuszásmentes gördülés szempontjából. A már tanult ikertengelyes



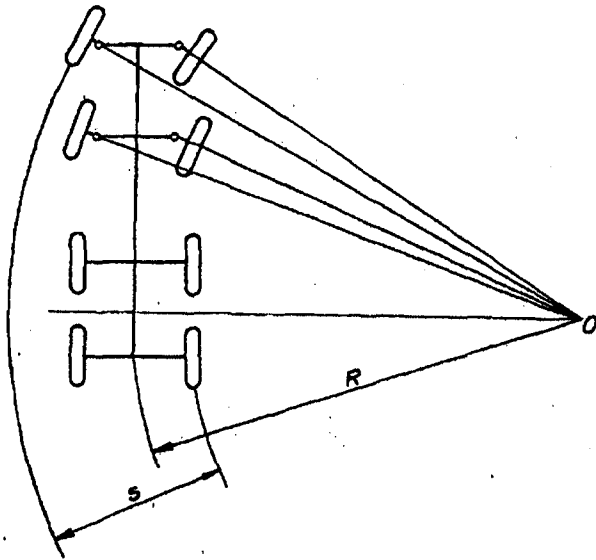


115. ábra

felfüggesztés ezért is tekinthető nagyon korszerűnek. Négytengelyű járműnél már 2 tengelyt kell kormányzott kerekekkel ellátni. Leggyakoribb megoldása ennek a 116. ábrán látható.

Számunkra fontos példa az ugynevezett egytengelyű utánfutó esete, amelynek kerekeit általában nem szokták kormányozni. Az utánfutó úgy áll be az ívben, hogy kerekeinek tengelye a vontató kocsi fordulási középpontján megy át (117. ábra). Látható, hogy az utánfutó kerekei nem a gépes kocsi "nyomában" haladnak. A " $\Delta s$ " eltérés annál nagyobb, minél hosszabb a vonórúd.

Egytengelyű utánfutóval azonos módon viselkedik a nyerges vontató jármű, hiszen csak annyi a különbség közöttük, hogy a vonórúdat maga a pótkocsi alváz helyettesíti. 4.1 fejezetben már láttuk, hogy a gépeskocsi lehet 2-tengelyű, vagy 3-tengelyű. Azonos hátsó tengelyállás esetén a külső nyomszélesség nagymértékben függ a csuklópont helyétől (118. ábra). Azonos hosszúságú félpótkocsi esetén viszont az a legkedvezőtlenebb, ha a csuklópont a gépes kocsi hátsó tengelye fölött van. Részben ez a magyarázata annak, hogy nyerges vontatóknál a csuklópont



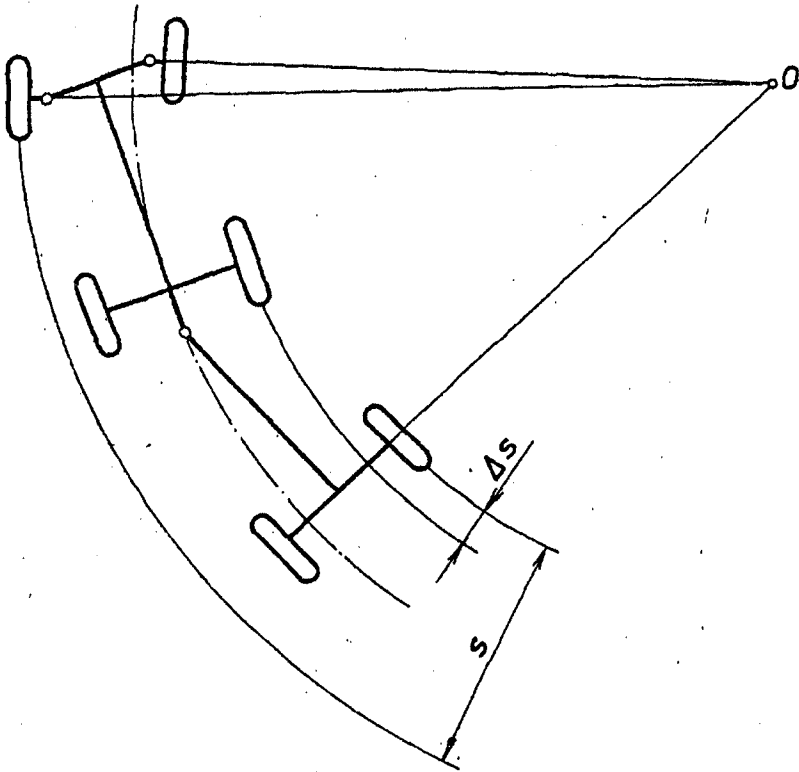
116. ábra

mindig a gépes kocsi hátsó tengelye előtt van kialakítva. Ikertengelyes megoldásnál pedig a szimmetriatengely elé kerül a csuklópont. Másik oka ennek az, hogy a kormányzott tengelyen így jelentkezik csak a félpótkocsi terhelésének egy hányada.

Nagyterhelésű nyerges szerelvényeknél a félpótkocsi készülhet iker-tengelyes megoldással is, sőt elég gyakori a 3-tengelyes félpótkocsi. Ezeknél kisszaru ívekben csuszással kell számolni.

Alapjában véve egytengelyű pótkocsis járműveknek tekinthetők a csuklós autóbuszok is. Ezeknél a lehető legkisebb nyomeltérés kívánatos, ezért a félpótkocsi tengelyén az ugynevezett "C" tengelyen levő kerekeket is kormányozzák (119. ábra). Mint látható, a mechanizmus elve egyszerű, a kormányzott "C" tengelyes járműnél azonban fokozottan jelentkezik az ugynevezett "farséprés" veszélye, a kocsvég külső oldali tulnyulása. Megemlítjük, hogy hasonló elv alapján a 2 vagy 3 tengelyű nyerges félpótkocsik kerekei is kormányozhatók, a komplikált mechanizmust azonban nem szívesen alkalmazzák. További konstrukciós megoldások vannak azonban, amelyek a hátsó kerekek kismértékű "önkormányzását" segítik elő, megakadályozva ezzel a nemkívánatos csuszást.

Befejezésül megemlítem, hogy kéttengelyű pótkocsi esetében a vonórudal vagy az egész mellső tengelyt (hidat) fordítjuk el, vagy pedig egy kormánymechanizmuson keresztül csak a kormányzott kerekek tengely-csonkjait. Mindkét megoldás nyomszélesség növekedést okoz és mind-



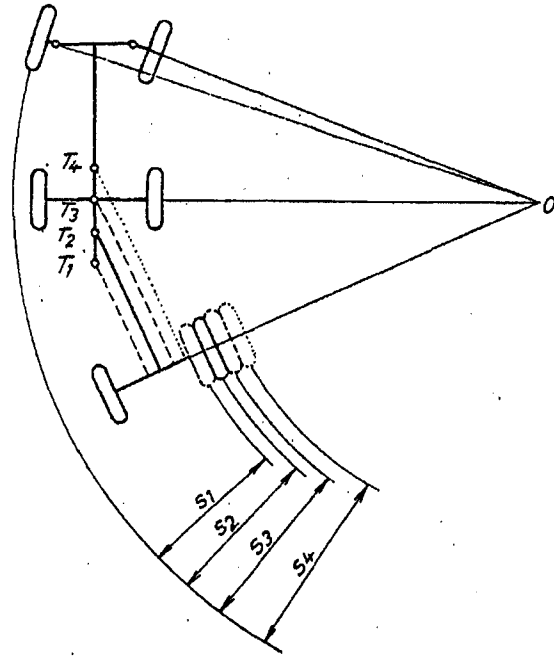
117. ábra

kettő hajlamos az öngerjesztett oldallengésekre. Ezért nagysebességű üzemetetésre kedvezőbbek a nyergesvontatók, félpótkocsival.

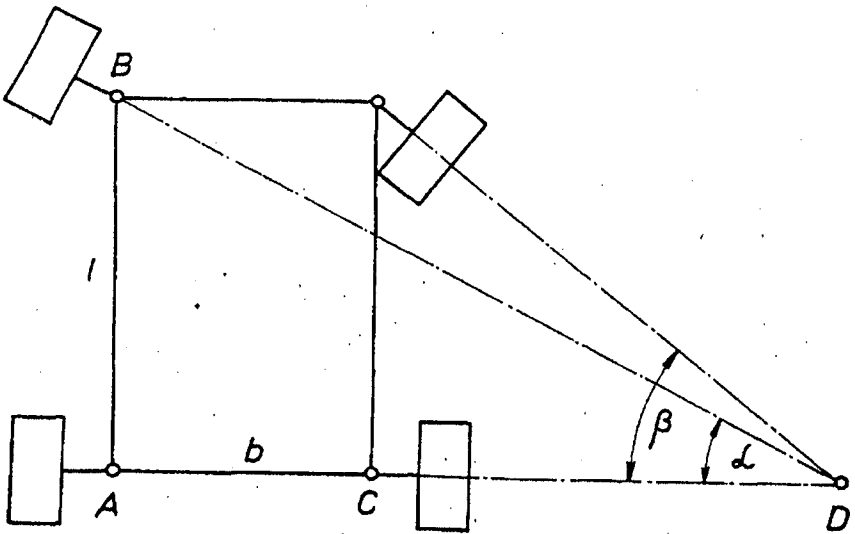
## 8.2 A KORMÁNYZÁS GEOMETRIÁJA

Ezölőekben már megállapítottuk, hogy a csuszásmentes gördülés csak úgy lehetséges, ha az ívmenethen haladó jármű összes kerekének tengelyvonala egyetlen pontban metsződik. Vizsgáljuk meg ennek geometriai feltételét egy négykerekű jármű esetére a 120. ábrán. Ennek alapján felírhatók a következő összefüggések:

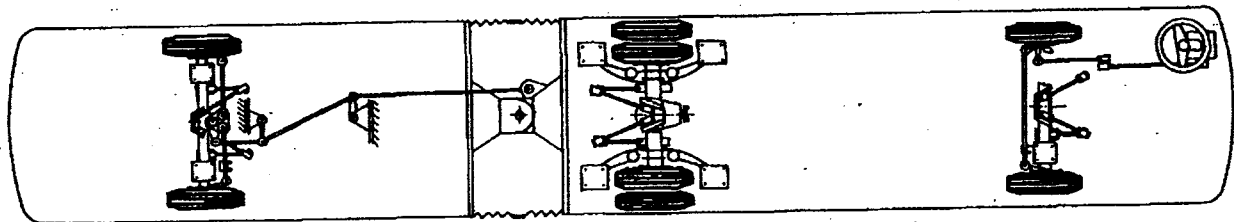
$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{AD}{AB} = \frac{AD}{\ell} \quad \text{és} \quad \operatorname{ctg} \beta = \frac{AD - AC}{\ell}$$



118. ábra



120. ábra



119. ábra

Vagyis:

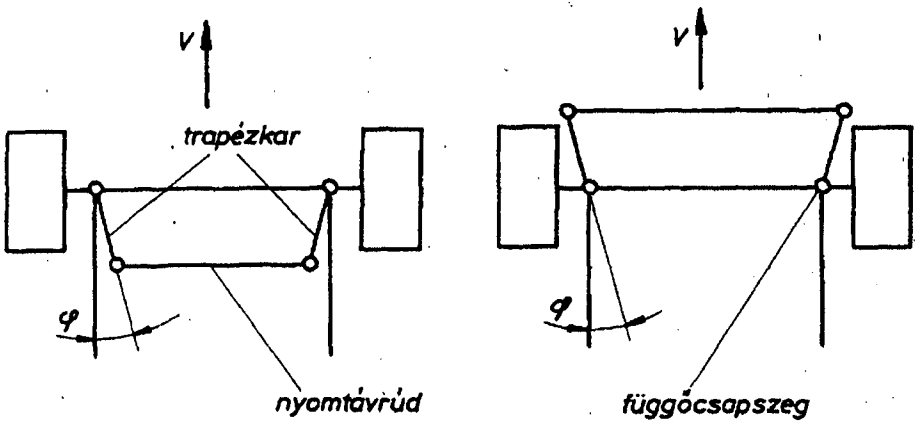
$$\operatorname{ctg} \alpha - \operatorname{ctg} \beta = \frac{AD}{l} - \frac{AD - b}{l} = \frac{b}{l}$$

A tengelycsonk kormányzása, négykerékű jármű csuszásmentes ivmenetének geometriai feltétele tehát:

$$\operatorname{ctg} \alpha = \operatorname{ctg} \beta + \frac{b}{l}$$

### 8.3 A TRAPÉZKAROS KORMÁNYZÁS HIBÁJA

A transzcendes függvénykapcsolattal leírt kinematikai feltétel tökéletes teljesítése egyszerű mechanizmussal lehetetlen. A gyakorlat számára azonban jó közelítő megoldásként elfogadható az ugynevezett trapézkaros kormánymechanizmus, amelynek vázlata a 121. ábrán látható.

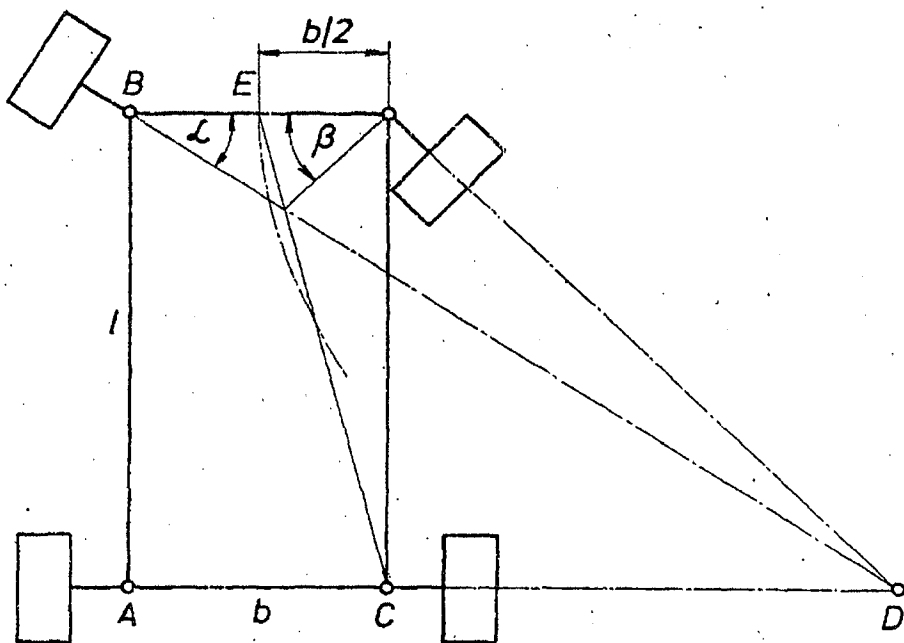


121. ábra

A geometriai feltételt kielégítő ideális esetben az  $\alpha$  és  $\beta$  kerékelfordulási szögekkel szerkesztett háromszög oldalai az EC egyenesen metsződnek (122. ábra).

A valóságban - mint említettem - a trapézkaros mechanizmussal nem teljesíthető maradéktalanul a geometriai feltétel. Vagyis meghatározott  $\alpha$  kerékálláshoz nem a függvénykapcsolattal előírt  $\beta$  kerékállás jön létre. 122. ábrán a pontvonallal jelölt görbe ez esetben a metszéspontokat összekötő ugynevezett kormányzási hibagörbe. Ez szerkesztés-

sel vagy számítógépes módszerrel meghatározható, és a trapézkar  $\varphi$  szögállásával változtatható. Törekedni kell arra, hogy a  $\Delta\beta$  szöghiba 1...1,5°-nál lehetőleg ne legyen nagyobb.



122. ábra

A trapézkarok  $\varphi$  szöghelyzetének közelítő meghatározására irányérték lehet a

$\operatorname{tg} \varphi = \frac{b}{2l}$  ajánlott érték, amely azonban csak olyan járművekre érvényes, melyekre közelítőleg teljesül az  $l/b = 2$  feltétel.

A trapézkaros kormányzási hiba nagyságát egyébként méréssel is ellenőrizni kell, ehhez a megfelelő műszerek már rendelkezésre állnak. A  $\varphi$  szöghelyzet változtatása általában csak gyárilag lehetséges, a nyomtávrudd hosszának változása a kerékösszetartás mértékét befolyásolja.

Az elkerülhetetlen hiba ellenére a trapézkaros kormánymechanizmus annyira bevált és konstruktív szerkezeti megoldás, hogy alkalmazása szinte kizárólagos, és a távolabbi jövőben is várhatóan az marad.

## 8.4 A KORMÁNYZÁSI NYOMATÉKSZÜKSÉGLET ÉS A KORMÁNYZÁS STABILITÁSA

Mindenekelőtt állapodjunk meg abban, hogy "kormányzási nyomatékszükséglet" vagy más néven "kormányzási nyomatékigény" alatt következőkben azt a - közvetlenül a kormányzott kerekre ható - nyomatékot értjük, amely azoknak a függőcsapszeg körüli elfordítására szolgál, vagy a már elfordított kerek  $\alpha$ ,  $\beta$  szögű helyzetben tartásához szükséges. Gondoljuk meg és vegyük észre, hogy ebben a megfogalmazásban benne van a kormányzási nyomatékigény kettős jellege:

- Aktív a nyomatékigény, ha a kerek elfordításához, vagyis bekormányzásához szükséges.
- Reakciónyomaték jellegű viszont, ha a bekormányzott kerek  $\alpha$ ,  $\beta$  szögállásának állandósításához szükséges, a rendszerre ható külső erők, illetve nyomatékok ellenében.

Más szempont szerint osztályozva a nyomatékigényt, megkülönböztethető:

- Kvázistatikus nyomatékigény,
- Dinamikus impulzus jellegű nyomatékigény, és
- Periodikus hatások a kerék-ut kapcsolatból.

### A kvázistatikus nyomatékigény összetevői:

- Az 5.1 fejezetben már tárgyalt "bekormányzási nyomaték", amely a gumibroncs torziós jellemzőinek, valamint a jármű V sebességének és a kormánykerék  $\omega_k$  szögsebességének függvénye. 44. ábrán szemléltettük e nyomatékigény változását, és láttuk, hogy értéke a jármű álló helyzetében a legnagyobb. Menet közben a "kormányzási kuszás" hatására csökken.
- Másik összetevő a kormányzott kerekre ható stabilizáló nyomaték. Ez származhat a kerékbeállításnál már tárgyalt statikus vagy dinamikus stabilizáló hatásból.
- Végül statikus instabilitást okozó hatások is érhetik a kormányzott kerekeket; így például oldalszélben, vagy íyvenetben történő fékezés alkalmával. Mindezekre a körülményekre a 9. fejezetben találunk majd részletes magyarázatot.

Dinamikus impulzusok a kerékoldalról érik a kormánymechanizmust, ezek tehát reakciónyomatékot igényelnek a kormányzott kerek szöghelyzetének állandó értéken tartásához. Dinamikus impulzust okozhat a keréken;



- Kőre, téglára, kerékvetőre felfutás,
- Viharos szélleőkés,
- Gumiabroncs robbanásszerű sérülése valamelyik kormányzott keréknél stb.

Általában a dinamikus impulzusok okozzák a legnagyobb igénybevételt a kormánymechanizmusra.

A periodikus hatások kisebbek, de a kormányrendszer lengéseit gerjesztve nagyon veszélyesek lehetnek. Néhány jellegzetes hatás közülük:

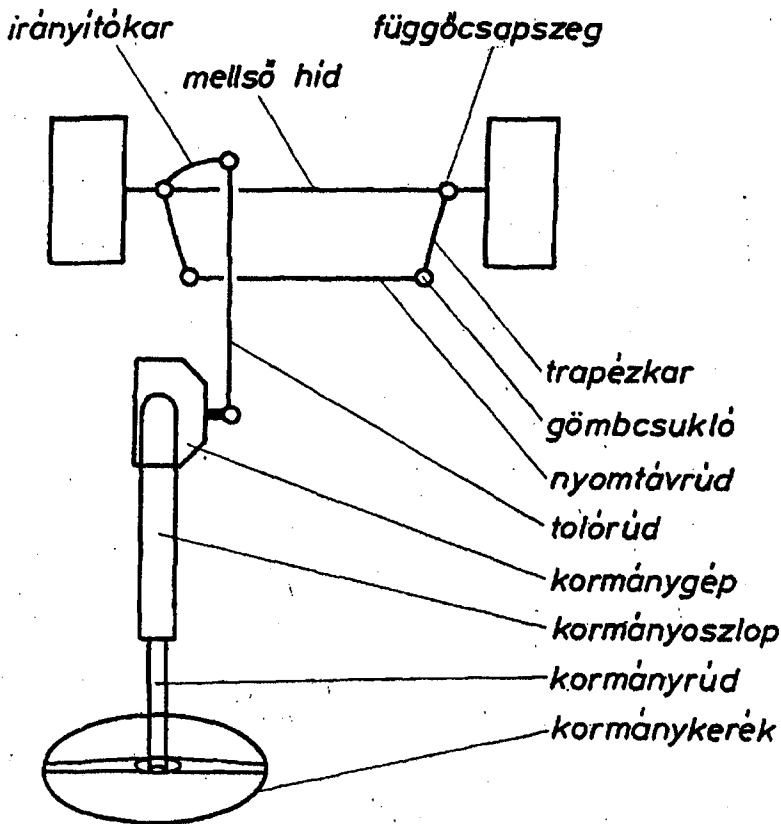
- Az 5.1 fejezetben tárgyalt polár-aszimmetria miatt változó nagyságu dinamikus stabilizáló nyomaték.
- Periodikus utburkolathibákra felfutás,
- Kormányzott kerekek dinamikus kiegyensúlyozatlansága stb.

Összefoglalva megállapíthatjuk, hogy a kormánymechanizmust terhelő hatások igen változatosak, és egyidőben hatva jelentős igénybevételt okozhatnak a kormányberendezés egyes elemein. Ennek figyelembevételével ismerkedjünk meg a továbbiakban a kormányberendezések szerkezeti felépítésével.

## 8.5 A KORMÁNYMECHANIZMUS SZERKEZETI FELÉPÍTÉSE ÉS MŰKÖDÉSI ELVE

A kormánymechanizmus sok szerkezeti elem célszerűen elrendezett összessége, amelynek igen sokféle változata ismert. Példaképpen, és az elemek megnevezésének magyarázatául tekintsük át, a 123. ábra szerinti működési vázlatot.

A gépkocsiveető a kormánykerék elfordításával forgató nyomatékot fejt ki a kormányoszlopon ágazott kormányrudra. Ezt a nyomatékot a kormánygép módosítja és a forgó mozgást egyenes vonalú mozgássá, a nyomatékot pedig húzó vagy nyomóerővé alakítja át, amelyet végül is a tolórud közvetíti az irányítókarra, amely az erőhatást a függőcsapszeg körüli forgató nyomatékká változtatja. Lényegében ennek a nyomatéknak meghatározott részét közvetítik a nyomatávruddal összekapcsolt trapézkarok a másik oldali kormányzott kerékre. A működésből adódóan az egyes szerkezeti elemeket csavarónyomaték, vagy húzó-nyomóerő, illetve ezek együttes hatása terheli. A kormánygép ezenkívül nyomatékmódosító és mozgásátalakító szerkezet, ezekről a következő fejezet részben lesz szó részletesebben.



123. ábra

A kormánymechanizmusnak nagyon fontos szerkezeti elemei az egyes karokat, rudakat összekapcsoló gömbcsuklók, amelyek a terhelőerők átvitelére hivatottak, többszabadságfoku relatív elmozdulás biztosítása mellett. Erre szükség van, hiszen a független kerékfelfüggesztés esetén pl. a trapézkarok végei térbeli pályán mozognak el, ezt a nyomtávrudd nem gátolhatja meg, sőt itt osztott nyomtávruddakat alkalmaznak.

Megemlítendő, hogy a kormánymechanizmus felépítése a vázolt megoldástól egészen eltérő is lehet. Így például a később ismerttetendő fogasléces kormánygép osztott nyomtávrudd alkalmazását teszi lehetővé úgy, hogy a tolórudd elmaradhat (124. ábra). Ez a megoldás általában személygépkocsiknál alkalmazott.

Említettem, hogy a kormánygép megváltoztatja, módosítja a rajta átmenő nyomaték (erő) nagyságát. Az áttétel kinematikai jellemzőkkel is

meghatározható, így például a kormánykerék szögelfordulásának és a függőcsapszeg elfordulási szögének arányával:

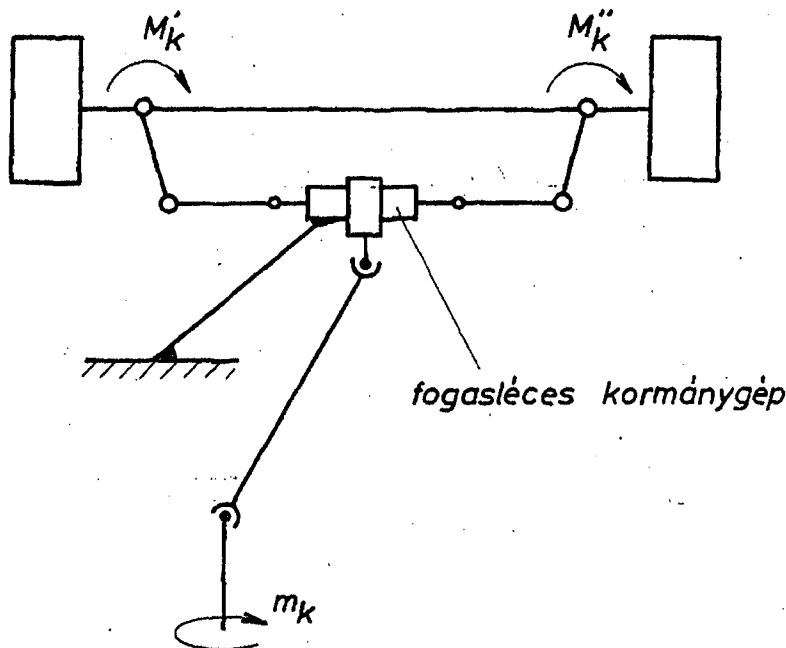
$$i = \frac{\text{Kormánykerék elfordulási szöge}}{\text{Függőcsapszeg elfordulási szöge}}$$

Személygépkocsiknál

$i = 8 \dots 15$ .

Tehergépkocsiknál

$i = 20$  is lehet a módosítás értéke.



124. ábra

A nagy áttételnek az a hátránya, hogy a szélső kerékkitérítési helyzetek között igen nagy a kormánykerék fordulatainak száma: éspedig

- személygépkocsiknál 2...2,5 fordulat,
- tehergépkocsiknál 4...5,5 fordulat.

A kormánykerék fordulatok nagy száma fárasztja a gépkocsivezetőt, ezenkívül akadályozza a járművel való gyors manőverezést. A kormánykerék forgatási sebességére elfogadott maximális emberi teljesítőképesség:

1 fordulat/secundum értékű, ez önmagában korlátozza a

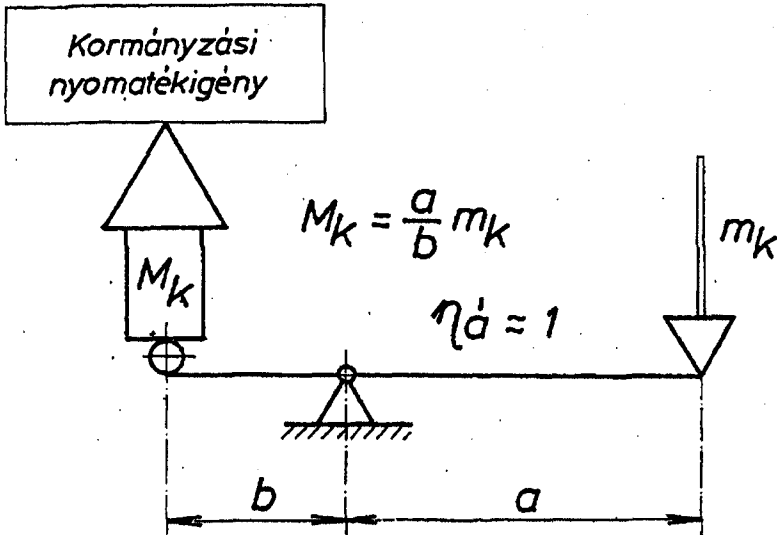
szélső helyzetek közötti kormánykerék fordulatok számát, így persze a lehetséges áttétel értékét is.

Nem szabad azonban megfeledkeznünk arról sem, hogy a kormánygép nemcsak mozgásáttétellel, hanem ennek megfelelő erőáttétellel (nyomatékáttétellel) is rendelkezik. Továbbiakra tekintettel célszerű a 124. ábrán már feltüntetett nyomatékokkal dolgozni, mely szerint a módosítás:

$$i = \frac{M'_k + M''_k}{m_k} = \frac{M_k}{m_k}$$

## 8.6 KORMÁNYGÉPEK

Feladatukat az előző fejezet részben meghatároztuk: Mozgástranzformációt és nyomatékmódosítást végeznek a kormánymechanizmus működésében. A hagyományos mechanikus kormánygépekre alapvetően jellemző, hogy kimenő nyomatékuk arányos a kormánykerékre kifejtett kézi nyomatékkal, és az áttételük (általában) változatlan. Az áttételi arányosság és



125. ábra

annak változatlansága az ugynevezett visszaérzékelésre is fennáll, tehát a kerékoldali dinamikus hatásokat csak az áttételnek megfelelően érzékeli a gépkocsivezető. Jól érzékelteti mindezeket Dr. Ratskó nyomán vázolt 125. ábránk, amely képletesen; nyomatékok egyensúlyával jellemzi a mechanikus kormánymű áttételét.

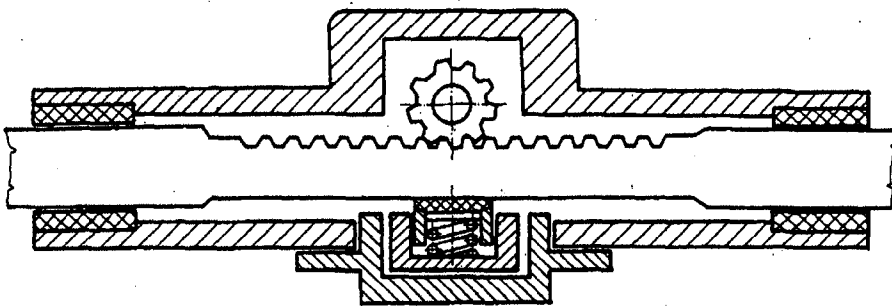
A mechanikus kormánygépek több típusa létezik, közülük a legismertebbek;

- A fogasléces kormánygépek,
- A csigakerekes kormánygépek,
- A csavarorsós kormánygépek és
- A kombinált megoldások.

A kormánygépekre - eddig leirtakból is következően - általános érvényű követelmények a következők:

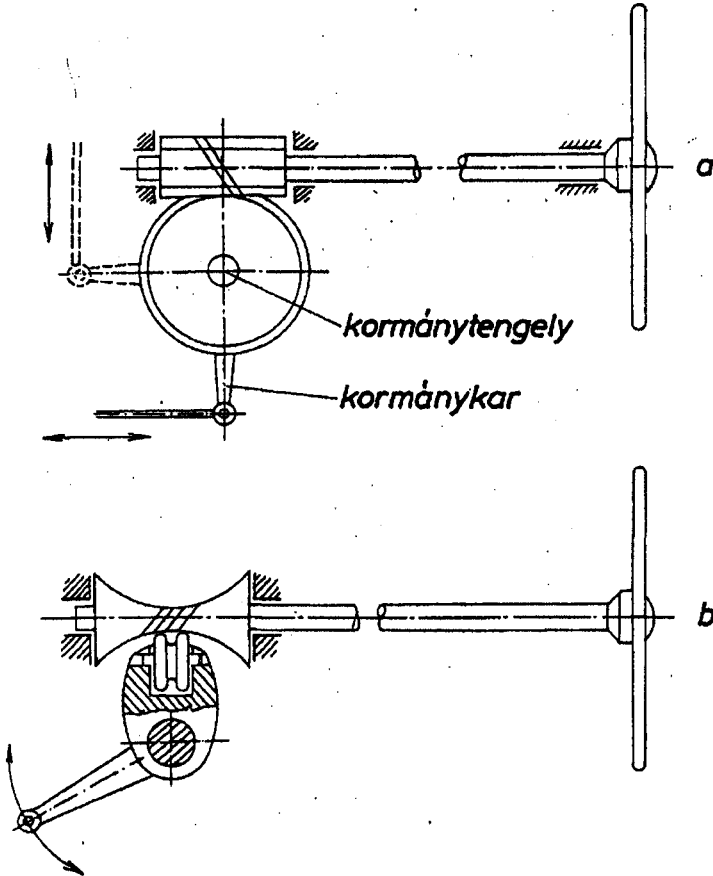
- A szerkezet nem lehet önzáró, vagyis a kerékoldali hatásokat a gépkocsivezetőnek érzékelnie kell. Ismert, hogy a stabilizáló nyomaték az elengedett kormánykereket "kipörgeti".
- A kormánygép  $\eta_a$  átviteli hatásfoka jó legyen, vagyis minél kisebb legyen a surlódási veszteség.
- A lehető legkisebb legyen a játék az áttételi rendszerben, mert ez instabil futást eredményezne. Ennek a követelménynek kielégítését szolgálják a különféle rugós előfeszítések, illetve a kopások utánállít-hatósága.

A mechanikus kormánygépek szerkezeti és működési jellemzői röviden a következők:



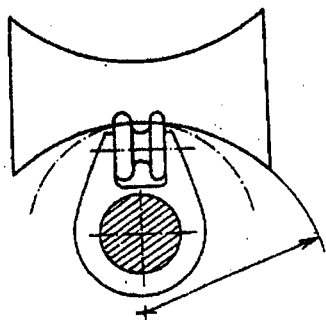
126. ábra

A fogasléces kormánygép elterjedt megoldás. Szerkezeti vázlat a 126. ábrán látható. A fogasléc behajlásából eredő, illetve a kopások miatti játék csökkentését szolgálja a közepén elhelyezett, rugalmasan előfeszített csuszótám. A belső tér olajjal vagy zsírral feltölthető. Egyszerű kivitel, amellyel - mint láttuk - osztott nyomtávruddal konstruktív kormánymechanizmus kialakítását teszi lehetővé.



127. ábra

A csigahajtású kormánygép lehet a jólismert csigahajtás elvén alapuló (127.a/ ábra). Ezzel igen nagy áttételek valósíthatók meg, ezért nagyon kell ügyelni az önzárás elkerülésére. Az ábrán látható, hogy ennél a megoldásnál ugyanazon kormánytengely-irány mellett többféle kormánykar-helyzet valósítható meg.

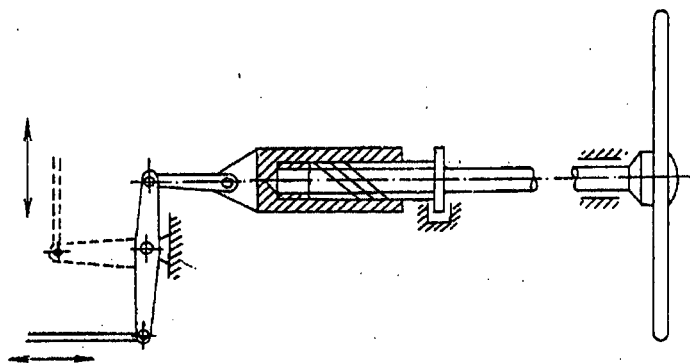


128. ábra

pásokat kiegyenlítő utánállítás lehetővé válik (128. ábra).

Nagyon korszerű szerkezetnek tekinthető a globoidcsigás kormánygép, amely a 127.b) ábrán látható. Ennél a globoid csigamenet a kormánytengely tárcsájára csapágyazott ún. csigagörgőn (kormánygörgőn) keresztül fordítja el a kormánykart. Tekintettel arra, hogy az orsónak a középső része kopik intenzívebben, az utánállításkor ki kell zárni annak lehetőségét, hogy a görgő a szélső helyzetekben beszoruljon a nem kopott globoid csigamenetbe. Ezt úgy oldják meg, hogy az új orsó sugarát nagyobbra készítik, mint a görgős tárcsa forgási köre. Ezáltal a

A csavarorsós kormánygépre a 129. ábrán láthatunk vázlatos példát. Ennél ismét nagyon vigyázni kell az önzárás elkerülésére.

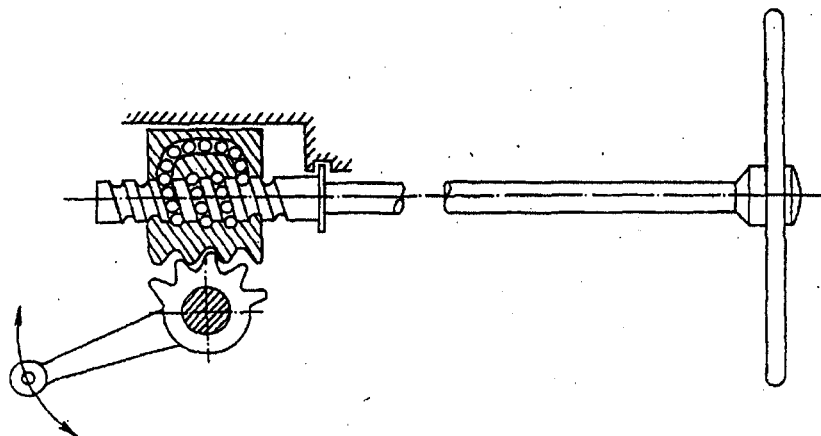


129. ábra

Csavarorsós és úgynevezett fogasíves megoldás kombinációjának tekinthető a 130. ábrán látható kormánygép, amelynél golyósoros csavarkapcsolat biztosítja a jó átviteli hatásfokot és az önzárás elkerülését. Nagyon jól bevált szerkezet, nagyobb járművekhez is alkalmazható.

Röviden vázolt mechanikus kormánygépek csak példái annak a sokféle típusváltozatnak, amely a fejlődés során kialakult. Előnyeik és hátrányaik különbözőek, csak egy dologban azonosak; korlátozott - mint láttuk - a módosításuk. Ezenkívül, a legjobb átviteli hatásfok mellett is csak azt a kormányzási teljesítményt képesek biztosítani, amelynek le-

adására a gépkocsivezető fizikailag képes. A járművek súlyának növekedésével azonban olyan mértékűre növekedett a kormányzási teljesítményszükséglet, amely a gépkocsivezetőtől már csak biztonsági okokból sem várható el. E probléma elsősorban a tehergépkocsiknál és az autóbuszoknál, valamint vontatóknál és mezőgazdasági járműveknél éleződött ki, de nagy személygépkocsiknál is jelentős kormányzási nyomatékigény jelentkezik pl. a parkolóhelyre történő be- és kiállásnál, tehát kis sebességű manőverező mozgásoknál.



130. ábra

## 8.7 KORMÁNYSZERVÓK, ILLETVE SZERVÓKORMÁNYOK

A mechanikus kormánygépek alkalmazhatóságát határoló teljesítménykorlátokat csak úgy lehet feloldani, ha külső energiával tudjuk segíteni a kormányzási munkafolyamatot. Azokat a berendezéseket, amelyek lehetővé teszik külső energiaforrás megfelelően szabályozott bekapcsolását a kormányzási munkafolyamatba, általában "kormánysegélyeknek" vagy szervóknak nevezik. Közülük megkülönböztetésül kormány-szervók azok, amelyek a hagyományos mechanikus kormánygépek segítésére akár utólag is beépíthetők, és szervókormányok, amelyek a mechanikus kormánygépet, a szervót és a szabályozó berendezést egy egységben foglalják magukban. Tekintettel arra, hogy az utóbbiak tekintetben korszerűbbnek és elterjedtebbnek, mi továbbiakban csak a szervókormányokkal fogunk foglalkozni.



Elmondottakból következik, hogy a szervókormányok működéséhez külső energiaforrás szükséges. Gépjárműveken ez a motor, amelynek erre a célra igénybe vett energiahányadát sűrített levegővel, vagy hidrosztatikus energiaátvitellel közvetítik a szervókormányhoz. Előző elven működnek a légszervók, utóbbiak a hidraulikus szervókormányok. A légszervók egyetlen előnye a légfékkel ellátott járműveken az, hogy ott légsűrítő, légtartály stb. már van, maga a szervorendszer pedig a légféktechnikában már kiforrott szerkezetekkel és technológiával olcsón előállítható. Oriási hátránya viszont, az energiaközvetítő közegnek, a levegőnek összenyomhatósága, amely miatt nagymértékű szabályozási időkéssédelemmel és kormánylengésekkel kell számolni, esetleg külön hidraulikus csillapítást kell beépíteni. Mindezeket a hátrányokat nem tartalmazzák a hidraulikus vezérlőszabályzó rendszerek, ezzel magyarázható, hogy gépjárművekhez döntő többségben hidraulikus szervókormányokat alkalmaznak. Ezekhez a hidraulikus erőátvitel és irányítástechnika ismert és ugyancsak kiforrott elemei felhasználhatók; így az olajszivattyúk, munkahengerek, tolattyus szabályozóelemek stb.

Továbbiakban - dr. Ratskó kutatásai nyomán - vizsgáljuk meg, hogy működési elvüket tekintve milyen csoportokba sorolhatók a hidraulikus szervókormányok, amelyeknek általánosított feladata: A mechanikus kézi kormányozhatóság - mint kényszerkapcsolat - biztosítása mellett a szivattyú szervó munkájának célszerű szabályozása és mechanikai munkává transzformálása úgy, hogy a kézi erőből fakadó kimenő kézi nyomatékokat és a szervóképességből származó gépi nyomatékokat szuperponálja.

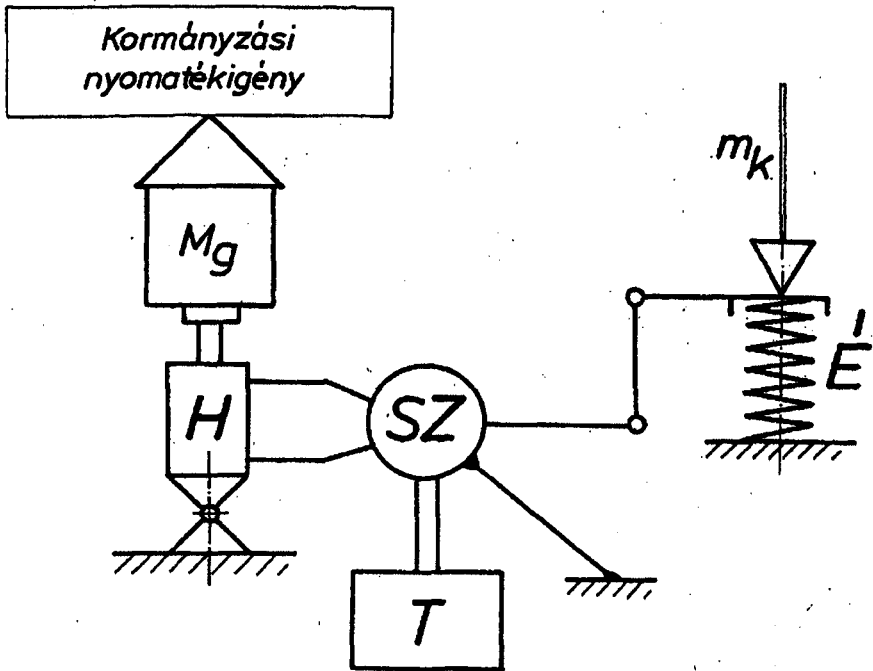
Tisztán gépi hatású szervókormányokat alkalmaznak lassujárású, nehéz földmunkagépeknél, bányagépek kormányzására stb. Ezekre alapvetően az jellemző, hogy az  $m_k$  kézi nyomaték csupán a hidraulikus szervórendszer

vezérlésének működtetésére szolgál. A kormányzott kerekekhez "kimenő nyomaték" tisztán gépi nyomaték, a hidraulikus működtető rendszer eredményeként. A rendszer nyomatékegyensúlya az előzőekben már alkalmazott elvi vázlatához hasonlóan a 131. ábrán látható.

Látható, hogy a bevitt  $m_k$  kézi nyomaték szélső esetben csak az Sz

hidraulika szabályozó működtetéséhez szükséges, amely azután a H hidraulikus szervón keresztül létesíti a kimenő  $M_g$  gépi nyomatékot, a T energia tápegység segítségével. Ennél a szervókormánynál tulajdonképpen nincs visszajelzés a vezető részére a kerékoldali nyomatékról. Az É jelű érzékelő rugó egy előre tervezett arányosságot biztosít csupán az  $m_k$  és az  $M_g$  nyomatékok között. Ez a megoldás országúti üzemben

nagy sebességgel közlekedő járművek kormányzására nem alkalmas, mert a vezető "nem érzi kezében a jármű irányítását".



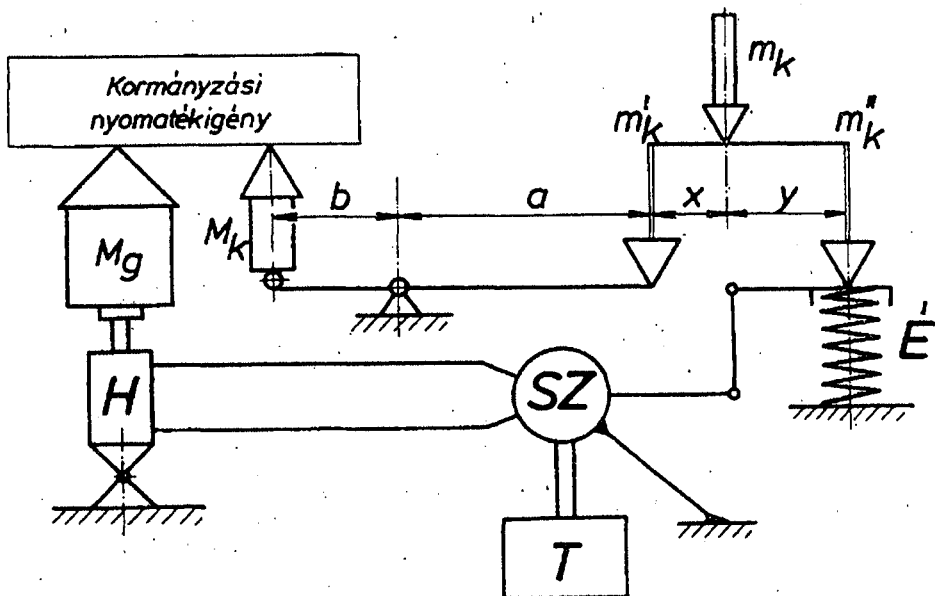
131. ábra

Az ábrákhoz megjegyzem még, hogy - egyszerűsítés miatt - nem tartalmazza az ún. kinematikai visszacsatolást, amely természetesen megvan az ilyen szabályozó rendszerekben. Az ugyanis, hogy meghatározott kormánykerék szögelforduláshoz meghatározott trapézkar elfordulás van hozzárendelve. Elvi ábráinkon ezt a továbbiakban is feltételezzük.

Félintegrális szervókormánynak nevezzük az olyan szervoverendezést, amelynél a bemenő kézi nyomatéknak csak egy része szuperponálódik a kimenő gépi nyomatékhoz, mert a másik része a szervofunkció vezérlésének működtetésére szolgál. 132. ábrán látjuk ennek elvi vázlatát.

Az  $\dot{E}$  jelű érzékelőrugó és az SZ szabályozó vezérlőegység itt a nyomatékfolyamatban párhuzamosan kapcsolt az  $m'_k$  jelű mechanikus ágon továbbmenő kézinyomatékkal.

Megfigyelhető, hogy a  $\sum M$  eredő kormányzási nyomaték  $M_g + M_k$  összeggel azonos, az  $m_k$  kézinyomatékkal való arányosság pedig a, b, x, y karok viszonyától és az  $\dot{E}$ , SZ szabályozási jellemzőktől, vagy-



132. ábra

is a szervókormány áttételi viszonyaitól és karakterisztikájától függ.

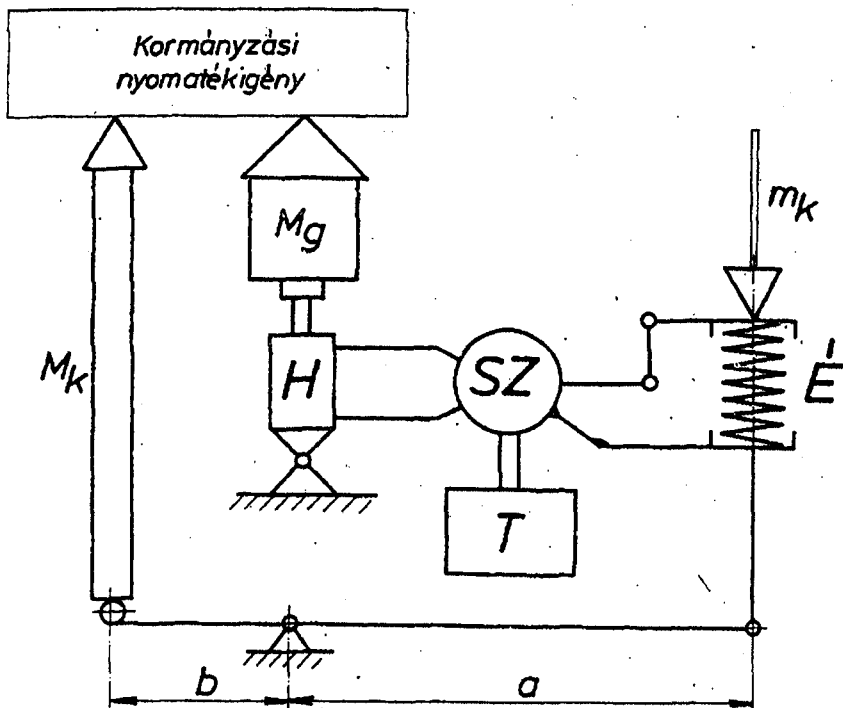
Félintegrális jellegű szervót ma már csak pótlólag beépített kormány-szervóként alkalmaznak általában.

Az integrális szervókormány tekinthető a legkorszerűbb megoldásnak. Há-tásvázlata a 133. ábrán látható.

Megfigyelhető, hogy az  $\dot{E}$  - SZ szabályozó-vezérlő rendszer itt sorbakap-csolt tagja a hatásláncnak, pontosabban az  $m_k$  bemenő kézi nyomatékkkal működtetett mechanikus áttételi rendszernek. Ily módon az  $m_k$  nyoma-ték teljes egészében hasznosulhat a mechanikus áttételen keresztül. Utvesztesség persze van, az  $\dot{E}$  érzékelő összenyomódásának következté-ben, ez azonban minimálisra csökkenthető. A rendszer működési elvén semmit nem változtat, ha a mechanikus áttételt az érzékelő előtt he-lyezzük el, ekkor ugyanis a kimenő kézi nyomaték vezérli az érzékelő-ket, vagyis a jel arányos marad a bemenő kézi nyomatékkkal (134. áb-ra).

Ebben a megoldásban legnagyobb problémát az jelenti, hogy  $\dot{E}$  érzékelő-nél keletkező "vezérlési út" az  $i_m = a/b$  mechanikus áttételen feltransz-formálódik és olyan nagy kormánykerék holtjátékot eredményez, amely a jármű biztonságos vezetését már veszélyezteti. A szokásos rugós ér-

zékkel ez a probléma mindig fennáll, kis elmozdulásértékű nyomás-érzékelőkkel) elvileg megoldható. Jelenleg azonban gyakoribbak az előző változat szerinti megoldások.



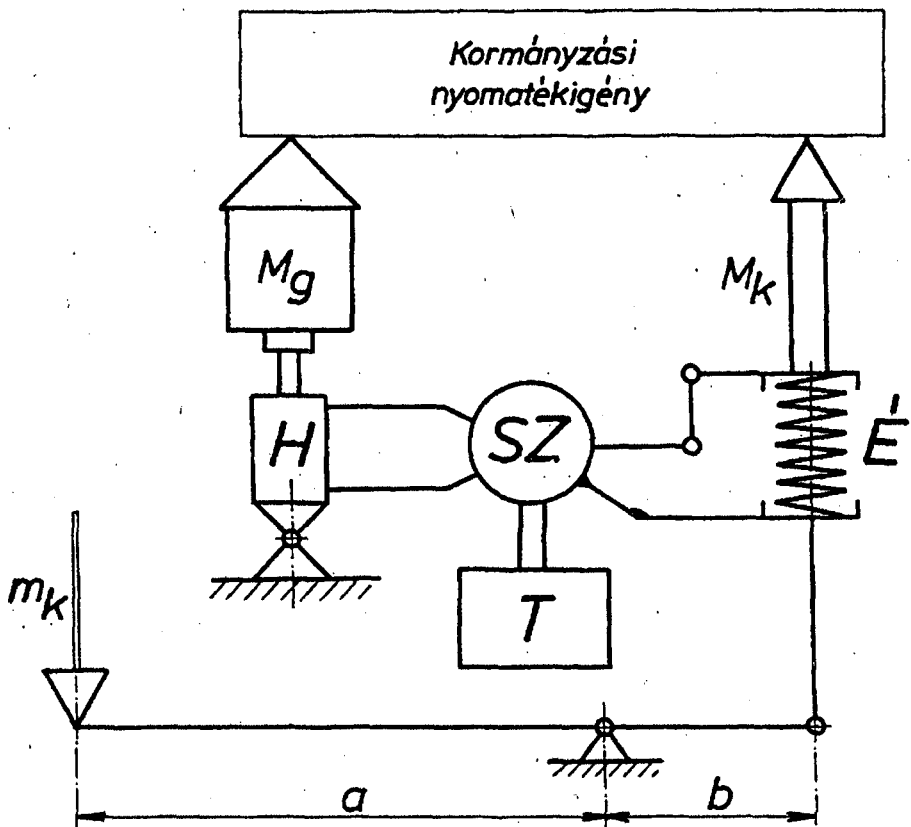
133. ábra

Az integrális szervókormány karakterisztikája végül is az eredő nyomatékáttétel szerint alakul, amelyet az

$$i_R = \frac{M_k + M_g}{m_k} = \frac{M_k}{m_k} + \frac{M_g}{m_k} = i_m + i_g$$

összefüggéssel jellemezhetünk célszerűen.

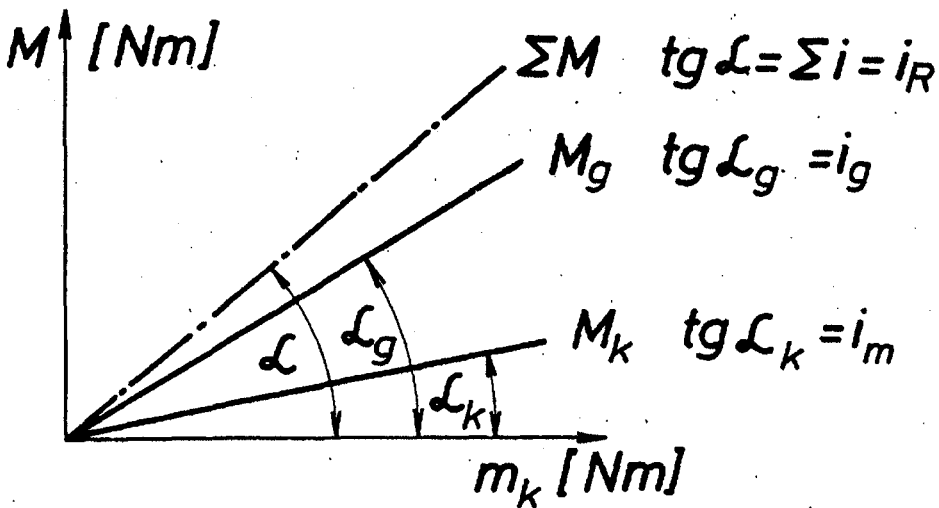
A mechanikus rendszer  $i_m$  módosítása mindig állandó, az  $i_g$  gépi módosítás pedig többnyire ugyiszintén. Az integrális szervókormány nyomatéki karakterisztikája tehát a 135. ábra szerinti.



134. ábra

Az ilyen nyomatéki karakterisztikájú szervókormány esetében - mint látjuk - már a legkisebb kézinyomaték esetén keletkezik gépi nyomaték is. Ez a körülmény több szempontból előnytelen:

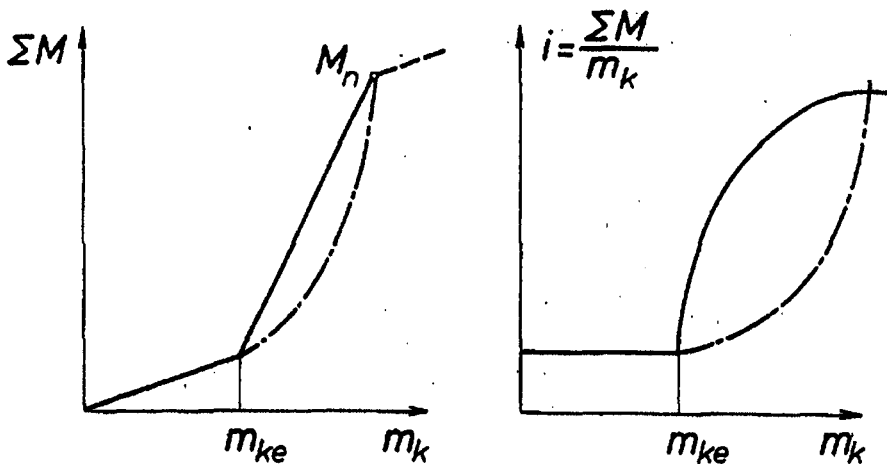
- Mivel a mechanikus áttétel megválasztásánál figyelemmel kell lenni a gépi nyomaték kiesése esetén szükséges biztonsági tartalékra, az eredő  $i_R$  áttétel meglehetősen nagy és a rendszer a jármű egyenes pályán haladásakor túlérzékeny. Adódik ez az 5.1 fejezetben már tárgyalt azon körülményből is, hogy nagyobb sebességű haladás esetén kicsi a bekormányzási nyomatékigény.
- Előzőekben tárgyalt túlérzékenység miatt a szervókormány vezérlőelemei feleslegesen igénybe vannak véve akkor is, amikor a kézi kormányzás  $M_k$  nyomatéka bőven elegendő lenne. Elgondolható, hogy egy



135. ábra

távolsági autóbusz esetében mit jelent ez a felesleges igénybevétel a szervókormány élettartamánál.

Míndezek figyelembevételével a szervókormány vezérlését úgy alakítják ki, hogy csak egy célszerűen meghatározott  $m_{ke}$  kézi nyomaték elérésekor lépjen be a szervó hatás. Az  $m_{ke}$  nyomatékot előfeszítésnek is szokták nevezni. Egy ilyen előfeszített integrális szervókormány karakterisztikáit szemlélteti a 136. ábra.



136. ábra

Az ábrán látható  $M$  nyomatékérték a szervókormány ugynevezett névleges nyomatéka,  $n$  erre van méretezve a gépi nyomatékot előállító rendszer. Ennél nagyobb kimenő nyomaték csak a kézi nyomaték növelésével állítható elő, az  $i_m$  mechanikus áttételnek megfelelően. A nyomatéki karakterisztika az előfeszítési pontnál belépő gépi nyomaték miatt "török", iránytangense ugrásszerűen változik. Előzőekből viszont tudjuk, hogy az iránytangens nem más, mint az eredő integrális áttétel. Az ábra jobb oldalán ennek változását is felrajzoltuk,  $m_k$  függvényében.

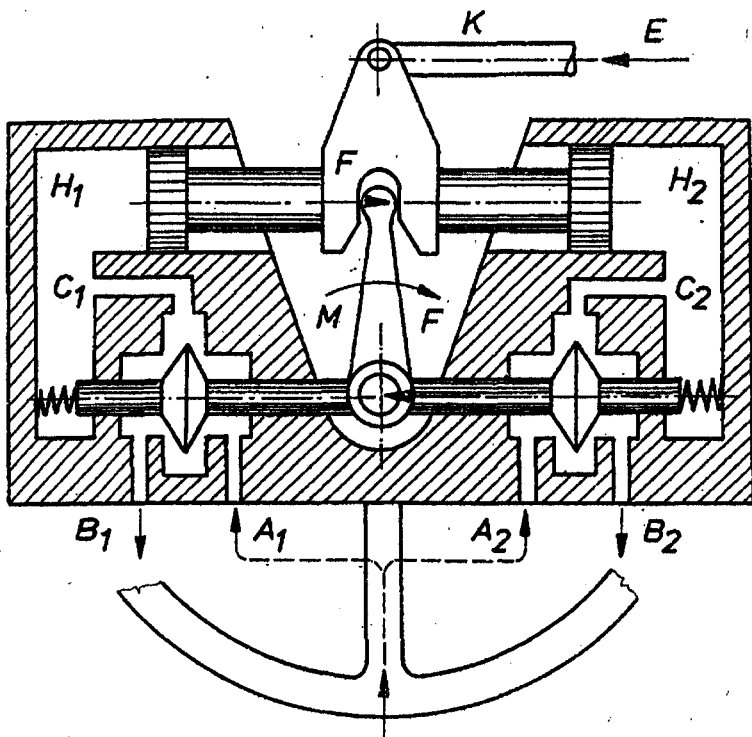
Az előfeszítési pontnál fellépő ugrásszerű áttételváltozás mindenképpen előnytelen a kormányzás folyamatában. Célszerű ezért olyan szabályozási rendszerű integrális szervókormány kialakítása, amely a szaggatott vonallal jelölt parabolikus jellegű karakterisztikákat biztosítaná.

E problémakör elvi tárgyalását itt megszakítjuk, mert messzire vezetne. A ma még túlnyomóan tört karakterisztikájú szervókormányokhoz még annyit: hogy  $m_{ke}$  és  $M_n$  értékét a jármű rendeltetésétől, tömegétől illetve kormányzott tengelyének terhelésétől függően kell megállapítani.

Az integrális hidraulikus szervókormányok szerkezetére és működési elvére vonatkozóan vizsgáljunk meg két jellemző modellt.

A 137. ábrán látható modell érzékelő és szabályozó egysége egy részvezérlésű, rugókkal biztosított középhelyzetű tolattyu, amely a mechanikus módosítás után van elhelyezve és sorba van kapcsolva az  $M_k$  kézi nyomaték hatásával. (Lásd 134. ábra szerinti hatásvázlatot!)

A tolattyut középhelyzetben tartó, egymással párhuzamosan kapcsolt rugók egyben a rendszer előfeszítését is biztosítják, mert a tolattyu csak az előfeszített rugók eredő erejének elérése után mozdulhat el a középhelyzetből. Középállásban viszont a hidraulika szivattyu által szállított olaj szabadon áramolhat be az  $A_1$  és  $A_2$  furatokon és a tolattyu résein a  $C_1$  és  $C_2$ , illetve  $H_1$  és  $H_2$  terekbe. Ezek feltöltődése után a beáramló hidraulika a tolattyu résein és a  $B_1$   $B_2$  furatokon keresztül visszafolyik a tartályba. Ebben az állapotban tehát a hidraulika szivattyunak csak a folyadék körbeáramlásának veszteségeit kell fedeznie. A kormánykerékre ható  $m_k$  kézi nyomaték esetén a tolattyuközépre csapágyazott kormánytengelyen levő kormánykar  $F$  erővel hat a felsőikerdugattyura, és azon keresztül a  $K$ -val jelölt tolórudra, amelyről az  $E$  erő jelenti a reakcióerőt. A mechanika törvényszerűségeit ismerve azonnal látható, hogy az  $F$  erő reakciója a kormánytengely csapágyazására hat és ezen keresztül.



137. ábra

balra igyekszik eltolni a vezérlőtollattyút. Ez természetesen addig nem mozdul meg, míg az  $F$  erő nagysága nagyobb nem lesz a rugóelőfeszítésből származó erőnél. Mindeddig a kormánytolórudban ébredő erő nagysága egyezik  $F$  erővel, tehát  $F = E$  írható.  $F$  erő egyébként a kormánykar hosszával és az  $M_k$  kézi nyomatékkal arányos:  $F = M_k / r$ .

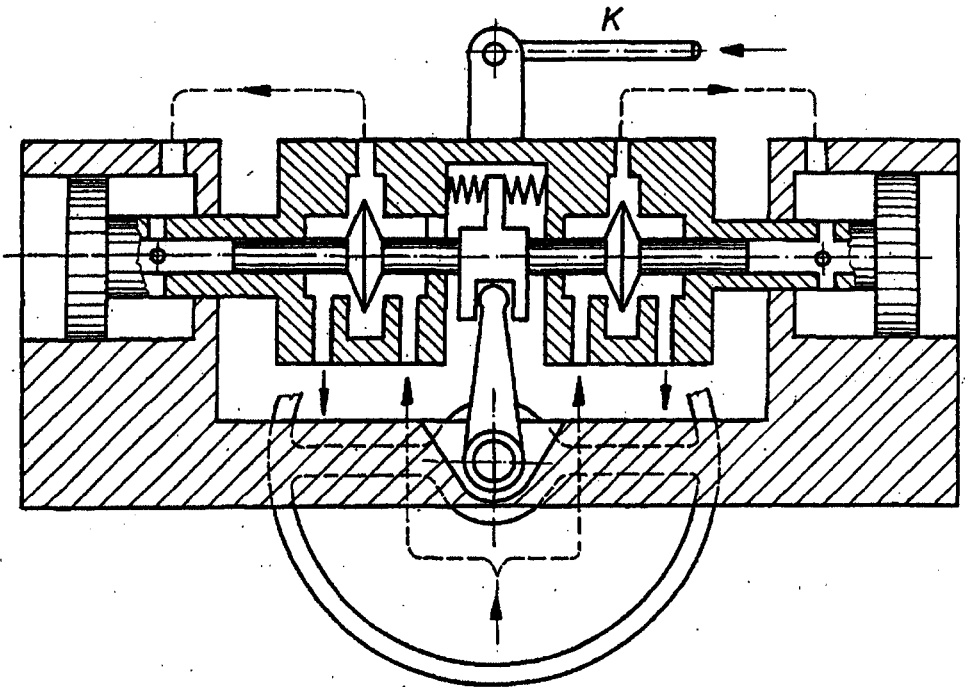
Abban az esetben, ha  $F$  erő értéke meghaladja az előfeszített rugók eredő erejét, a tolatyú balra mozdul el. Ennek következtében a részvezérlés működésbe lép, a  $B_1$  visszafolyás és az  $A_2$  beáramlás fojtása következik be.  $C_1$  és  $H_1$  terekben ezáltal növekszik a folyadéknomás,  $C_2$  és  $H_2$  terekben viszont csökken. A szervódugattyun emiatt egy az  $F$  erővel egyező irányú hidraulikus nyomóerő ébred, amely megnöveli a kormánytolórudban kimenő erőt. Ez esetben tehát  $E = F + F_h$ , vagyis a kézi erőre szuperponálódik a hidraulikus dugattyun ébredő "gépi erő". Megfigyelhető még, hogy a  $C_1$  térben megnövekedett és a  $C_2$  térben lecsökkent nyomás hatásaként egy eredő hidraulikus erő hat a



tolattyura, amely a szervóhatást meg akarja szüntetni, illetőleg a rendszer előfeszítését növeli. Ez a hatás a kis tolattyufelületek miatt nem növeli jelentősen a kézi nyomatékot, viszont jelentős biztonságot nyújt a kormányzáis alaphelyzet biztosításához esetleges rugótörés esetén.

Hangsúlyozni kell, hogy fentiekben jellemzett működésnél a kormánykerék végtelen lassu forgatását tételeztük fel. A valóságban az nem így van, sokváltozós dinamikus folyamatról van szó, amelynek matematikai leírása bonyolult, ezeket csak kísérleti mérési módszerekkel lehet vizsgálni.

A 138. ábrán látható másik modellnél a kormánytengely csapágyazása rögzített, a vezérlőtollattyu-rendszer viszont a mozgó szervódugattyuban van kialakítva. A kormánykerék jobbra fordításakor például a kormánytengelyre ékelt kormánykar jobbra ható  $F$  erőt fejt ki a vezérlőtollattyura, amely ezt az előfeszítő rugókon keresztül közvetíti a szervódugattyura és az ahhoz kapcsolt kormánytölórudra. Ha az  $F$  erő nagyobb, mint az előfeszítő rugóerő, akkor a tolattyu relatív elmozdulást végez a dugattyurud belsejében jobbra, miáltal a vezérlőrések úgy változnak



138. ábra

meg, hogy a jobb oldali hengertérben növekszik, a bal oldaliban pedig csökken a hidraulika nyomás. Vagyis a szervódugattyun keletkező  $F_h$  erő hozzáadódik az azonos irányban ható  $F$  kézi erőhöz. Az ábrán látható, hogy a vezérlőtollattyu hidraulikus helyzetstabilizálása itt is biztosítva van a dugattyuszárban kialakított furatok révén.

Lényegében ennek a két szervókormány modellnek működési elvével magyarázható a kialakult sokféle integrális hidraulikus szervókormány szerkezet és azok működése. Miután pedig a vonatkozó szakirodalomban megtalálhatók az egyes típusok szerkezeti megoldásai, ezzel továbbiakban nem foglalkozunk részletesebben.

Befejezésül foglaljuk össze azokat a követelményeket, amelyeket egy korszerű szervókormánynak feltétlenül ki kell elégítenie:

- A szervóberendezés meghibásodása esetén a kormányzás kézi erővel biztonságosan végrehajtható legyen.
- A szerkezetnek ne legyen észrevehető holtjátéka, mert ez a vezetést bizonytalanná teszi.
- Ne tegyen önzáró, stabilizáló hatás esetén engedje meg az elengedett kormánykerék visszapörgését.
- A szervóberendezés álló gépjárművön is működőképes legyen.
- Meghatározott nyomatékigény alatt ne adjon rásegítést, hogy a gépjárművezető "érezze" a kormányt.
- A kormányzási nyomatékigénnyel arányos legyen a kézi nyomaték, lehetőleg folyamatos karakterisztika szerint.
- A kerékoldalról ható dinamikus ütések és lengéseket fogja fel és ezeket csak erősen tompítva közvetítse a kormánykerékhez.
- A vezérelt szervóhatás a lehető legkisebb időkésedelemmel, gyakorlatilag késedelem nélkül lépjen fel a kormányzási rendszerben.

## 9. JÁRMŰVEK MENETSTABILITÁSA ÉS IRÁNYTARTÁSA

E fejezet keretében elsősorban gépjárművek menetstabilitását és iránytartását fogjuk vizsgálni, vasuti járművekre vonatkozóan csak a centrifugális erő hatását elemezzük. Mindenekelőtt próbáljuk definiálni a stabilitás és iránytartás fogalmát, konkrétan gépjárművek haladására vonatkoztatva.

### A menetstabilitás esetei:

- a) Ha a jármű helyzete vagy iránya külső, vagy belső zavaró hatás következtében kismértékben eltér az eredeti haladási helyzetétől, vagy irányától és ennek következtében a ráható erők vagy nyomatékok - a járművezető beavatkozása nélkül - úgy változnak meg, hogy a járművet az eredeti haladási helyzetbe vagy irányba igyekeznek visszaállítani, akkor a jármű STABIL jellegű, menetstabilitása jó.
- b) Ha a kismértékű eltérést a megváltozott erő és nyomatékhatások tovább akarják növelni, akkor a jármű viselkedése INSTABIL, menetstabilitása rossz.
- c) Ha a kismértékű irány, vagy helyzeteltérés következtében a járműre ható erők és nyomatékok eredője nem változik meg, akkor a jármű viselkedése NEUTRÁLIS jellegű, menetirányra vagy menethelyzetére közömbös tulajdonságu.

Az iránytartás már a járművezető és a jármű együttes működését, tehát ember-gép kapcsolatot tükröző fogalom, amely arra kíván felvilágosítást adni, miként lehet egy járművel meghatározott útvonalon biztonságosan és a járművezető legkisebb igénybevételével végighaladni. Érezhető, hogy ez a járműjellemező egzakt matematikai és mechanikai módszerekkel nem határozható meg. Végeredményben instabil járművekkel is lehet irányt tartani, csak általában nehezebben, nagyobb járművezetési rutinnal.

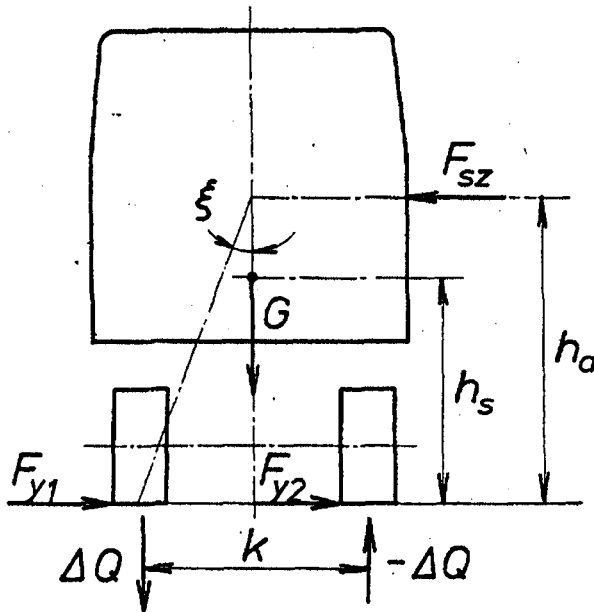
Versenyautóknál viszont kifejezetten káros a nagy menetstabilitás, mert rontja a jármű manőverező képességét. Az iránytartás kérdését tehát járműtípusonként, a jármű rendeltetésétől függően célszerű vizsgálni, és elbírálni.

Következőkben járművek statikus menetstabilitásának legjellegzetesebb eseteit vizsgáljuk meg, néhány speciális menetállapotban. Megemlítem, hogy legalább ilyen jelentősége van a járművek dinamikus stabilitásának is, ennek tárgyalása azonban a főiskolai üzemmérnöképzés kereteibe nem fér bele.

### 9.1 GÉPJÁRMŰVEK MENETSTABILITÁSA EGYENES HALADÁSKOR, OLDALSZÉLBN

A járműre ható oldalszél menetstabilitásra gyakorolt hatása végeredményben 3 esetre vezethető vissza. Jóllehet ezek egy időben lépnek fel és hatásuk kapcsolódik egymáshoz, továbbiakban - egyszerűség kedvéért - vizsgáljuk őket külön-külön az egyenes pályán haladás közben.

Az oldalszél  $F_{sz}$  szélerőt okoz a jármű oldalfelületének aerodinamikai középpontjában, amely a járművet oldalra igyekszik billenteni, miután



139. ábra

a szélerő irányu elmozdítását - a tapadás határáig - a kerekre ható  $F_y$  erők megakadályozzák. (139. ábra)

Nyilvánvaló, hogy a jármű stabilitása szempontjából itt két határeset különböztethető meg, a felbillenésé, illetőleg az oldalra csuszásé, más szóval a kisdródásé.

A felbillenés a szélerővel ellentétes oldali kerek talajjal való érintkezési "pontja" körül történne, ennek határesetében a nyomatéki egyenlet:

$$h_a F_{sz} = \frac{k}{2} G; \text{ vagyis a borulás kezdetén a szélerő nagysága:}$$

$$F_{sz}^* = \frac{k}{2h_a} G.$$

Ez az érték ugynevezett primitív határesetnek tekintendő, amikor az erőhatásokat statikus jellegűnek, a járműtestet és a kerekeket rugózatlanak és tömegérőmentesnek tekintjük. Tudjuk, hogy a valóságban ez messze nem így van, ezért a primitív határértéket nem szabad megközelíteni. Arra azonban alkalmas, hogy érzékeltesse: Milyen nagy szerepe van az oldalszélstabilitásban az aerodinamikai középpont magasságának, a gördülő síkok "k" távolságának és a jármű súlyának.

Figyelemmel kell lennünk arra is, hogy az oldalszél nyomatéka megváltoztatja a kerékterheléseket a szélerő oldalán  $\Delta Q$  értékkel csökkenti, ellentétes oldalon  $\Delta Q$ -val növeli a kerek terhelését. Azonos  $\mu_t$  tapadási tényező feltételezésével ebből következik, hogy a kerekre ható oldalerők is különböznek:  $F_{y1}$  nagyobb mint  $F_{y2}$ .

A kerékterhelések különbsége - statikus körülmények feltételezésével -

$$h_a F_{sz} = k \cdot \Delta Q \quad \text{egyenlőségből számítható;}$$

$$\Delta Q = \frac{h_a}{k} F_{sz}$$

Az oldalra megcsuszás primitív határesetében:

$$F_{sz}^{*k} = F_{y1} + F_{y2} = \mu_t \left( \frac{G}{2} + \Delta G + \frac{G}{2} - \Delta G \right) = \mu_t G$$

Amennyiben tehát;

$$F_{sz}^N > F_{sz}^{MH}, \text{ akkor a stabilitást kisodródásra,}$$

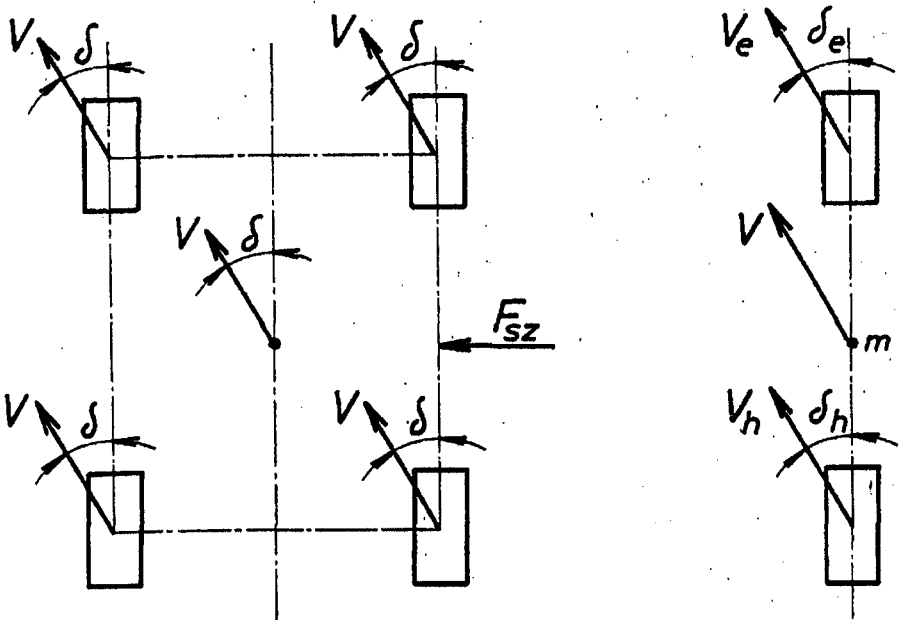
$$F_{sz}^N < F_{sz}^{MH}, \text{ akkor felborulásra kell ellenőrizni.}$$

Behelyettesítve a primitív határértékeket, kapjuk az eredményt, hogy

$$\frac{k}{2h_a} = \operatorname{tg} \xi > \operatorname{tg} \varphi = \mu_t \text{ esetén kisodródásra,}$$

$$k/2h_a < \mu_t \text{ esetén felborulásra kell ellenőrizni a stabilitást.}$$

Továbbiakban finomítsuk az oldalszélben haladás vizsgálatát és vegyük figyelembe a gumiabroncsok rugalmas deformációját. 5.1 fejezetben láttuk, hogy  $F_y$  oldalerő hatására a gumiabroncs oldalkuszást, illetőleg



140. ábra

ferdefutást végez. Mostani vizsgálódásunk esetében - azonos ferdefutási szögeket feltételezve - ez a 140. ábra szerinti következményekkel jár.

A jármű tehát eredeti irányától eltérve,  $\delta$  szögű ferdefutást végez az oldalszélérő hatására. Ezt kompenzálni csak a széliránnyal szembeni ún. "rákormányzással" lehet.

Az ábra jobb oldalán egyszerűsített modellen szimbolizáltuk a helyzetet, a járművet hossz tengelyével, mellső és hátsó kerekeit pedig erre a tengelyre "összetolt" kerekeivel jellemeztük. Vizsgált esetünkben, amikor tehát  $\delta_e = \delta_h$ , akkor a jármű neutrális kormányzási jellegű, vagyis önkormányzó hatás nem lép fel a ferdefutás következtében.

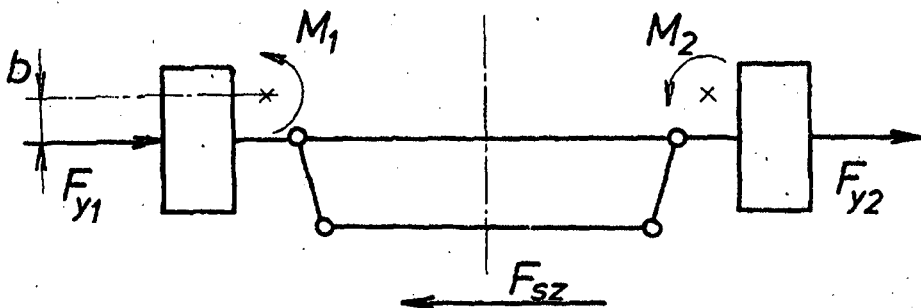
$\delta_e > \delta_h$  ferdefutási szögeknél az ábrából is látható, hogy az oldalszél hatása fokozott, hiszen a jármű hossz tengelye is a széliránnyal megfelelően igyekszik elfordulni. Ez a körülmény a szélirány elleni intenzívebb rákormányzást igényel és erős szélleőkés esetén veszélyes, mert a járművet gyors irányváltatásra kényszeríti. Az ilyen önkormányzási tulajdonságokkal rendelkező járműveket alulkormányzottnak nevezik. (Későbbiekben látni fogjuk miért.)

$\delta_e < \delta_h$  ferdefutási szögek esetében a jármű önkormányzási tendenciája olyan, hogy a széliránnyal szembeni "rákormányzást" igyekszik megvalósítani. Az ilyen tulajdonságú járművet tulkormányzottnak nevezük. Első pillanatra úgy tűnhet, hogy ez a kedvezőbb, hiszen automatikusan kompenzálja a szélérő eltérítő hatását. Sajnos nem ez a helyzet. Már abból is érthető ez, ha meggondoljuk, hogy a nemkívánatos méretű "tulkormányzást" a járművezetőnek szélirányu, tehát negatív rákormányzással kell csökkentenie, ami számára nem "öszönös" beavatkozást jelent. A tulkormányzottság igazi veszélyei azonban az ivmenetben haladásnál jelentkeznek.

Röviden rá kell mutatnom még egy olyan "alulkormányzottságot" okozó hatásra, amely nem a ferdefutási szögnek, hanem a kormányzott kerék egyik beállítási jellemzőjének; az utánfutásnak vagy csapszeg hátradöntésnek következménye. A 141. ábrán látható trapézkaros kormánymechanizmusra a szélérővel egyensúlyt tartó  $F_{y1}$  és  $F_{y2}$  erők egy olyan kormányzási nyomatékkal hatnak, amely alulkormányzás jellegű. Nagysága:

$$\sum M = M_1 + M_2 = bF_{y1} + bF_{y2}$$

(Előzőekből tudjuk már, hogy a "b" nyomatéki kar a kormánycsapszeg talajjal való dőfpontjának és a gumibroncs talajjal érintkező közép-pontjának x irányu távolsága.)



141. ábra

## 9.2 GÉPJÁRMŰVEK MENETSTABILITÁSA ÍVMENETBEN

Az ívmenetben haladás stabilitási problémái sokrétűek, és természetesen kapcsolódnak más hatásokhoz, így pl. az előzőekben tárgyalt oldal-szél problémaköréhez. Egyszerűség kedvéért továbbiakban is válasszuk külön a vizsgálatot, oldalszél nélküli ívmenetet vizsgáljunk, mint menet-állapotot. Tudjuk, hogy ez esetben egy centrifugális erő hatásával kell számolnunk (142. ábra).

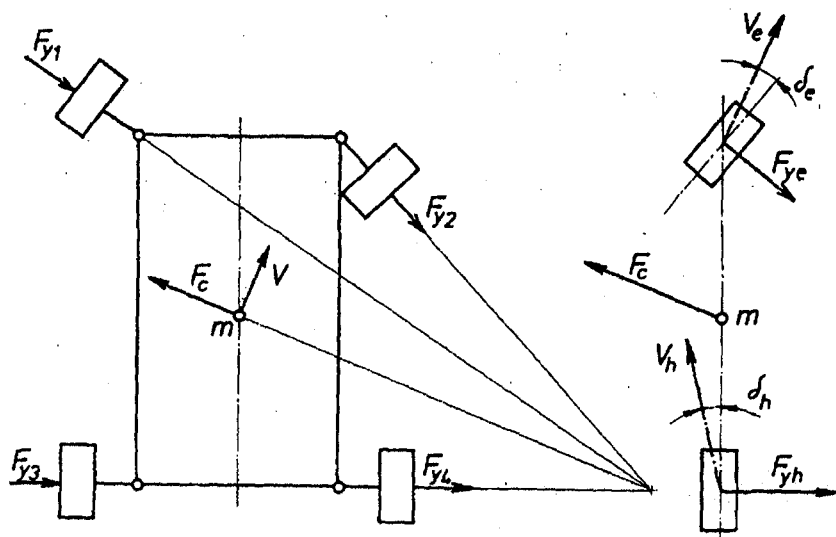
Nyilvánvaló, hogy a járművet  $R$  sugaru körpályára kényszerítő  $F_{y1}$  erők nem azonos értékűek, hiszen a későbbiekben tárgyalásra kerülő oldal-ra billentő hatás itt is megváltoztatja a kerékterheléseket, éppugy, mint a szélerő esetében. A két kerékre modellezést azonban itt is megvalósíthatjuk, és abból a következő fontos következtetéseket vonhatjuk le:

- Neutrális kormányzású ( $\delta_e = \delta_h$ ) jármű az  $F_c$  centrifugális erő okozta ferdefutás miatt nagyobb sugaru körpályán halad, mint amelyet a kormányzási geometria alapján kiszervezhetünk számára.

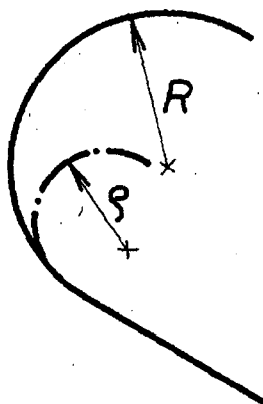
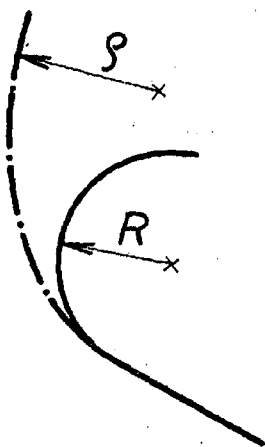
Alulkormányzott jármű rögzített  $\alpha$  és  $\beta$  kormányzott kerékállás esetén egy növekvő sugaru spirális pályán, míg a Tulkormányzott jármű - ugyancsak rögzített kormánykerékállásnál - csökkenő sugaru spirális pályán halad. (143. ábra)

Következik ez abból, hogy a mindig kifelé ható centrifugális erő következtében  $\delta_e > \delta_h$  esetén a jármű relatív forgást végez a függőleges tengelye körül kifelé, míg  $\delta_e < \delta_h$  esetén ugyanezt teszi befelé.





142. ábra



alulkormányzott

túlkormányzott

143. ábra

A járművezetőnek mindkét esetben be kell avatkoznia, rákormányzással, illetve kikormányzással. Mindkét önkormányzási hatás kellemetlen tehát, veszélyességük azonban nagyon is különböző.

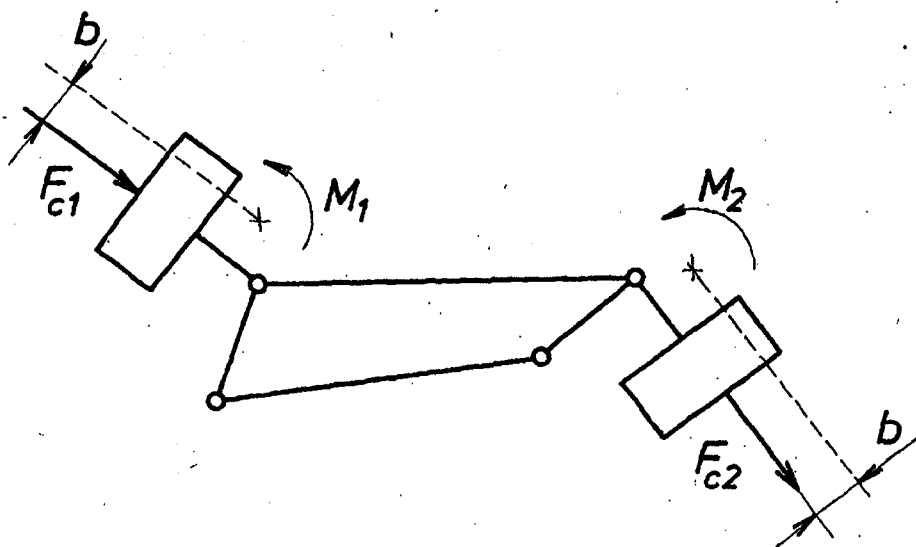
Alulkormányzottság esetén ugyanis a növekvő pályasugárral fordított arányban csökken a centrifugális erő, amely végül is a ferdefutás okozója. A folyamat tehát lassuló tendenciájú.

Tulkormányzott jármű ivmeneténél viszont a pályaiív sugarának csökkenésével növekszik a centrifugális erő és így egyre rohamosabban szűkül a spirális pálya. (Természetesen  $V = \text{állandó}$  esetén.) Az egyre gyorsabban növekvő centrifugális erő végül eléri a tapadási határt, majd ezután a jármű "kifarol", "kisodródik" és rendszerint felborul. Nagy sebességnél a jelenség 1-2 másodperc alatt bekövetkezhet, a járművezetőnek egyszerűen nincs ideje beavatkozni a folyamatba. Ez a magyarázata annak, hogy néhány kivételes esettől (pl. versenykocsiktól) eltekintve kerültek a járművek tulkormányzottságát.

Mindezek után érdemes lesz összefoglalni azokat a tényezőket, amelyek egy jármű önkormányzottsági jellegét befolyásolhatják.

#### Növeli az alulkormányzottságot:

- A mellső gumibroncsok kisebb keresztmetszevege. (Ha például elől diagonál, hátul radiál broncsok vannak, vagy pedig elől kisebb a guminyomás stb.)



144. ábra

- A jármű súlypontjának előre tolódása. (Farmotoros járműnél pl. az első csomagtér megterhelése.)
- A mellső lengéscsillapítók hatástalansága. (A kerekek pattogva futnak.)
- A mellső keréknyomások (kerékterhelések) egyenlőtlensége.
- Végül a kormányzott kerekek utánfutási szögének növekedése, amelyet a 144. ábra alapján bizonyíthatunk.

A kormányzott kerekekre ható, a centrifugális erővel ellentétes hatásirányú  $F_{c1}$  és  $F_{c2}$  erők a hátradöntött függőcsapszeg talajjal való dőféspontjának "b" távolságával mint nyomatéki karral  $M_1$  és

$M_2$  nyomatékkal igyekeznek

"kikormányozni" a kerekeket.

Ez a hatás végeredményben egy dinamikus stabilizáló nyomaték, amelyről a 8. fejezetben már volt szó, a kerékbeállítási jellemzőknél és a kormányzási nyomatékigénynél egyaránt. Itt említem meg azonban azt a kísérletileg is igazolt tényt, hogy a dinamikus stabilizáló hatásból eredő  $M_{\beta} = M_1 + M_2$  kormányzási nyomatékigény

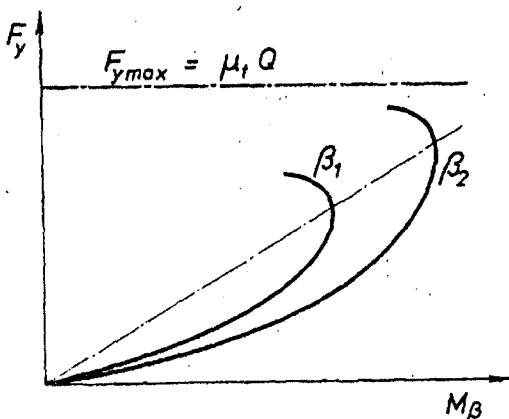
a kerekekre ható oldalerővel nem

lineárisan változik, hanem a 145. ábra szerinti jelleggel.

Látható, hogy az oldalerő növekedésével az  $M_{\beta}$  kormányzási nyomatékigény rohamosan növekszik, majd egy meghatározott érték után csökkenni kezd. Tapasztalt járművezetők részére ez a "kormányerő-lágyulás" jelzi a veszélyt, a kerekekre ható oldalerőnek a  $\mu_t \cdot Q$  tapadási határerő közelébe jutását. Ez esetben vagy a jármű sebességét, ajánlatos csökkenteni, vagy a kerekek bekormányzottságát.

#### Növeli a túlkormányzottságot:

- A hátsó gumibroncsok kisebb keresztmerevsége. (Elöl radiál, hátul diagonál broncsok, hátul kisebb guminyomás stb.)
- A jármű súlypontjának hátratulódása. (Farmotoros járművek!)
- Kis tehetetlenségi nyomaték a függőleges tengely körül. (Rövid járművek.)

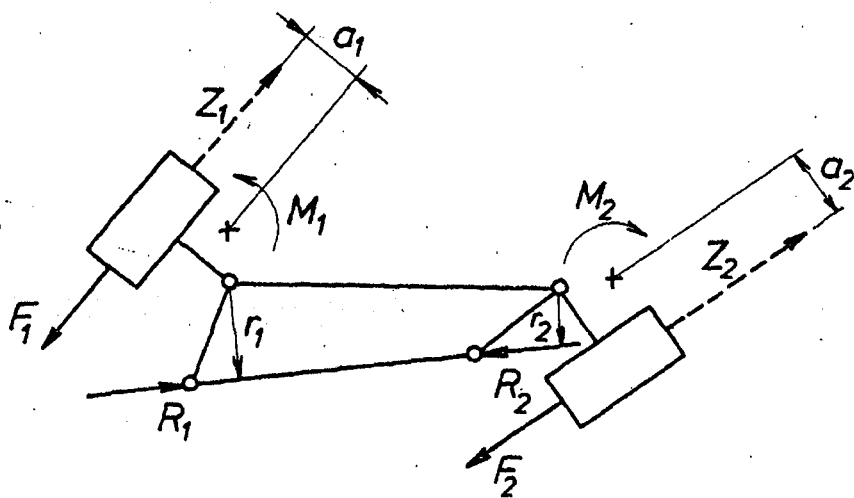


145. ábra

- Hátsó kerékhatás esetén a hirtelen gázadás. (autóversenyzők ezzel mintegy "belecsusztatják" járműüket a kanyarba. "Power-slide" = "Erőcsuszás" jelensége.)
- Végül pedig az ivmenetben történő fékezés, amely a trapézkaros kormányrendszer hatásából ered.

Vizsgáljuk meg ezt a 146. ábra alapján Tételezzük fel, hogy  $a_1 = a_2$ , továbbá  $F_1 = F_2 = F$ , tehát  $M_1 = M_2 = M$ , amely a kerékről a függőcsapszeregre ható elfordító nyomaték nagyságát jelenti az  $F$  fékezőerő következményeként. Látható, hogy a jobb és bal oldali függőcsapszeregre számított nyomatékok értelme ellenkező, a trapézkarok végeit összekötő nyomtávruddal tehát nyomásra van terhelve  $R_1$  és  $R_2$  erőkkel, amelyek nagysága azonban különböző:

$$R_1 = \frac{M_1}{r_1} \quad \text{és} \quad R_2 = \frac{M_2}{r_2}$$



146. ábra

Mivel  $r_1 > r_2$  a karok viszonya, az  $R_2$  ruderő nagyobb, mint  $R_1$  ruderő. A nyomtávruddal tehát nincs egyensúlyban, balra toódik, amely körülmény láthatóan növeli a jármű bekormányozottságát. Az ivmenetben történő hirtelen fékezés tehát erős túlkormányozottságot okozhat és bal-

esethez vezethet. Fentieket végiggondolva látható, hogy egyenes pályán haladáskor ez nem jelentkezik, mert akkor

$$r_1 = r_2\text{-vel és } R_1 = R_2. \text{ A nyomtávruđ azonban ekkor is}$$

nagy nyomóerővel van terhelve, amelynek értéke:

$$R = \frac{M}{r} = \frac{a \cdot F}{r}$$

Itt mutatunk rá ismételten az "a" nyomatékai kar csökkentésének jelentőségére, amelyre a kormányzott kerek beállítási jellemzőinek tárgyalásánál már utaltunk.

A 146. ábrán szaggatott vonallal berajzolt  $Z_1$  és  $Z_2$  erők mellső kerék-hajtású jármű vonóerejét jelképezik. Mint látjuk, ennek hatása pontosan fordítottja a fékezőerő hatásának, ezért részletes vizsgálatát nem is végezzük el, csak megállapítjuk, hogy mellső kerék-hajtású járművek ivmeneténél alkalmazott "gázadás" kikormányzó hatású. Gépjárművezetők körében ez a törvényszerűség a "kanyarból kihuzatás" kifejezéssel ismert. Végül az ivmeneti stabilitásnak egy nagyon fontos kérdése a centrifugális erő dőlést-billentést vagy kisodródást okozó hatása, illetőleg az ezzel kapcsolatos "Primitív határebességek" meghatározása. 147. ábrán látjuk, hogy az ivmenetben haladó jármű súlyponti keresztmetszeti síkjában ható  $F_c$  centrifugális erővel a kerek és a talaj érintkezési síkjában ébredő -  $F_c$  nagyságu oldalerő tart egyensúlyt, a  $h_s \cdot F_c$  billenő nyomatékkal pedig a  $\frac{k}{2} \cdot G$  stabilizáló nyomaték. A határesetben tehát:

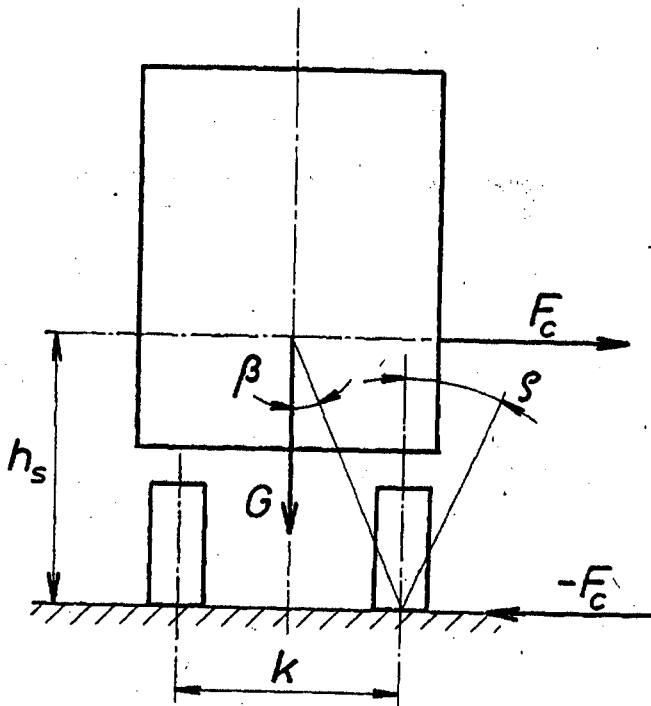
$$\frac{k}{2} G = h_s F_c = h_s \frac{G}{g} \frac{V^2}{R}$$

Ebből rendezés és egyszerűsítés után:

$$V = \sqrt{\frac{R \cdot k \cdot g}{2h_s}} = 3,13 \sqrt{R \frac{k}{2h_s}}$$

Az ábrán feltüntetett  $\beta$  szög figyelembevételével a primitív határebesség végül is a következőképpen írható:

$$V = 3,13 \sqrt{R \operatorname{tg} \beta} \quad \text{mert} \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{k}{2h_s}$$



147. ábra

A primitív felborulási határsebességre ez a képlet mindaddig érvényes, míg a centrifugális erő kisebb a jármű kerekein ébredő oldalerő legnagyobb tapadási értékénél, vagyis

$$F_c \leq \mu_t G = \operatorname{tg} \varphi \cdot G$$

(A  $\varphi$  félkúpszögű súrlódási kúpot szemléltetés kedvéért az ábrába berajzoltuk.)

Valójában tehát két határsebesség van:

-  $\operatorname{tg} \beta < \operatorname{tg} \varphi$  esetén:  $V^{\text{kr}} = 3,13 \sqrt{R \operatorname{tg} \beta}$

Ez a felborulás határsebessége.

-  $\operatorname{tg} \beta > \operatorname{tg} \varphi$  esetén:  $V^{\text{kk}} = 3,13 \sqrt{R \operatorname{tg} \varphi} = 3,13 \sqrt{R \cdot \mu_t}$

Ez a kisorsódás határsebessége.

$\operatorname{tg} \beta = \frac{k}{2h_s}$  kifejezésből matematikailag is igazolhatjuk azt a tapasztalati tényt, hogy a magas súlypontú, keskeny nyomtávu járművek elsősorban felborulásra, míg az alacsony és széles járművek kisodródásra hajlamosak.

Meg kell jegyezni, hogy a két határeset a gyakorlatban nem választható külön ilyen élesen. Az előforduló borulásos balesetek igen nagy része ugyanis a kisodródással kezdődik és borulással fejeződik be. Elengedő ehhez a  $\mu_t$  tapadási tényező átmeneti csökkenése, pl. jég

- vagy olajfolton. Későbbiekben látni fogjuk, hogy milyen óriási előnye van ebből a szempontból a vasuti járműveknek, amelyeknél a kerék nyomkarimás vezetése eleve kizárja a kisodródás lehetőségét, az időjárási viszonyoktól függetlenül.

Az ívekben előfordul, hogy az utpálya felületét megdőntik, tulemelik, a centrifugális erő egy részének kompenzálása érdekében. Ilyen tullemt íves pályán haladás egyensulyi viszonyait vizsgálhatjuk a 148. ábra alapján.

Előzőekből tudjuk már, hogy borulásra kell elvégezni az ellenőrzést, akkor, ha

$$\mu_t = \operatorname{tg} \beta > \operatorname{tg} \beta = \frac{k}{2h_s}$$

Az egyensulyi határfeltétel ekkor:

$$\frac{F_{c2} - G_2}{F_{c1} + G_1} = \frac{k}{2h_s} = \operatorname{tg} \beta \quad \text{vagyis:}$$

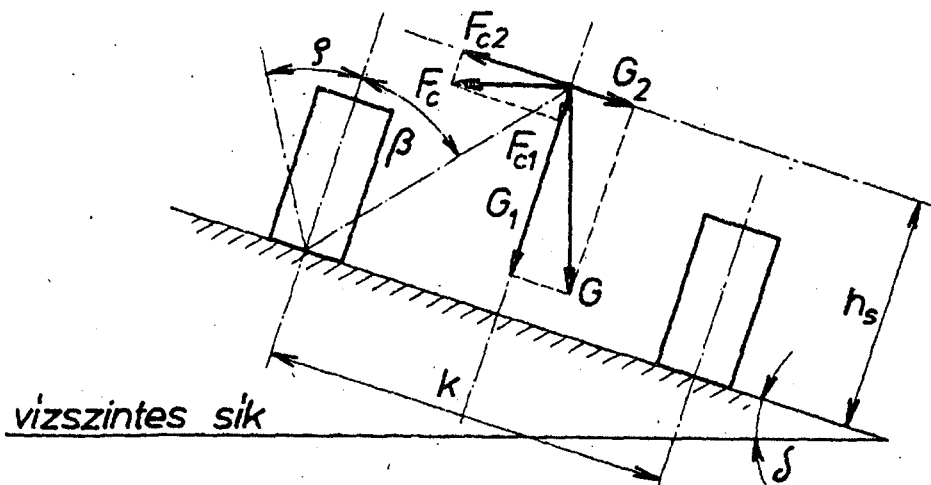
$$\frac{\frac{G}{g} \frac{V^2}{R} \cos \delta - G \sin \delta}{\frac{G}{g} \frac{V^2}{R} \sin \delta + G \cos \delta} = \operatorname{tg} \beta \quad \text{Átrendezve:}$$

$$\frac{V^2}{Rg} \cos \delta - \sin \delta = \operatorname{tg} \beta \left( \frac{V^2}{Rg} \sin \delta + \cos \delta \right)$$

Az egyenletet  $\cos \delta$ -val végigosztva és rendezve:

$$\frac{V^2}{Rg} (1 - \operatorname{tg} \delta \cdot \operatorname{tg} \beta) = \operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \delta, \quad \text{amelyből a boru-}$$

lási határsebesség:



148. ábra

$$V^* = \sqrt{Rg \frac{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \delta}{1 - \operatorname{tg} \delta \cdot \operatorname{tg} \beta}} = 3,13 \sqrt{R \frac{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \delta}{1 - \operatorname{tg} \delta \cdot \operatorname{tg} \beta}}$$

A kisodródásra kell ellenőrizni a járművet akkor, ha

$$\operatorname{tg} \varphi = \mu_t < \operatorname{tg} \beta$$

A határfeltétel ekkor:

$$\frac{F_{c2} - G_2}{F_{c1} + G_1} = \mu_t$$

A levezetést mellőzve, ebből a kisodródási határsebesség:

$$V_{\max}^{\text{KH}} = 3,13 \sqrt{R \frac{\mu_t + \operatorname{tg} \delta}{1 - \mu_t \operatorname{tg} \delta}}$$

Nem szabad azonban figyelmen kívül hagynunk azt sem, hogy nagy pályatülemelés és kis sebesség, illetve kis tapadási tényező esetén a jármű befelé is megcsuszhat. Ennek a határesetét a következő egyensúlyi egyenlet fejezi ki:

$$\frac{G_2 - F_{c2}}{F_{c1} + G_1} = \mu_t \quad \text{amelyből a befelé csuszás határsebessége:}$$

$$V_{\min}^{\text{KH}} = 3,13 \sqrt{R \frac{\operatorname{tg} \delta - \mu_t}{1 + \mu_t \cdot \operatorname{tg} \delta}}$$



Alacsony  $\mu_t$  érték esetén, így például jeges utpályán, rendkívül kellemtelen lehet ez a körülmény, mivel a tulemelt utszakaszokon lehetetlené teszi a jármű lassu haladását, vagy különösképpen az esetleges megállítást. Ez lehet egyik magyarázata annak, hogy korszerű utak tervezésénél már kerülük a tulemelést, ami persze a pályaivsugarakat is behatárolja.

Befejezésül megemlítem, hogy számításaim szerint a sebességképletekben szereplő  $\frac{1}{1 - \mu_t \cdot \operatorname{tg} \delta}$  hányados  $\delta = 15^\circ$  és  $\mu_t = 0,6$

esetén 1,09 értékű,  $\delta = 10^\circ$  és  $\mu_t = 0,8$  paraméterek mellett pedig 1,16 értékű.

$10^\circ$ -nál kisebb utpályabedöntés esetén tehát elhanyagolható a centrifugális erő normális irányu komponensének figyelembe vétele, ez különben is a biztonság felé történő egyszerűsítést jelent. A határsebességek ezzel:

$$V_{\max}^{\text{KH}} = 3,13 \sqrt{R(\mu_t + \operatorname{tg} \delta)}$$

$$V_{\min}^{\text{KH}} = 3,13 \sqrt{R(\operatorname{tg} \delta - \mu_t)}$$

Egy egészen speciális esetnek számít, ha  $\mu_t = 0$ . (Például jeges utburkolat.) Ekkor csak egyetlen meghatározott sebességgel lehetne közlekedni, melynek nagysága:

$$v = 3,13 \sqrt{R \operatorname{tg} \delta}$$

Gyakorlatilag ez persze megvalósíthatatlan.

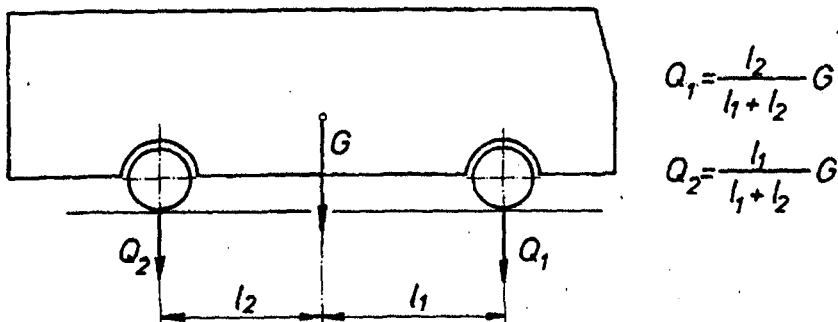
### 9.3 A STATIKUS- ÉS DINAMIKUS TENGYELNYOMÁS VÁLTOZÁS

Menetstabilitásvizsgálataink során már eddig is több ízben szóba került a kerékterhelés (keréknyomás), illetve az azonos tengelyen levő kerekek terheléséből képezhető tengelyterhelés vagy más néven tengelynyomás fogalma. Későbbiekben látni fogjuk, hogy a fékezés és a vonóerő kifejtés vonatkozásában legalább ilyen fontos ez a kérdés, érdemes tehát külön fejezetben foglalkozni vele.

Statikus tengelynyomásnak (tengelyterhelésnek) nevezzük a jármű súlyának azt a hányadát, amellyel a vizsgált tengelyen levő kerekek az utpályát közvetlenül terhelik, a jármű vízszintes, álló helyzetében. A mecha-

nikából ismert, hogy a súlypont helyzetének ismeretében a statikus tengelyterhelés minden további nélkül meghatározható, mint az a 149. ábrán látható.

A gyakorlatban általában méréssel, mérlegeléssel állapítják meg a tengelyterheléseket, sőt külön-külön a keréknyomásokat is. Mérlegeléssel lehet legpontosabban meghatározni a jármű súlypontjának koordinátáit is, ez a 150. ábra szerint a következőképpen történhet:



149. ábra

Vizszintes alaphelyzetben megmérjük a  $G_e$  és  $G_h$  tengelynyomásokat. Ezek birtokában felírható az  $r_s(G_e + G_h) = l G_e$  egyenlet, amelyből a súlypont síkjának koordinátája;

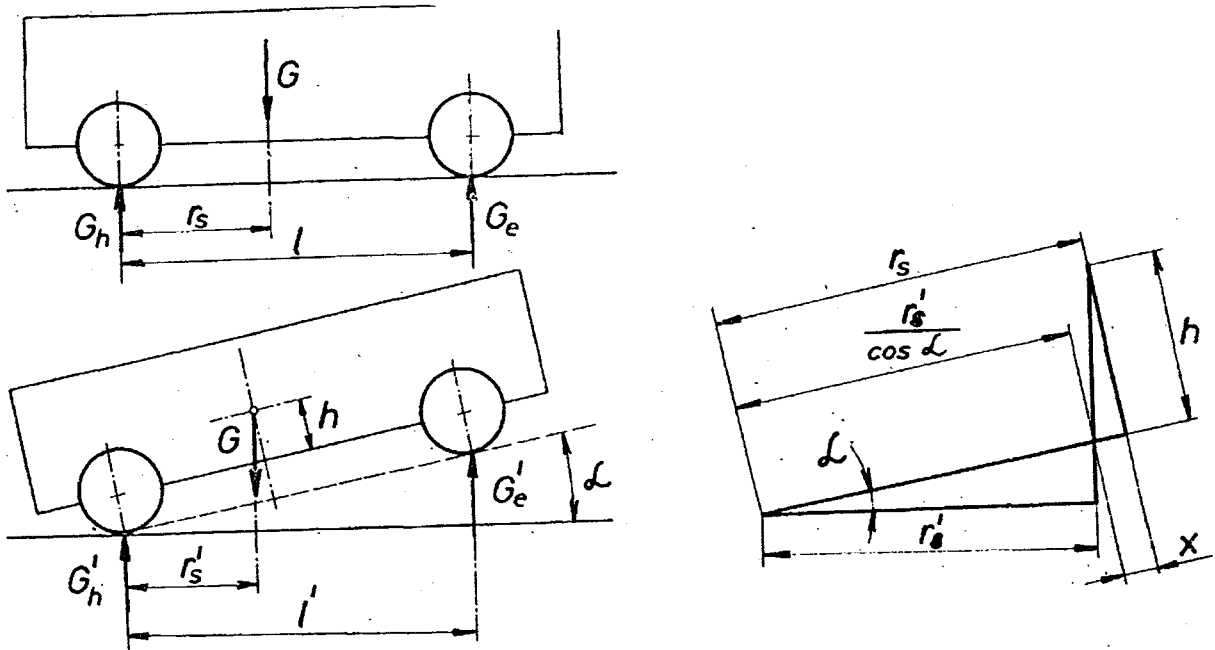
$$r_s = l \frac{G_e}{G_e + G_h} = l \frac{G_e}{G}$$

Ezután  $H$  magassággal emeljük a mellső tengelyt, és ebben az új helyzetben végezzük el a mérlegelést. Ez esetben az  $r'_s G = l' G'_e$  egyenletből számíthatjuk annak a függőleges síknak a hátsó tengelyközépvonaltól való távolságát, amelyben a súlypont elhelyezkedik:

$$r'_s = \frac{G'_e}{G'_e + G'_h} l' = \frac{G'_e}{G} l \cos \alpha$$

A kinagyított hasonló háromszögek alapján a súlypont "h" magassága a tengelyközepek szintjéből:

$$h = \frac{x}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{r_s - \frac{r'}{\cos \alpha}}{\operatorname{tg} \alpha} = \left[ l \frac{G_e}{G} - \frac{\frac{G'_e}{G} \cos \alpha}{\cos \alpha} \right] \operatorname{ctg} \alpha$$

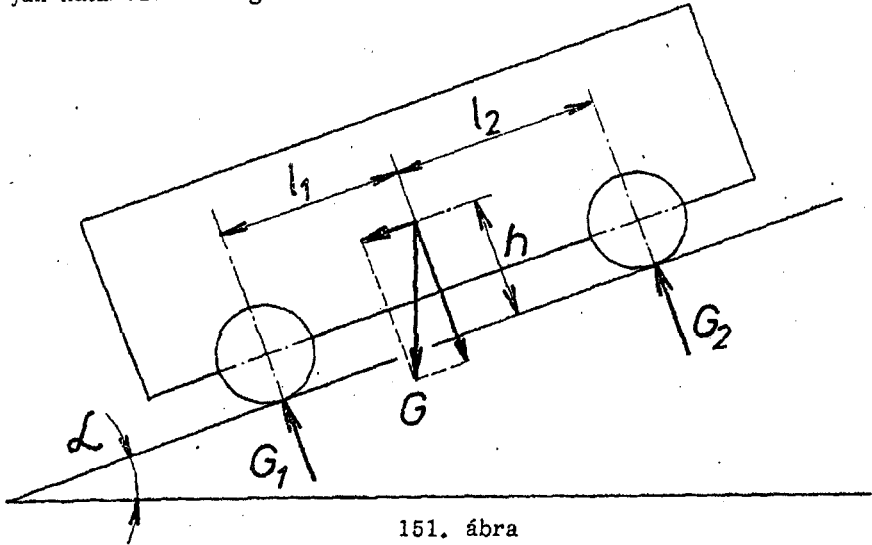


150. ábra

Végeredményben tehát:

$$h = \frac{\ell}{G} (G_e - G'_e) \operatorname{ctg} \alpha$$

Már itt a mérlegelési példánál is észrevehettük, hogy a tengelyterhelés változik, ha a jármű ferde helyzetbe kerül. Márpedig ez történik az  $\alpha$  hajlásszögű emelkedő pályán álló, vagy egyenletes sebességű járműnél is, megváltozik a statikus tengelynyomása, amelyeknek nagysága a mechanikából ismert nyomatéki egyenletekkel a 151. ábra alapján határozható meg:



151. ábra

$$M_1 = l_1 G \cos \alpha - h G \sin \alpha - (l_1 + l_2) G_2 = 0$$

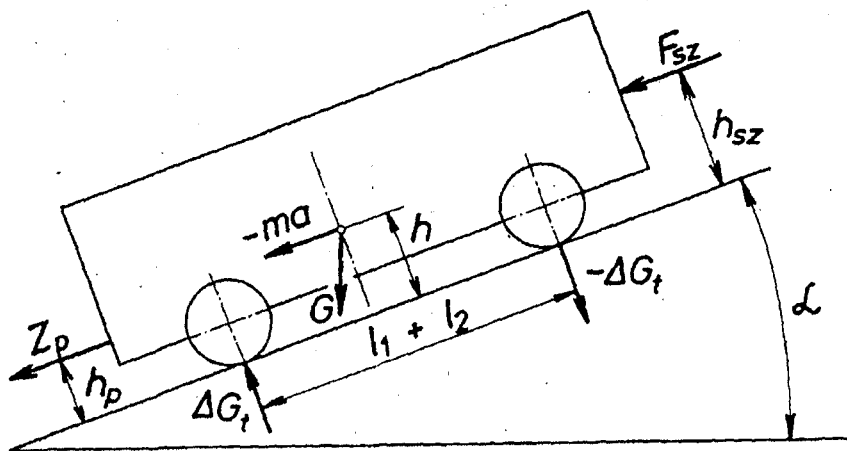
Ebből  $G_2 = \frac{l_1 G \cos \alpha - h G \sin \alpha}{l_1 + l_2}$  és hasonlóképpen:

$$M_2 = l_2 G \cos \alpha + h G \sin \alpha - (l_1 + l_2) G_1 = 0,$$

amelyből  $G_1 = \frac{l_2 G \cos \alpha + h G \sin \alpha}{l_1 + l_2}$

Az eredményből látszik, hogy emelkedő menetben a hátsó, rendszerint hajtott tengely terhelése növekszik, a mellső (kormányzott) tengely terhelése csökken. A hátsó hajtott tengelyek szempontjából ez kedvező, a kormányzott mellső kerekek szempontjából előnytelen.

A statikus tengelyterhelés változásán kívül számolni kell dinamikus tengelyterhelés változással is. Legáltalánosabb példáját láthatjuk ennek a 152. ábrán egy emelkedőben gyorsulva haladó, pótkocsit vontató járművön, amelyre a  $G$  súlyerőn kívül az  $F_{sz}$  légellenállás, a  $Z_p$  vontatmány ellenállás és a  $(-ma)$  inerciaerő is hat.



152. ábra

A statikus tengelynyomást ismertnek véve, csak a dinamikus tengelynyomás-változást határozzuk meg a járulékos erők "hátra billentő" nyomatékából;

$$M = hma + h \frac{Z_p}{p} + h \frac{F_{sz}}{sz}$$

Ezzel a nyomatékkal a dinamikus tengelyterhelés-változás mint erőpár tart egyensúlyt, tehát

$$M = (l_1 + l_2) \cdot \Delta G_t$$

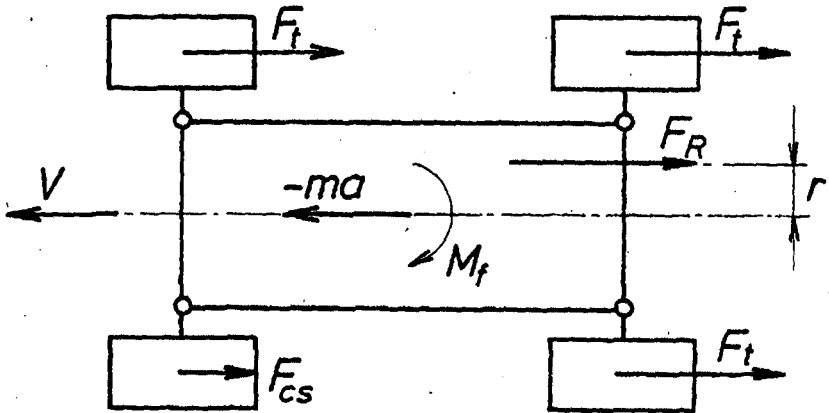
A tengelyterhelés dinamikus változása tehát:

$$\Delta G_t = \pm \frac{hma + h \frac{Z_p}{p} + h \frac{F_{sz}}{sz}}{l_1 + l_2}, \text{ amely esetünkben a}$$

hátsó tengelynyomást növeli, a mellsőt csökkenti.

## 9.4 GÉPJÁRMŰVEK MENETSTABILITÁSA FÉKEZÉSKOR

A keréknyomásokkal és a fékszerkezetek hatásosságával, illetőleg a tapadási tényezővel kapcsolatos ez a nagyon fontos stabilitási téma. 5.1 fejezetben tanultakból tudjuk, hogy a gumiabroncs és az utburkolat közötti tapadóerő jelentős mértékben lecsökken akkor, ha az érintkező felületek között csuszás lép fel. Menetsablitás szempontjából ez azért vizsgálendő különös figyelemmel, mert a megcsuszás nem egyidőben jelentkezik a jármű összes kerekein, tehát a járműre ható vízszintes irányú erők egyensúlya megbomlik, nem kívánatos elfordító nyomatékok léphetnek fel, amelyet a gépjárművezető - az esetek többségében - nem tud korrigálni. A legáltalánosabb példát láthatjuk erre a 153. ábrán.



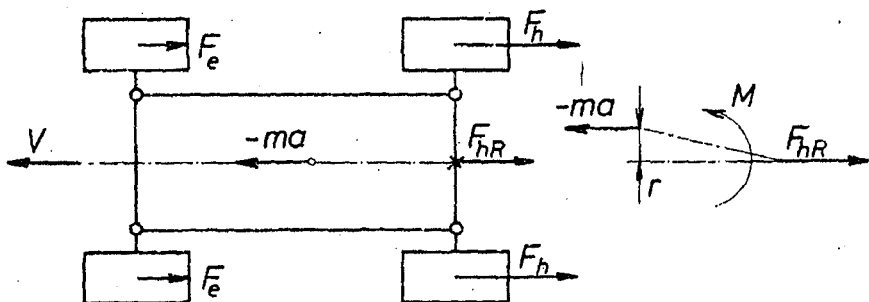
153. ábra

A "V" sebességgel haladó jármű fékezési folyamata közben a bal első kerék blokkolódik, megcsuszik. Ez bekövetkezhet a fékrendszer hibája, csapágyhiba, durrddefekt, vagy egyszerűen az utburkolat szennyezettsége következtében. Következmény: A bal első keréken  $F_{cs}$  értékűre csökken

a csuszósurlódó erő. Feltételezve, hogy a többi kerékre hat az ennél nagyobb értékű  $F_t$  tapadó-fékezőerő, a járműre ható fékezőerők  $F_R$  eredője hirtelen "r" távolságba kerül a jármű tömegközéppontjában ható  $(-ma)$  tehetetlenségi erő hatásvonalától. Az ugrásszerűen jelentkező  $M_f = rF_R$  nyomaték pedig eltéríti a járművet az eredeti haladási irányától és súlyos balesetet okozhat. Belátható, hogy bármelyik keréken fel a megcsuszás fékezés közben, a jelenség ugyanaz, csak leg-

feljebb más irányban és más intenzitással jelentkeznek az elfordító nyomaték. Legsúlyosabb esetnek tekinthető valamelyik kormányzott kerék durrdefektje, mert ebben az esetben rendszerint az a lehetőség is megszűnik, hogy a járművezető kormányzási manőverekkel csökkenthesse a baleset következményeit. Az ábrán megfigyelhető azonban, hogy ebben az esetben a járműtest egy "stabil" helyzet felé törekszik, elfordulása esetén ugyanis az erőpár "r" karja csökkenő tendenciát mutat. Továbbiakban ezt a gondolatmenetet követve vizsgáljuk meg a 154. ábrán látható esetet. Fékezéskor a két első kerék megcsuszik, ezeken ébredő fékezőerők tehát jelentős mértékben csökkennek. Tételezzük fel, hogy hatásuk a hátsó kerekek tapadó-fékező erejéhez képest elhanyagolható és a hátsó tengelyre ható fékezőerők szimmetrikusak, vagyis  $F_{hR}$  eredőjük a jármű hossz tengelyében hat. Az ábra jobb oldalán szemléltetjük, hogy a járműtest kis elfordulása esetén ekkor olyan erőpár keletkezik, amely a járművet eredeti irányába visszaforgatni igyekszik: vagyis:

Amennyiben az egyenes irányba haladó jármű fékezési üzemiállapota során a mellső kerekek csuszának meg először, úgy a jármű stabilis.



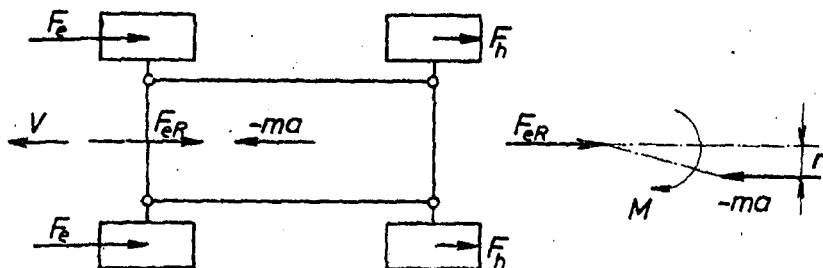
154. ábra

Ha viszont a hátsó kerekek csuszának meg először, akkor a fékezési üzemiállapotban a jármű labilissá válik, a legkisebb oldalero hatására kisorsodódik. (155. ábra)

A korábbiakban említett dinamikus tengelynyomás-változás mellett ez a másik magyarázata annak, hogy miért a mellső kerekekre szerelnek hatásosabb fékeket, és miért a hátsó kerekeket látják el automatikus fékerőszabályozóval. Későbbiekben lesz még erről szó.

Természetes, hogy ivmenetben a mellső kerekek megcsuszása is rendkívül veszélyes, hiszen itt a jármű előzőek szerinti "stabilitása" azt

lenti, hogy az R sugaru úton érintőleges egyenesvonalu pályán halad tovább, kormányozhatatlanul.



155. ábra

Mindent egybevetve: Látható, hogy a gépjárművek menetstabilitása rendkívül összetett, komplex problémakör, amelynek jelentőségét sem a tervezésnél, sem az üzemeltetésnél nem szabad figyelmen kívül hagyni.

### 9.5 VASÚTI JÁRMŰVEK MENETSTABILITÁSA NAGYSEBESSÉGŰ ÍVMENETBEN

Említettem már; Legalapvetőbb különbség a közúti járművek ívmenetéhez képest, hogy itt a nyomkarimás kerék nem engedi meg a kisdodródást. A vasúti járművet tehát csak a "primitív felborulási határesetre" fogjuk megvizsgálni, 156. ábra szerint. Általános esetben a  $h_s \cdot F_c$  nyomatékkal a keréknyomás-változások  $n \cdot \Delta Q$  nyomatéka tart egyensúlyt. Ebből a jármű féloldali keréknyomás-változásának értéke számítható:

$$\Delta Q^* = \frac{h_s}{n} F_c$$

(Megjegyzés, A csillaggal azt jelöljük, hogy ez az érték lengések és rugózás nélküli, tehát statikus jellegű állapotot tételez fel.)

A felborulás határesetében a jobb oldali keréknyomások összege zérus, és az egyensúlyi egyenlet:



$$\frac{n}{2} G = h_s F_c = h_s g \frac{V^2}{R}, \text{ amelyből a primitív felborulási}$$

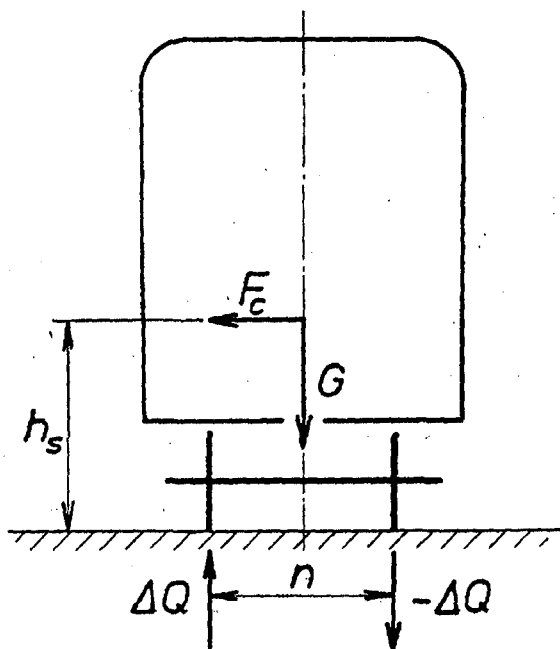
határesetben a sebesség:

$$V^* = \sqrt{\frac{R \cdot n \cdot g}{2h_s}}, \text{ ahol } R \text{ a pályaiív sugara.}$$

Ismételten hangsúlyozom, hogy a rugózott járműnél a rugókon való oldalradóllás és a lengések miatt a valóságban kisebb haladási sebesség esetén bekövetkezhet a jármű felborulása.

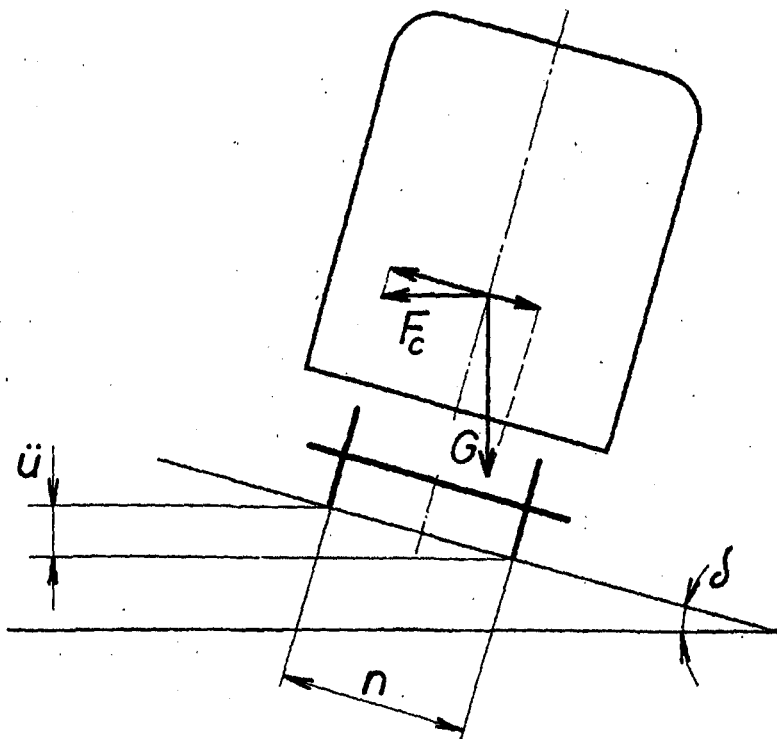
Az egyensúlyi egyenlethől kifejezhető annak a legnagyobb oldalgyorsulásnak értéke is, amelynél a primitív felborulás megkezdődik:

$$a_c^* = \frac{n}{2h_s} g$$



156. ábra

Érezhető, hogy alacsony súlypontú járműnél ez az érték meglehetősen nagy lehet, elérheti a "g" nehézségi gyorsulás értékének mintegy 50%-át is. Ilyen magas oldalgyorsulás értéket sem utaskényelmi, sem pedig áruszállítási szempontból nem szabad megengedni. A vasutak ezért kezdetől fogva alkalmazzák a pályabedöntést, amelyet általában a külső sinszál tulemelésével hajtanak végre, amint az a 157. ábrán megfigyelhető. A feltüntetett rugózás nélküli ("primitív") jármű esetében a centrifugális erő pályasíkkal párhuzamos komponensét mintegy gyengíti a súlyerő ugyanezen síkban ható, de ellentétes értelmű komponense.



157. ábra

Közvetőleg megjegyzem, hogy ez a kompenzációs elv minden egyes utasra, rakományegységre stb. külön-külön is igaz.

Az ábrán látható teljes kompenzáció esetében;

$G \sin \delta = F_c \cos \delta$  és  $\cos \delta \approx 1$  feltételezéssel

$$mg \frac{\ddot{u}}{n} = m \frac{V^2}{R}$$

Az  $a_c^* = 0$  feltételt kielégítő teljes kompenzációhoz tartozó menetsebesség tehát;

$$V_t = \sqrt{\frac{R \cdot g \cdot \ddot{u}}{n}}$$

A sebességet km/ó-ban, a pályasugarat méterben, a tulemelést és a görbülőkörtávot milliméterben helyettesítve;

$$V_t = \sqrt{R \cdot 9,81 \frac{\ddot{u}}{1500} 3,6^2} = \sqrt{\frac{R \cdot \ddot{u}}{11,8}}$$

Tekintettel arra, hogy lassu ivmenet esetén a gépkocsiknál látott "befelé csuszást" itt a belső kerekek nyomkarimája akadályozza meg, a tulemelést itt is korlátozni kellett. Az ivekben lassabban haladó tehervonatok esetében ugyanis a nyomkarimák és a belső sinszálak kopásai nemkívánatos mértékűek lennének. Az európai vasutak  $\ddot{u}_{\max} = 150$  mm-ben határozták meg a legnagyobb tulemelés mértékét. Ezzel;

$V_t = 3,55 \sqrt{R}$  nagyságu a teljes kompenzációhoz tartozó

határsebesség. Tekintettel arra, hogy az évszázados nyomvonalakon húzódó vasuti pályákon sok kissugaru pályasugaru van, a teljes kompenzáció határsebessége általában alacsony lenne a mai közlekedés következményeinek. Ezért a sebességnövelés érdekében eltekintenek a teljes kompenzációtól; megengednek egy  $a_c^*$  értékű kiegyenlített oldalgyorsulást. Kiindulási egyenletünk ezzel:

$$g \frac{\ddot{u}}{n} = \frac{V^2}{R} - a_c^* ; \text{ amelyből}$$

$$V = \sqrt{\left( g \frac{\ddot{u}}{n} + a_c^* \right) \cdot R}$$

A megengedett kiegyenlített oldalgyorsulás értékét a vasutak különböző értékekben határozták meg. A már említett  $\ddot{u}_{\max} = 150$  mm-es tulemeléssel mellett a leggyakoribb előírások a következők:

$$a_c^{\kappa} = 0,65 \text{ m/s}^2 \text{ esetén } V = 4,6 \sqrt{R} \text{ km/ó}$$

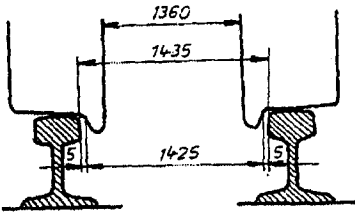
$$a_c^{\kappa} = 0,85 \text{ m/s}^2 \text{ esetén } V = 4,87 \sqrt{R} \text{ km/ó}$$

$$a_c^{\kappa} = 1,0 \text{ m/s}^2 \text{ esetén } V = 5 \sqrt{R} \text{ km/ó.}$$

$1 \text{ m/s}^2$ -nél nagyobb oldalgyorsulást már csak azért sem engednek meg, mert ez a többször említett primitív oldalgyorsulásra vonatkozik. Rugózott járművek esetén az utasra ható tényleges oldalgyorsulások maximális értékei ennél nagyobbak, a már szintén említett oldalra dőlés és a lengések következtében. A nagysebességi, 160-200 km/óra tervezett vas uti járműveknél intenzív kutatási és fejlesztési munka van folyamatban ennek a problémának megoldására. Befejezésül megemlítem, hogy sikerrel alkalmazzák a járművek kocsiszekerényét "bedöntő" szerkezeteket, amelyek ivmenetben automatikusan megnövelik a pályatulemelés kompenzáló hatását.

## 10. VASÚTI JÁRMŰVEK HORDMŰVEI

Vasuti járművek hordművének nevezzük a felcsapágyazott kerékpár és az alváz, illetve a kocsiszekrény között levő szerkezeti elemek összességét. A hordmű feladata a jármű terhelésének rugózott átadása a kerékpárra, vagyis a járműszekrény rugalmas "felfüggesztése". Nem kisebb fontosságú ennél a másik feladat; a kerékpár vezetése, alvázhöz viszonyított relatív helyzetének meghatározott korlátok között tartása. Következésképpen a hordművet a járműszekrény és a kerékpár között ható összes függőleges és vízszintes erőhatás terheli, hasonlóan a már tárgyalt gépjármű kerékfelfüggesztéshez.



158. ábra

Mielőtt az egyes hordmütípusokat tárgyalnánk, érdemes visszatérni röviden a "kerék-sín" kapcsolat kinematikai viszonyainak vizsgálatához. Egy vágányközepes helyzetben álló kerékpárt modellez a 158. ábra. Látható, hogy a nyomkarimán levő vezetőpont és a sínejen levő érintkezési pont között 5 mm játék van oldalanként. Vagyis a kerékpár végeredményben egy 10 mm szélességű úgynevezett nyomcsatornában futhat.

Könnyen belátható, hogy a nyomkarima és a sínefj oldalának kópása miatt az lenne a legelőnyösebb, ha a meglévő játék futás közben egyik oldalon sem tűnne el. Ez elméletileg is csak akkor lenne lehetséges, ha a kerékpártengely iránya pontosan merőleges lenne a vágánytengelyre, ha a gördülőkörök átmérője mindkét oldalon elméleti pontossággal megegyezne, a kerékpárra oldalirányú erő nem hatna stb. A valóságos viszonyok között mindez lehetetlen, tehát a nyomkarima surlódásával számolni kell. Csökkenteni lehet a kópások mértékét; többek között ezt a célt szolgálják a már tárgyalt kupos futófelületek, és a vágánytengelyre merőleges kerékpártengely-helyzet biztosítására való törekvés.

Rögtön meg kell jegyezni, hogy a kupos futófelület még egyenes pályán sem oldja meg teljesen a problémát, mert a változó gördülőkör átmé-  
rők miatt a kerékpár ugynevezett sinusfutást végez, amelynek amplitúdó-  
ja elérheti a fél nyomjáték 5 mm-es értékét. Ráadásul a kerékpár si-  
nusfutásakellőmetlen gerjesztő hatása lehet a jármű oldalmozgására is,  
amely rendszerint az ingás szekrényfelfüggesztésen következik be.  
Kerékpár vágánytengelyre merőleges helyzetét megoldó "szoros vezetés"  
elvileg minden szempontból előnyös, csak arról nem szabad elfeledkez-  
ni, hogy ez esetben a tengelytáv nem növelhető tetszés szerint, mert  
a nyomkarimás kerekek az íves nyomcsatornában befeszülnek, és ez  
szélső esetben kisikláshoz vezethet. Nem folytathatjuk tovább ezt - a  
vasutaknál egyre exponáltabbá váló - gondolatmenetet, de gondoljunk rá-  
juk mindig, ha vasuti hordművet tervezünk, gyártunk vagy üzemeltetünk.  
A vasuti hordműveknek egyébként számtalan konstrukciós változata is-  
mert, közülük két fontos típust fogunk áttekinteni a következőkben.

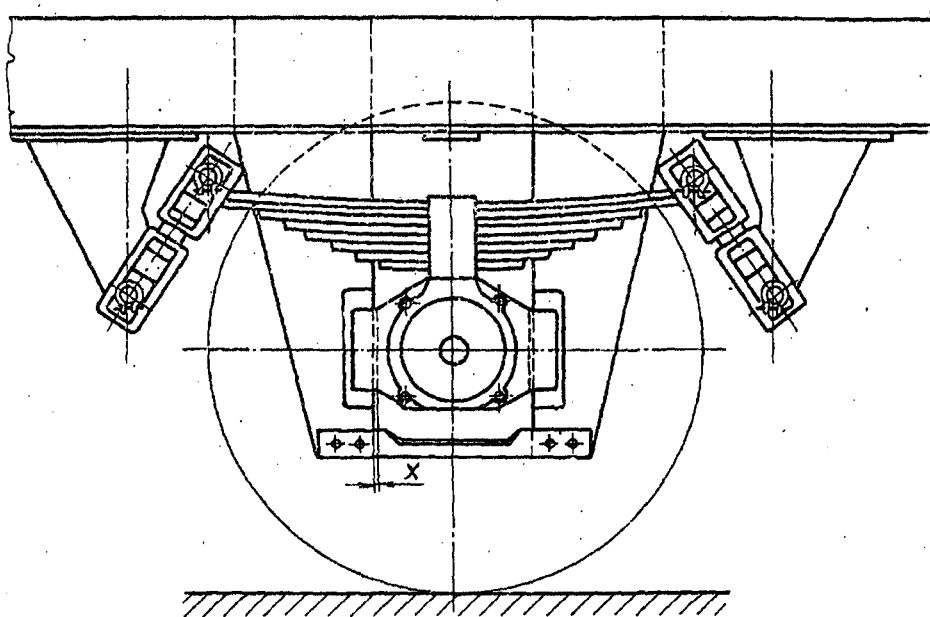
## 10.1 KÉTTENGELYES JÁRMŰVEK UN. EGYSZERŰ HORDMŰVE

A 159. ábrán látható egyszerű hordmű az európai vasutak kéttengelyes  
teherkocsijainak szabványosított és egyben legelterjedtebb hordmű szer-  
kezete.

### Szerkezeti elemei:

- Az alvázhossztartóról lenyuló hegesztett rugótámok, amelyek a terhe-  
lést közvetítik a láncszemekből összetett felfüggesztő ingákra.
- A rugóoldalanként 2x2 láncszemből és azok kapcsoló elemeiből össze-  
tett ugynevezett kettős felfüggesztő ingák, amelyek ferde hatásvonala-  
lal közvetítik a terhelést a rugótámról a laprugó végén csapágyazott  
rugócsapszetre. A kettősinga hatására még visszatérünk. A ferde fel-  
függesztés azt eredményezi, hogy kisebb hosszirányú erők ellenében  
a kerékpár a középső helyzetbe igyekszik visszaállni.
- A már korábban részletesen tárgyalt laprugóköteg, amely közepén a  
csapágytokra támaszkodik a kovácsolt rugóbilincs vezetőcsapjával rögzítve.
- A csapágytok, amelynek oldalai csuszóvezetékekkel vannak ellátva.

Acéllemezéből készülnek a csapágyvezető villák, amelyek a hosszstartó-  
hoz vannak szegecselve és a jelölt, oldalankénti "X" mm-es játékkal



159. ábra

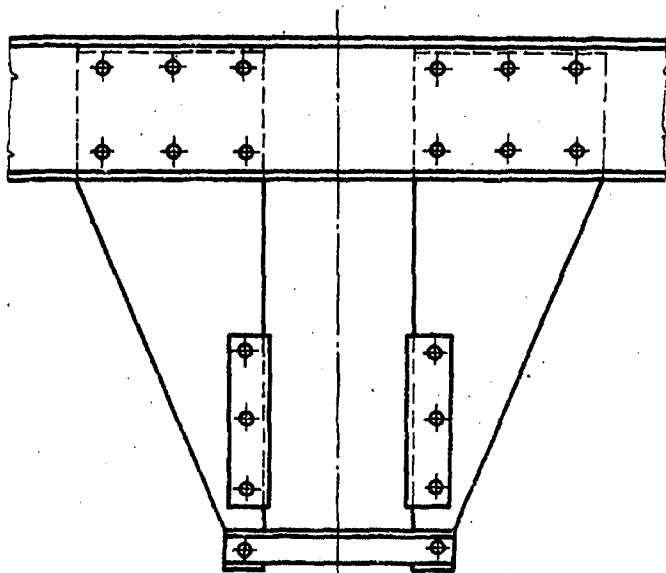
mintegy "függőlegesben vezeték" a csuszóvezetékekkel felszerelt csapágytokot. Vagyis a csapágyvezeték hivatott biztosítani a már említett merőleges kerékpártengely-helyzetet a vágányzathoz viszonyítva. Az oldalankénti "X" játék azért szükséges, hogy a "t" tengelytávolságban levő és végeredményben egymással párhuzamosan vezetett kerékpárok legyen egy kis beállási lehetőségük pályáivben haladáskor, a befeszülés elkerülésére. Normálnyomközű kerékpárok esetén

$X = 2,5 \cdot t$  [mm] az előírt játék, ahol a "t" tengelytávot méterben kell helyettesíteni.

A csapágyvillák végeredményben a csapágytokhoz viszonyított relatív keresztirányu elmozdulást is lehatárolják. Az ábrán látható UIC típusu kettősingás ágyvezetéknel  $\pm 20$  mm értékű a keresztirányu elmozdulási lehetőség.

- Végül fontos feladatai vannak a csapágyvillákat alul összekötő hevedernek, amelyet lehetőség szerint nagyszilárdságú illesztett csavarral erősitenek a vezetővillák végére. Feladatuk mindenekelőtt a fékezés során keletkező nagy hosszirányu erők átvitele a közvetlenül terhelt villáról a másik vezetőlemezre. Másrészt; esetleges borulásos baleset esetén vi

olyan szerepük, hogy - mintegy balanszként - kapcsolják hozzá a nagy-tömegű kerékpárt a kocsiszekrényhez (160. ábra).



160. ábra

Térjünk vissza ezekután az ingás felfüggesztő láncszemek hatásának vizsgálatához. Legyen a ferde ingák hosszának függőleges vetülete " $\ell$ " nagyságu, és vizsgáljuk a keresztirányú ingakitérés erőviszonyait a 161. ábrán látható modell szerint.

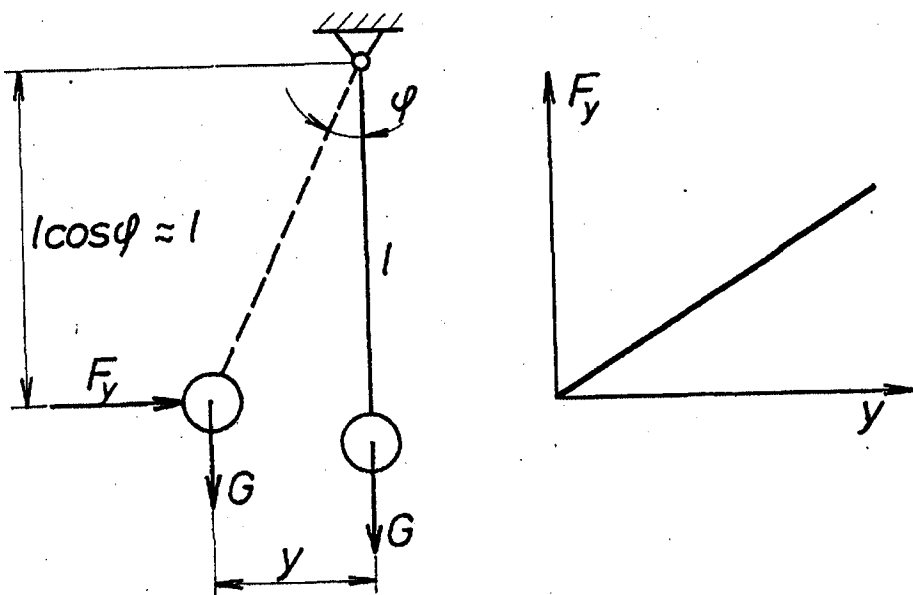
Könnyen belátható, hogy kis  $\varphi$  szögkitérés esetén a visszatérítőerő lineáris függvénye az " $y$ " kitérésnek és iránytangense  $G/\ell$  nagyságu.

Tehát  $F_y = \frac{G}{\ell} \cdot y$  (A lengéstani fejezetben erre még visszatérünk.)

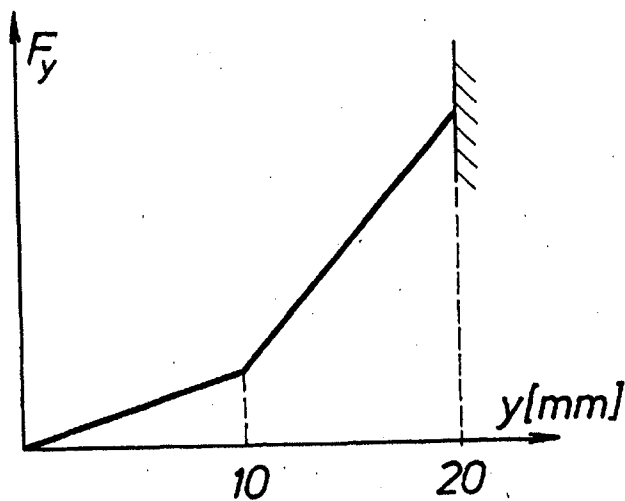
Az UIC típusu kettősingás felfüggesztés esetén 10 mm-es oldalirányú elmozduláskor az alsó láncszemek kikapcsolódnak, és a továbbiakban csak a felső láncszemek, vagyis egy rövidebb ingán folytatódhat a jármű oldalra mozgása. Ez -  $F_y$  képletéből láthatóan - egy meredekebb rugókarakterisztikát eredményez. A kettősingás felfüggesztés tehát törtkarakterisztikájú. (162. ábra). Ennek jelentőségét is a lengéstani fejezetben magyarázzuk meg részletesen.

Az egyszerű hordmű tárgyalását ezzel befejezzük, de ismételten megjegyzem, hogy a kéttengelyes járművek, különösen a teherkocsik ma





161. ábra



162. ábra

is versenyképesek ezzel a jól kiforrott és az üzemi gyakorlatban bevált megoldással.

## 10.2 VASÚTI JÁRMŰVEK FORGÓVÁZAI

A rohamosan növekvő szállítási igények egyre nagyobb teherbíró-képességű kocsikat igényeltek a vasutaktól. A kocsik méretének, rakfelületének és ezzel együtt súlyának növelése azonban nem történhetett másképpen, mint a tengelyek számának növelésével, hiszen a maximális megengedett tengelynyomás nem léphető túl. Másoldalról vizsgálva a körülményeket; már a kéttengelyes járműnél láttuk, hogy a merev kerettel vezetett kerékpárok pályáivben befeszülhetnek a nyomcsatornába. Belátható, hogy több tengely és nagy tengelytáv esetén fokozódik a befeszülés veszélye. Nem maradt tehát más megoldás, mint az egyes futómű csoportokat külön-külön keretbe rögzíteni, és ezekre a kis kocsikra, az úgynevezett forgóvázakra helyezni rá a kocsiszekerényt. A forgóváz és a kocsiszekerény alváza közötti kapcsolat természetesen úgy van kialakítva, hogy a függőleges tengely körül biztosítsa a relatív elfordulás lehetőségét.

Az egy forgóvázba szerelt - viszonylag kis tengelytávolságu - futóműcsoport tehát a kocsiszekerény hossztengeyének irányától függetlenül beállhat a pályáivnek megfelelő, közelítőleg sugárirányu helyzetbe. Ez a megoldás lehetővé tette a kocsik hosszának növelését, amelynek végül is csak két határoló tényezője maradt:

- A pályára engedélyezett max. tengelynyomás,
- A kocsiszekerény geometriai méreteit korlátozó úrszelvény, ez a képzetbeli alagut, amelyhez a jármű nem közelíthet egy megadott határon túl semmilyen menetállapotban sem.

Közbevetőleg megjegyzem, hogy elmondottak elvileg érvényesek a közúti járművekre is. A már tárgyalt ikertengelyes vagy tandem felfüggesztés helyett itt is alkalmazható lenne forgóváz, ha volna olyan állító szerkezet, amely azt az utpálya nyomvonalának megfelelő irányba fordítaná. Vasuti keréknél a nyomkarima az a vezető szerkezet, amely pályáivbe befutáskor kényszeríti a forgóvázat a kívánt elfordulásra. A nyomkarimán ébredő "terelőerő" nem lehet bármilyen nagy; általában nem lépheti túl a kerékről átadódó függőleges terhelés 60%-át. Ellenkező esetben a nyomkarimás kerék mintegy felkapaszkodhat a sinkoronára, és csúszás következhet be. Fontos tehát, hogy a forgóváz és az alváz kö-

zötti elfordulás lehetőleg kis nyomatékkaal történhessen. Ezenkívül számos egyéb tényező is befolyásolja a terelőerő nagyságát, amelyekkel mi nem foglalkozunk.

A forgóvázaknak nagyon sokféle szerkezeti megoldása ismeretes. Felosztásuk is többféle rendező elv szerint történhet. Így például vannak:

- Hajtott forgóvázak (Mozdony és motorkocsi forgóvázak)
- Futó forgóvázak (Nem hajtottak),
- Személykocsi forgóvázak,
- Teherkocsi forgóvázak.

Mi a következőkben egy rugózáselrendezési szempont szerint fogjuk csoportokba sorolni a forgóvázakat. Ily módon megkülönböztetünk: Egylépcsős és kétlépcsős rugózású forgóvázakat. Egy-egy jellegzetes típusal fogjuk bemutatni ezeket. Különböen számtalan szerkezeti alternatívájuk lehetséges.

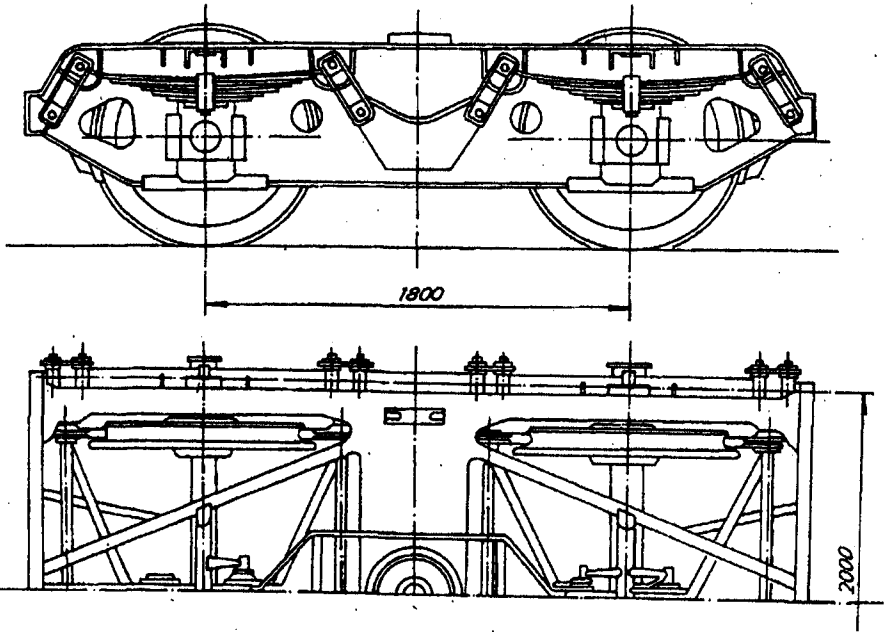
#### 10.2.1 Egylépcsős rugózású forgóvázak

Ezek közé tartoznak mindazon forgóvázak, amelyeknél a csapágytok és a kocsiszekrény egyetlen rugózási fokozattal kapcsolódik egymáshoz. Ez a rugórendszer több, egymással párhuzamosan kapcsolódó rugóból áll, amelyek azonban az egyes konstrukciós alternatíváknál más-más helyre vannak beépítve. A leggyakrabban alkalmazott megoldásoknál általában kétféle rugóelrendezés különböztethető meg;

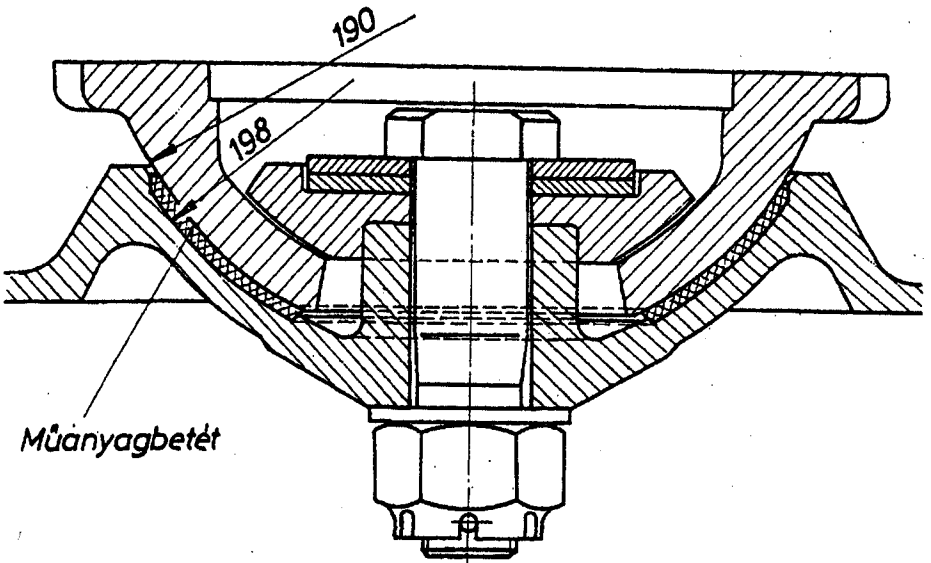
A) Primér rugózásúnak nevezzük a forgóvázat, ha a rugók a csapágytok és a forgóvázkeret közé vannak beépítve. Ezáltal a teljes forgóvázkeret rugózott, vagyis tömege a függőleges párhuzamos lengések szempontjából a kocsisest tömegével együtt leng. A többi lengésformát tekintve korántsem ilyen egyszerű a helyzet, konkrét típus vizsgálatakor ez könnyen belátható. Példaként nézzük az ugynevezett laprugós ORE forgóvázat; amely a Nemzetközi Vasuti Szövetség (UIC) egyik szabványosított teherkocsi forgóváza (163. ábra). A forgóvázkeret merevkeretes, hegesztett kivitelű. Hossztartói I-profilu nagyinerciájú tartók, amelyek végét hengerelt U-profilu homloktartók kötik össze.

Egyetlen kereszttartója egy nagy inerciájú, szekrényes kialakítású tartó. Gerinclemezei hegesztéssel vannak összeerősítve. A kereszttartóra van felerősítve a forgóváz és az alváz kapcsolatát biztosító csatlakozóelem, amely ez esetben egy gömbforgótányér (164. ábra).

A gömbcsuklós kapcsolat megengedi a forgóváz elfordulását a függőleges tengely körül, de lehetővé tesz bármely más (a gömbi középponton átmenő) tengely körüli elfordulást is. Erre részben szükség is van,



163. ábra



164. ábra

elég ha csak a forgóvázkeret kereszt tengelye körüli bólintó lengésekre gondolunk, amelyet a primér rugózás lehetővé tesz, sőt gerjeszt is. Másrészt az elfordulás korlátozni kell, például a hossz tengely körüli oldalra billenés esetében. Az oldalra dőlést akadályozzák meg a forgóváz kerestartóra szerelt oldalcsuszótámok, amelyek az alváz főkerestartójára szerelt felső oldalcsuszótámokat úgy támasztják alá, hogy a függőleges tengely körüli elfordulás lehetősége megmaradjon. Mivel azonban a forgótányérnak a vízszintes síkban ható erőket is biztosan át kell adnia, ezért nagyon fontos, hogy a gömbtányér függőleges terhelése ne csökkenhessen jelentősen. Ezért az oldalcsuszótámok között oldalanként 1..2 mm hézagot kell hagyni, amelyet rendszeresen kell ellenőrizni és utánállítani. Ha ugyanis - pl. a gömbtányérok kopása miatt - ez a hézag eltűnik, akkor a függőleges terhelés az oldalcsuszótámokon adódhat át, s ez kétszeresen veszélyes lehet. A lecsökkent forgótányérterhelés nem elegendő a vízszintes erők átvitelére, másrészt a terhelt oldalcsuszótámokon nagy surlódóerők akadályozhatják a forgóváz elfordítását a pályáivbe behaladáskor.

Itt kell megjegyezni, hogy mindezek ellenére vannak ugynevezett forgócsapos kapcsolatok is, amelyeknél a függőleges terhelést az oldalcsuszótámok adják át, míg a vízszintes siku erőket egy függőleges tengelyű forgócsap közvetíti az alvázról a forgóvázra, illetve viszont. Ezek tervezésénél a megnövekedett elfordító nyomatékot figyelembe kell venni.

Visszatérve a laprugós ORE forgóvázhoz, megfigyelhető, hogy a felfüggesztési rendszere végeredményben azonos jellegű, mint a kéttengelyes kocsiánál látott laprugós-ingás megoldás. Ez a forgóváz tehát valóban egy kis tengelytávolságú, alacsony kocsihoz hasonló, amelyre a tárgyalt forgótányér és oldalcsuszó kapcsolattal támaszkodik rá a kocsi-szekrény.

Foglaljuk össze röviden e szabványosított teherkocsi forgóváz alapvető jellemzőit:

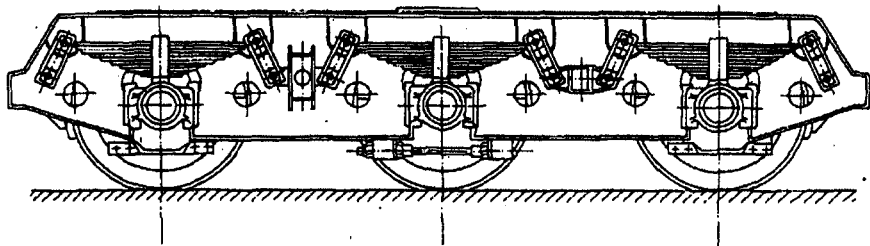
- Hegesztett, merev keretes forgóváz, gömbforgótányéros kapcsolattal, oldalcsuszótámokkal.
- Függőleges rugózása 1200 mm fesztávu szabványos laprugókkal megoldott, keresztirányu rugózását az ugyancsak szabványos láncszemekből kialakított ingás felfüggesztés teszi lehetővé. A villás csapágyvezeték hosszirányban  $\pm 6$  mm, keresztirányban  $\pm 20$  mm játékot enged meg.
- A lengéscsillapítást függőleges irányban a laprugóköteg belső surlódása, keresztirányban pedig a felfüggesztő láncszemek surlódása biztosítja.

- A laprugók nagy belső surlódásának hátrányai is vannak. Üres kocsi alatt a rugózás "kemény". Másrészt a merev forgóvázeret és a laprugók kombinációja kedvezőtlen a "terepjáró-képesség" szempontjából. Különösen a csavarásra merev tartálykocsik alatt például jelentős mértékű lehet a keréknyomás-változás, ez a kisiklás szempontjából kedvezőtlen.

A laprugós ÖRE forgóvázak évtizedek óta használt szabványos forgóvázak, amelyek 120 km/ó sebességig jól beváltak. Ennek ellenére - az említett hibái miatt - kifejlesztettek egy másik szabványos ÖRE forgóvázat, amely Y - 25 típusu megjelöléssel az európai vasutak elterjedt forgóváza lett.

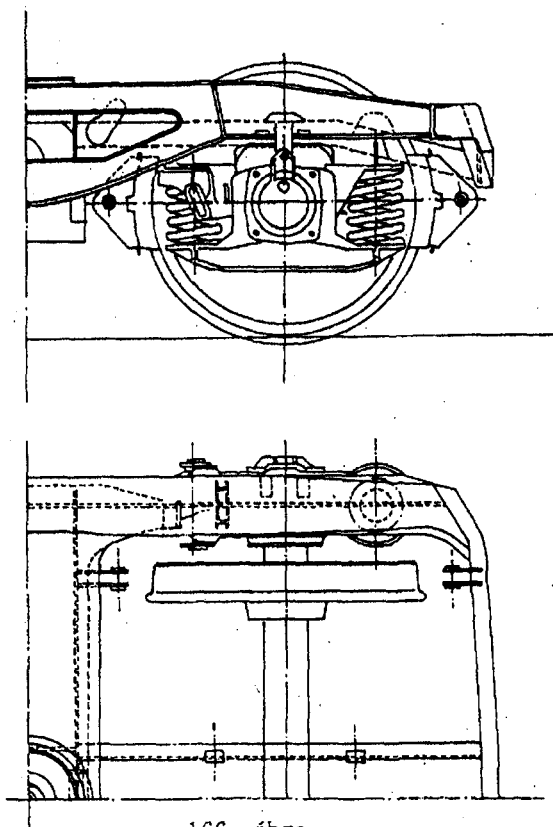
Van azonban a laprugós forgóvázaknak egy ma is szívesen alkalmazott változata; 3-tengelyes nehéz teherkocsi forgóváz. Ennél ugyanis a középső tengely rugózása egy hibás megoldással kapcsolódik a szélső tengely rugófelfüggesztéséhez. Mód van tehát a tengelynyomások, illetve a keréknyomások kiegyenlítésére (165. ábra). A forgóvázereten megfigyelhető, hogy a középső kerékpár miatt osztott főkereszttartót kell alkalmazni, a hossztartó középső részén levő csapágyvezeték pedig egy alsó feszítőrud beépítését teszi szükségessé, a hajlító igénybevételből származó nagy húzófeszültségek felvételére. Ez tulajdonképpen feszítőműként szerepel a hossztartó kivágással gyengített középső részén.

Az Y-25 típusu forgóváz szintén primér, rugózásu, egylépcsős forgóváz (166. ábra). Forgóvázerete is hasonló jellegű; hegesztett, merev



165. ábra

keretes szerkezet. Sőt, még a forgótányér és oldalcsuszótámas kapcsolat is azonos megoldásu, mint az előző forgóvázé. A legalapvetőbb különbség itt a csapágyrugózásban van, amelynek nincs jelentős csillapítása, viszont a duplex rendszerű rugóval ugynevezett törtkarakterisztika biztosítható. Ezáltal az üres, vagy a kevésbé terhelt kocsi rugózása is könnyűen lágú lehet. A lengéscsillapításra természetesen szükség van,



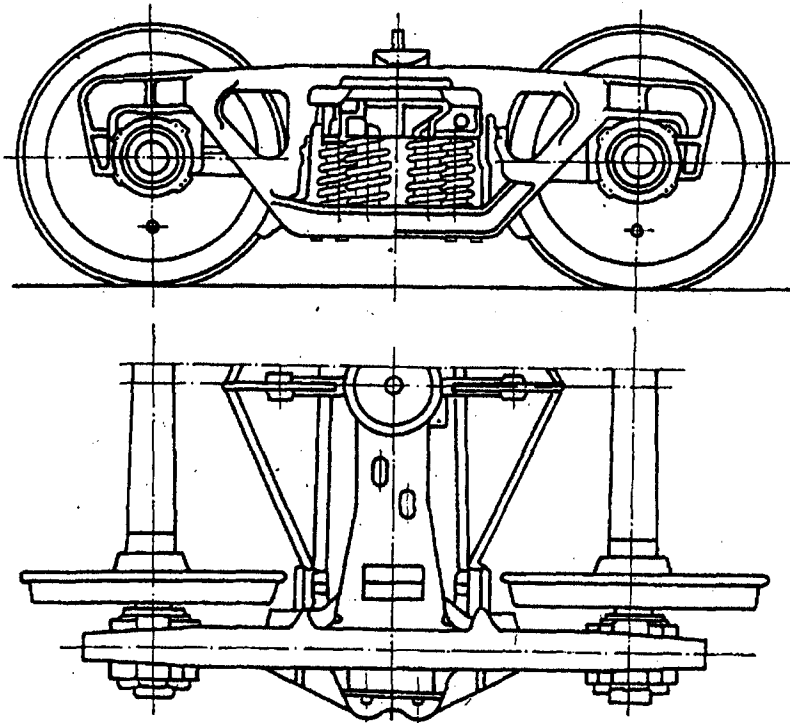
166. ábra

ezt a csapágyvezeték surlódása biztosítja, mégpedig a függőleges terheléssel arányos intenzitással. A csapágyvezetékekre és a csapágytokra kopásálló mangánlapokat hegesztenek fel, ezeket kenni nem szabad, ezek a rendszer surlódásos csillapító.

Az Y-25 típusú forgóváz csapágyvezetési rendszere szoros tengelyvezetésnek számít, ami a kerékpár sinusfutása szempontjából kedvező, mert annak hullámhosszát megnyújtja. Ezért ezek a forgóvázak a nagysebességű üzemben kedvezőek, következésképpen további térhódításuk biztosra vehető.

B) Szűkebb rugóelrendezésű az egylépcsős rugózású forgóváz, ha rugói a forgóvázkeret és a kocsi közé vannak beiktatva. Forgóvázkerete tehát rugózatlanul támaszkodik a csapágytokra, impulzusjellegű pályahibákon áthaladásnál ez növeli a tömegereket. Előnye viszont, hogy több lehetőséget biztosít a függőleges, sőt a keresztirányú rugózás szerkezeti megoldásának tökéletesítésére.

Klasszikus példája e megoldásnak az ugynevezett DIAMOND forgóváz, amely Európában is sokáig üzemelt, Amerikában és a Szovjet Vasutaknál pedig ma is üzemelő típusnak számít (167. ábra). Érdekessége, hogy öntött rácsosszerkezetű hossztartót tulajdonképpen a kerékpártengelyek kapcsolják össze a csapágyazáson keresztül. A rugózatlan keret ily módon a vízszintes síkban deformálbilis, speciális csuklós szerkezet, amely terepjáróképességét növeli.



167. ábra

A hossztartó alsó "rácsrudja" rugótámnak van kialakítva, az ide elhelyezett csavarrugókra támaszkodik rá a lengő kereszttartó, az ugynevezett himbatartó, amelyen sík forgótányér és oldalcsuszótámok találhatók. A sík forgótányér biztosítja a himba alvázsíkkal párhuzamos helyzetét, miután a csavarrugók megengedik a himba és a forgóváz hossztartó relatív elmozdulását, illetve elfordulását egymáshoz képest. Ez a körülmény jó terepjárási tulajdonságokat eredményez, sőt keresztirányú rugóást is biztosít. Hosszirányban viszont nem kívánatos a himba nagy járéka, ezért a hossztartókon függőleges csuszóvezeték van, amely a him-



ba elmozdulásait lehatárolja és egyben surlódó csillapítást is jelent a lengőrendszerben.

A DIAMOND forgóváz a felsorolt előnyökkel szemben két nagy hátránnyal rendelkezik:

- A hossztartók rendkívül nagy rugózatlan tömeget jelentenek.
- Felfüggesztési okok miatt általában csak a kerekek belső oldalára ható féktuskói vannak. Mindazonáltal számos korszerűsített változatát gyártják még ma is, és a secunder rugózású forgóvázak között számos mozdonyforgóváz található ezen elv szerinti megoldással.

### 10.2.2 Kétlépcsős rugózású forgóvázak

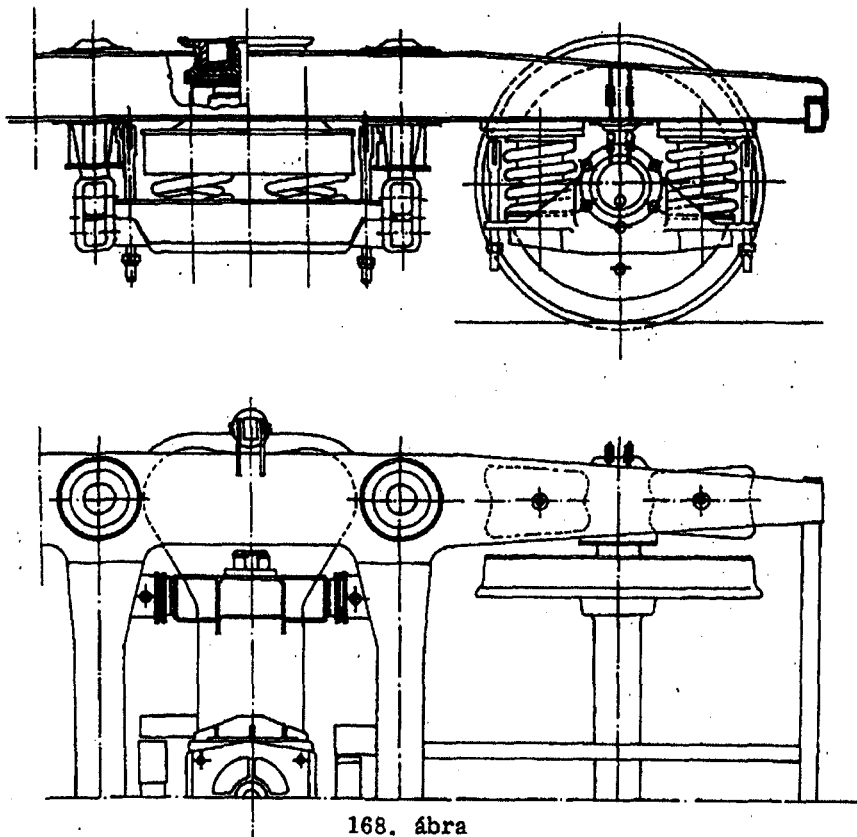
Legegyszerűbben a primér rugóelrendezésű egylépcsős forgóvázból származtatható oly módon, hogy annak hossztartójára ingákkal egy alsó rugótartót függesztünk fel, majd az erre elhelyezett csavarrugókkal támasztjuk alá a forgótányért és az oldalcsuszótámokat hordozó kereszt-himbát. Példaképpen bemutatunk egy ilyen megoldást a 168. ábrán látható RÁBA-OSzZsD típusú forgóvázon.

Megfigyelhető, hogy a második rugózási fokozat az elsővel sorba van kapcsolva. A forgóvázkeret és a rá felfüggesztett fékrudazat tehát a két rugófokozat között lengő tömegnek tekintendő, és optimális esetben a kocsiszekerény dinamikus csillapítását is szolgálja. Következő fejezetben látni fogjuk, hogy egy ilyen kétlépcsős rugózású forgóváz kocsit - csak a függőleges párhuzamos lengéseit tekintve - két szabadságfokú modellként vizsgálható. A forgóváz ingákra felfüggesztett rugó tartóját himbábólcsőnek is nevezik, mivel a jó helykihasználás miatt általában felülről nyitott, teknőszerűen kialakított szerkezetű.

A RÁBA-OSzZsD forgóváz hegesztett kivitelű, merev keretszerkezet, hossztartói, keresztartói és homloktartói zárt szelvényű, ugynevezett szekrényes tartók, az igénybevételeknek megfelelően alakított acéllemezéből hegesztve.

A himbatartó ugyancsak szekrényes kialakítású, sík forgótányérral és gumibetétes oldalcsuszótámokkal felszerelt. A himba hosszirányú vezetését csuszótámok biztosítják, amelyek azonban a függőleges síkban bármely irányú mozgást vagy elfordulást megengednek.

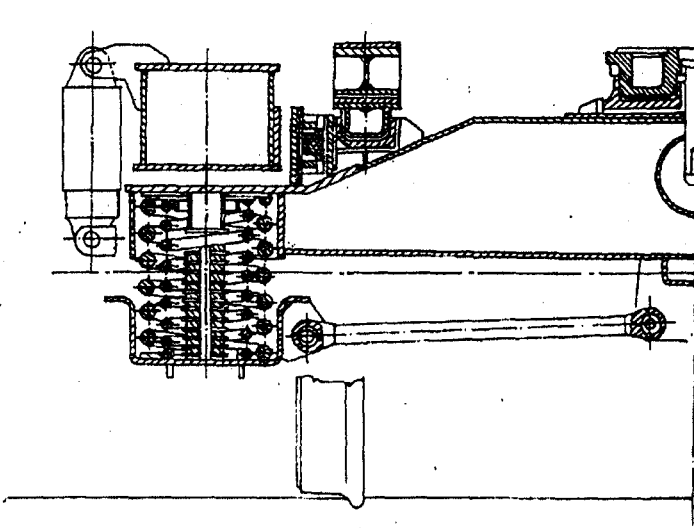
A himba függőleges és keresztirányú lengéseit külön-külön beszerelt lengéscsillapítók csökkentik. A himba lehetséges mozgásviszonyai és az egész secunder rugófokozat jól tanulmányozható a 169. ábrán, amely a forgóváz középmetsetét mutatja. Látható, hogy a himba keresztirányú mozgási lehetősége  $\pm 25$  mm, amely után egy gumirugós ütköző lép



168. ábra

érintkezésbe a hossztartó és a himba között. A himba és a himbabölcső között egy oldalirányú kitémasztórúd van, amelynek az a szerepe, hogy a keresztirányú visszatérítő erőket a himbabölcsőről a himbára átadja. A secunder rugózást így csak a függőleges erők terhelik. Megfigyelhető, hogy a második rugófokozat duplex rugókból áll. A belüli látható gumirugóoszlop a túlterhelt jármű rugóit védi, normális esetben tehát terheletlen.

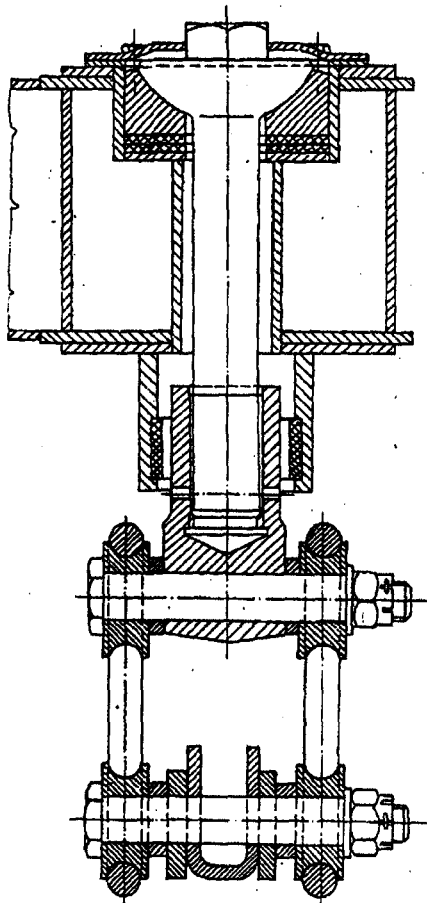
A forgóváznak egy fontos szerkezeti eleme a himbafelfüggesztés, jelen esetben a himbabölcső felfüggesztése. Korszerű forgóváznaknál ez két-tősingás kivitelű, mint az példaképpen a 170. ábrán látható. A nagy surlódó csillapítást adó felső gömbcsapágyazás helyett ugynevezett "késél" felfüggesztést alkalmaznak, ilyen van a RÁBA-OSzZsD forgóváznakban is. Ilyen esetekben a keresztirányú lengést külön csillapítók fékezik. A két-tősingás felfüggesztés tört-karakterisztikájáról már szoltunk.



169. ábra

Könnyen belátható, hogy a kétlépcsős rugózású forgóvázakkal úgy a függőleges, mint pedig a keresztirányú lengésvizonyok egyaránt kedvezően befolyásolhatók. Ezért a nagysebességű forgóvázak általában ilyen szerkezetiiek. Ezeknél pedig fokozott jelentősége van a kupos futófelület okozta sinusfutásnak, mint az oldalirányú lengések gerjesztőjének. Emeltem már, hogy a sinusfutás szempontjából előnyös a kerékpárok úgynevezett szoros vezetése. Vagyis annak biztosítása, hogy a kerékpárok csak a függőleges síkban végezzenek relativ elmozdulást vagy elfordulást a forgóvázkerethez képest. E cél megvalósítása érdekében számos találmány született különböző csapágyvezetékek megoldásokra; RÁBA forgóváznál a hengerdugattyus csapágyvezetési elvét valósították meg, korábbi Schlieren szabadalom alapján. Ennél az acélöntvényből készült szárnyas csapágytokra támaszkodó csavarrugók belsejében van kialakítva a dugattyus vezetés. A vezetöhenger a csapágytokra támaszkodik, a dugattyurud a forgóváz hossztartóra van felerősítve. A dugattyufej csuszó tömítéssel van ellátva, míg az alján levő furatok megengedik az olaj átáramlását. Ily módon kismértékű hidraulikus csillapítás is biztosítható. A hengertérben levő olaj fő funkciója azonban nem ez, hanem a vezetőfelületek jó kenése. Az aszimmetrikus berugózás-kor fellépő esetleges befeszülést a hengertalp alá helyezett gumi vagy fa alátét akadályozza meg. (171. ábra).

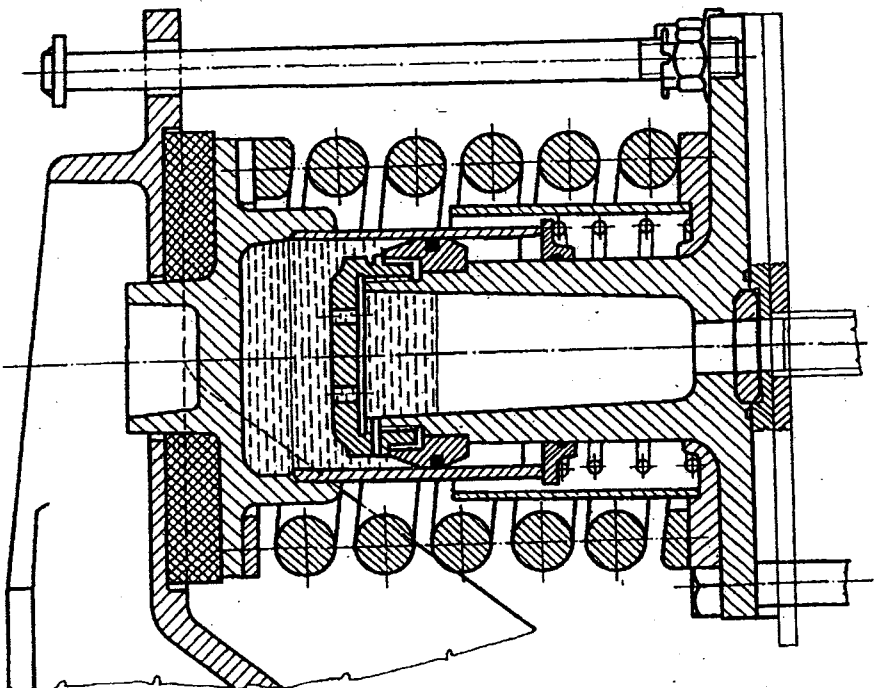
A szoros csapágyvezetékeknek még sok alternatívája alakult ki. Közülük két jellegzetes megoldást láthatunk a következő ábrákon.



170. ábra

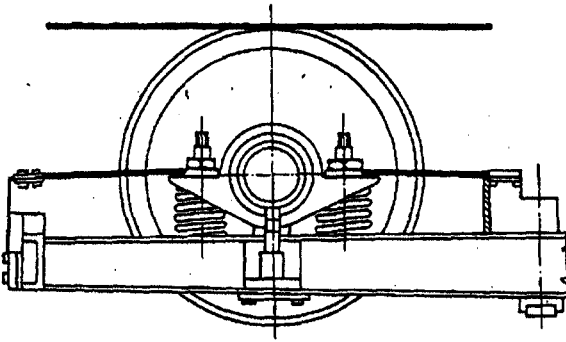
A 172. ábra egy gumirugós forgóváz futóművét mutatja, ahol a primér gumirugók egyben a csapágyvezetési feladatot is ellátják.

A 173. ábrán a MINDEN-DEUTZ forgóváz laplenkeres csapágyvezetési rendszere látható. Itt a hossztartóról lenyuló konzolokhoz elfordulás-mereven kapcsolt rugólapok vezetnek a csapágytokot, illetve ezen keresztül a kerékpárt. A belső rugólap minden horizontális síkban fekvő erőt átvisz, a külső rugólap csak a keresztirányú erőket, miután a függőleges rugólap a hosszirányú erők elől rugalmasan kitér. Ehhez a rendszerhez külön lengéscsillapítás szükséges.

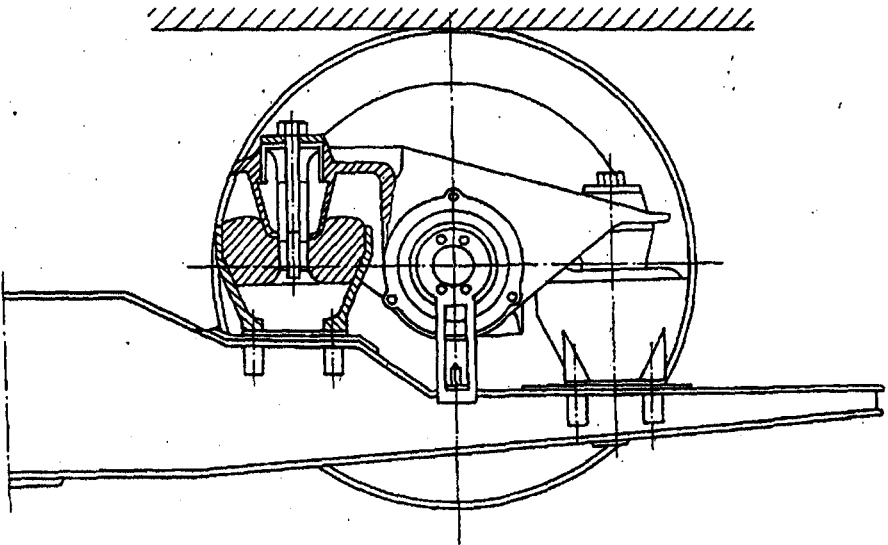


171. ábra

173. Abbr.



172. Abbr.



## 11. JÁRMŰVEK LENGÉSTANI VIZSGÁLATA

Mindenekelőtt emlékeznünk kell a "Rugózás" című fejezetben tett azon megállapításunkra, mely szerint a rugózásnak a pályagerjesztés okozta dinamikus hatásokat a jármű élettanilag kellemes (vagy legalább elviselhető) lengéseivé kell átalakítania. A Mechanika "Műszaki lengéstan" fejezetéből ismert, hogy rugalmas elemekből és mozgó tömegekből felépített rendszerekben sorozatos energiaátalakulások követik egymást. A mozgó tömeg mozgási energiával rendelkezik, amely például egy ráható rugóerő hatására változik. És viszont; a rugalmas elemekben potenciális energia halmozódik fel, amely ugyszintén részt vesz a kölcsönös energiaátalakulásban. Egy mechanikai lengőrendszernek tehát alapvető mozgó tömegei és rugalmas elemei, vagyis energiatárolói vannak, amelyek között lehetséges az energiák áramlása, illetve átalakulása. Látni fogjuk, hogy a jármű - mint lengőrendszer - talán túlzottan is megfelel ennek a követelménynek, mert igen sok egymással különféle kapcsolatban levő és rugózott elmozdulási lehetőséggel bíró tömege van.

A mechanikában tanultak szerint tehát egy jármű többszabadságfokú lengőrendszert alkot. Egy ilyen sokszabadságfokú lengőrendszer dinamikai számítása roppant bonyolult, ezért célszerű egyszerűsítéseket kell bevezetnünk a modelljének kiválasztásakor. Ugyanakkor törekednünk kell a valóságos állapot minél jobb megközelítésére is, ez ellentétes követelményt jelent.

A járműnek - mint lengőrendszernek - modellezése tehát fontos és nehéz feladata a mérnöki gyakorlatnak. A gépi számítástechnika ma már lehetővé teszi sokszabadságfokú lengőrendszerek számítással történő vizsgálatát.

Tudnunk kell, hogy a probléma nemcsak a szabadságfokok számában rejlik, hanem abban is, hogy a rendszer mozgásviszonyai lineáris vagy nemlineáris differenciálegyenletekkel írhatók-e le. A nemlineáris rendszerek matematikai megoldása jóval bonyolultabb, bár itt is vannak új lehetőségeink; pl. az analóg számítógépek alkalmazása.

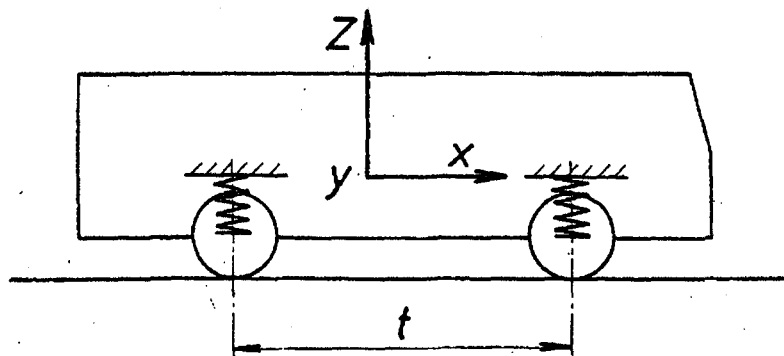
Továbbiakban mi csak lineáris-invariáns rendszereket fogunk vizsgálni, mivel a járművek túlnyomó többsége ilyen rendszernek tekinthető. Ezen

belül is csak az egyszerűbb modellek lengéstanai jellemzőit elemezzük, és csak utalni fogunk arra, hogy a valóságos bonyolult rendszernél milyen további problémák várhatók.

## 11.1 LENGÉSTANI MODELL MEGVÁLASZTÁSA

Előzőekből következik, hogy egy jármű lengéstanai méretezéséhez olyan dinamikai helyettesítő modellt kell előállítanunk, amely minden lényeges lengéstanai elemet és azok egymással való kapcsolódását magában foglalja. Jármű esetében a dinamikai modell igen sokféle lehet; bizonyos esetekben csak a rugókat, lengéscsillapítókat és a hozzájuk kapcsolt tömegeket tartalmazza, máskor viszont a tartószerkezet rugalmasságát is figyelembe veheti.

Minél egyszerűbb egy modell, annál könnyebb a lengéstanai számítás, ezért a modell megalkotásakor egyszerűsítő feltételezéseket teszünk általában. Ennek következtében persze a számítások eredményei eltérnek a valóságos járművel nyerhető eredményektől, amelyeket legtöbbször csak kísérleti mérésekkel lehet meghatározni. A mérések viszont költségesek, és egy még csak a terveken meglévő járművel végre sem hajthatók. A lengéstanai számítások ezért szükségesek, és még egyszerű modell figyelembevételével is sok értékes utmutatást nyújthatnak a konstrukció kialakításához és üzemeltetéséhez. Következőekben néhány egyszerű példán érzékeltetjük a lengéstanai modell megválasztásának alapjait.



174. ábra

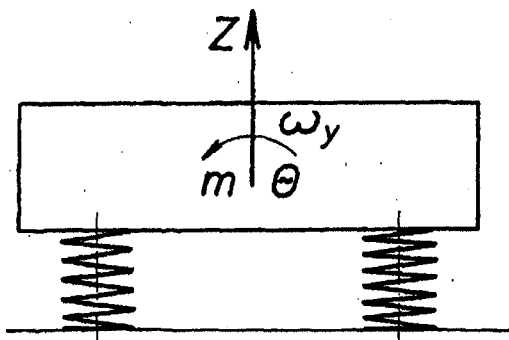


A 174. ábrán látható autóbusz felépítménye az  $(x - z)$  síkban kétféle mozgást végezhet:

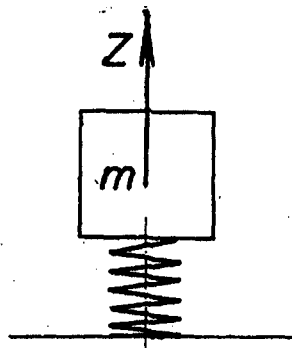
- Rugóin függőleges ( $z$  irányú) lengőmozgást,
- és ún. bólintó lengőmozgást (forgó lengést) az  $y$  tengelye (súlyponti keresztteengelye) körül.

Az  $m$  tömegű és  $\Theta$  tehetetlenségi nyomatéku kocsiszekrény tehát 2 szabadságfokú lengőrendszert alkot, amelynek modellje a 175. ábrán látható.

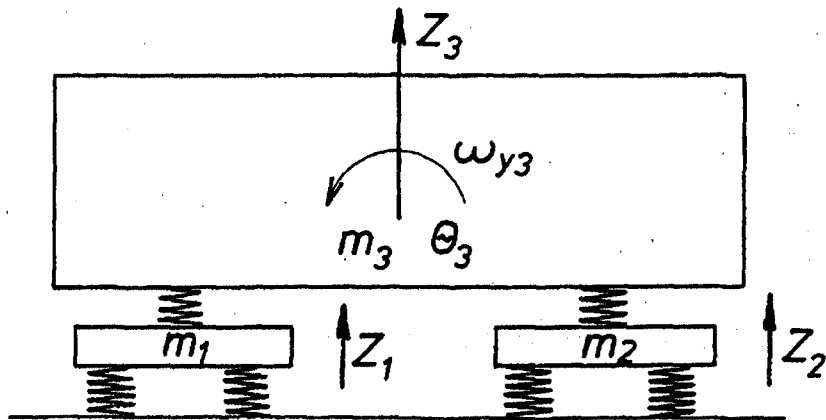
Bizonyos esetekben feltételezhető, hogy a kocsitest csak függőleges irányú lengéseket végez, forgólengést nem. (Pl. olyan hullámos úton haladáskor, amelynek hullámhossza a "t" tengelytávval megegyező nagyságú.) Ilyenkor a dinamikai modell egyszabadságfokúnak választható. (176. ábra)



175. ábra



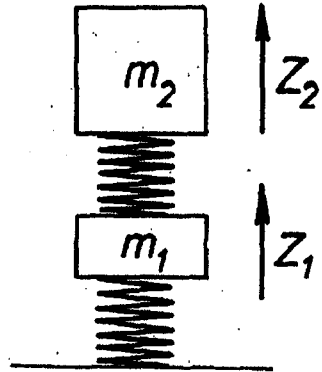
176. ábra



177. ábra

Ha viszont egy forgóvázás vasuti kocsit vizsgálunk, ott a 177. ábra szerinti modellel kell dolgoznunk, és az 4 szabadságfoku: (Amennyiben a forgóvázkeretek "bólintó" mozgásától eltekintünk.)

- $m_1$  forgóvázkeret leng függőleges irányban
- $m_2$  forgóvázkeret leng függőleges irányban
- $m_3$  kocsiszekerény leng függőleges irányban.
- $\ominus$  tehetetlenségi nyomatéku kocsiszekerény forgólengést végezhet az  $y$  tengely körül.



178. ábra

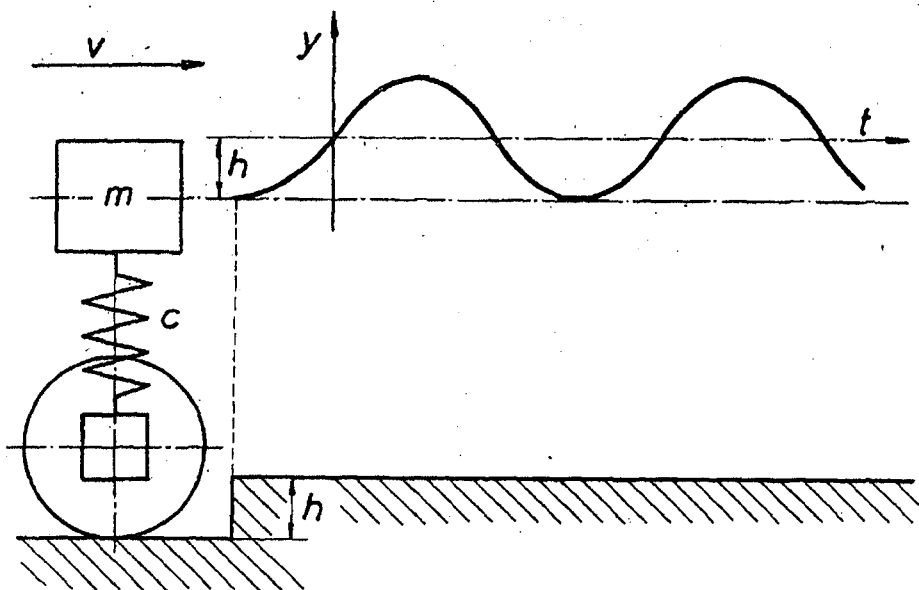
Itt is feltételezhetjük a "t" tengelytáv és a sínpálya hullámhosszának egybeesését, ez esetben 2 szabadságfokúvá egyszerűsödik a modell (178. ábra).

Felsorolt néhány egyszerű példát jól átgondolva látnunk kell, hogy egy valóságos jármű bonyolult, sokszabadságfoku lengőrendszert alkot. Az általunk választott modellnek minél jobban meg kell ezt közelíteni, ez esetben azonban a megoldás nagy matematikai nehézségekbe ütközik. Ezért a tervezőmérnök - a számítógép adta lehetőségek ellenére - mindig kompromisszumos megoldást kénytelen választani.

Sok esetben azonban - mint már említettem - a legegyszerűbb modell is értékes felvilágosításokat nyújthat a jármű lengéstanai tulajdonságait illetően. Ennek előrebocsátása után vizsgáljunk meg néhány egyszerű lengéstanai járműmodellt, és lengési eseteket.

## 11.2 A JÁRMŰ EGYSZABADSÁGFOKÚ CSILLAPÍTÁS NÉLKÜLI MODELLEL TÖRTÉNŐ HELYETTESÍTÉSE

Képzeljük el egy 2-tengelyes jármű lengéstanai modélljét a 179. ábra szerint, és haladjon át ez a modell a jelölt pályaugráson. Ha a rendszerben nincs csillapítás, és az ugynevezett tranziens folyamat után figyeljük meg a kialakult lengést, úgy azt tapasztaljuk, hogy a pillanatnyi kitérés az  $y = h \cdot \sin(\omega t)$  függvénnyel írható le.



179. ábra

Ezzel az 1. feladatot már megoldottuk; elkészítettük az  $m$  tömeg  $y$  irányu mozgásának matematikai leírását.

A 2. feladatunk: A lengésképet függvénykapcsolatba hozni a jármű szerkezeti (fizikai) jellemzőivel.

Mindenekelőtt rögzítsük, hogy a továbbiakban a fajlagos rugóbesüllyedést  $\frac{\text{cm}}{\text{N}}$  mértékegységgel, a tömeget pedig kg mértékegységgel fogjuk alkalmazni, az SI értelmezése szerint.

Az SI mértékrendszerre történő áttérés bizonyos fokig zavarja a korábbi műszaki mértékrendszerben kialakult lengéstani jellemzők értékeinek felhasználását. Így például szakkönyveinkben a fajlagos rugóbesüllyedés általában  $\frac{\text{cm}}{\text{kp}}$  mértékegységben, az újabb irodalomban viszont  $\frac{\text{cm}}{\text{daN}}$ -ban, vagy  $\frac{\text{mm}}{\text{daN}}$ -ban van megadva. Legcélszerűbb ezeket  $\frac{\text{cm}}{\text{N}}$  mértékegységre átszámítanunk a következő összefüggések alapján:

$$1 \frac{\text{cm}}{\text{N}} = 0,102 \frac{\text{cm}}{\text{kp}} = 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{Mp}}$$

Térjünk vissza ezek után feladatunkhoz, vizsgáljuk meg az  $m$  tömeg  $y = h \cdot \sin \omega t$  függvénnyel leírt mozgását. Bármely időpillanatban érvényes, hogy

$$\begin{aligned} \text{a kitérés:} & \quad y = h \cdot \sin \omega t \\ \text{az } y \text{ irányú sebesség:} & \quad \dot{y} = h \omega \cos \omega t \\ \text{az } y \text{ irányú gyorsulás:} & \quad \ddot{y} = -h \omega^2 \sin \omega t \end{aligned}$$

Az  $m$  tömegre ható erők egyensúlyát kifejező mozgásegyenlet, az állandósult mozgásra:

$$m \ddot{y} + \frac{V}{c} = 0$$

Ez az állandó együtthatóju, lineáris, másodrendű és homogén differenciálegyenlet az állandósult lengőmozgás közben, a tömegre ható inerciaerő és a rugóerő egyensúlyát fejezi ki, csillapításmentes és gerjesztés nélküli ugynevezett "szabadlengés" esetére.

Általános megoldása pl.  $y = h \cdot \sin \omega t$  alakban kereshető:

$$-mh\omega^2 \sin \omega t + \frac{h}{c} \sin \omega t = 0$$

A lehetséges egyszerűsítést elvégezve:

$$-m\omega^2 + \frac{1}{c} = 0, \text{ amiből a rendszer ugynevezett}$$

sajátlengésének körfrekvenciája:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{1}{mc}} \left[ \frac{1}{s} \right]$$

Vagyis az így modellezett jármű önlengésszáma:

$$\nu_0 = \frac{1}{2\pi \cdot \sqrt{m \cdot c}} \quad [\text{Hz}]$$

Egy teljes lengésének lengésideje:

$$T = \frac{1}{\nu_0} = 2\pi \sqrt{m \cdot c} \quad [\text{s}]$$

A járművek lengéstanai jellemzőjeként legáltalánosabban a saját körfrekvenciát ( $\omega_0$ ), illetve az önlengésszámot ( $\nu_0$ ) használjuk. Látható, hogy

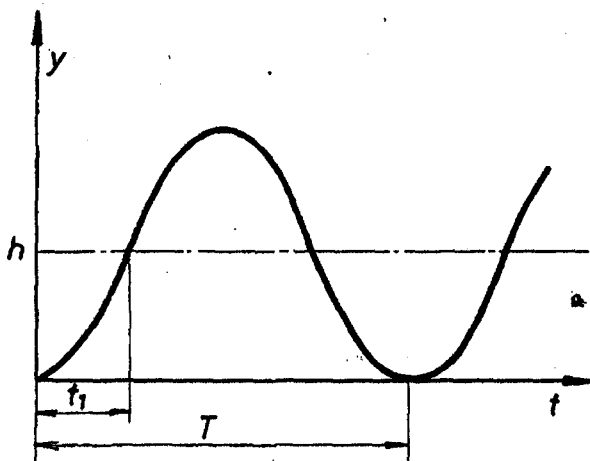
ezek két alapvető fizikai szerkezeti jellemző függvényei: A rugózott tömeg nagyságától és a fajlagos rugóbesüllyedéstől függenek.

Vizsgáljuk meg ezek után, miért legfontosabb egy jármű lengéstartani jellemzése szempontjából az önlengésszám?

Legyen a feltételezett pályagerjesztés továbbra is az ábra szerinti ugrásfüggvény. Most azonban nézzük az átmeneti mozgásállapotot is. Vagyis az átmeneti függvényt, amely a korábban tanultak alapján

$$y = h(1 - \cos \omega_0 t)$$

Ábrázoljuk ezt az átmeneti függvényt, amely a jármű tömegközéppontjának pályáját írja le "h" pályaugráson áthaladáskor (180. ábra).



180. ábra

$$y(t_1) = h; \omega_0 t_1 = \frac{\pi}{2}$$

A nyugalmi állapotból a lengési folyamatba történő átmenet ideje itt  $t_1$  idővel jellemezhető, és előzőekből ennek nagysága:

$$t_1 = \frac{\pi}{2 \omega_0}$$

Következésképpen minél kisebb a saját körfrekvenciája a járműnek, annál jobban elhúzódik időben az átmenet. Ugy is jellemezhetjük ezt a

körülményt, hogy minél lágyabb rugózásu a jármű, annál elnyújtottabb az átmeneti függvénye.

Érezhető, hogy a lágyabb rugózásu jármű rugózott tömegének gyorsulása is kisebb.

Bizonyítsuk ezt az átmeneti függvény deriválásával:

$$y = h(1 - \cos \omega_0 t) = h - h \cos \omega_0 t$$

$$\dot{y} = h \omega_0 \sin \omega_0 t$$

$$\ddot{y} = h \omega_0^2 \cos \omega_0 t$$

Következésképpen a  $t = 0$  időpontban, vagyis a "ráfutáskor" bekövetkező maximális gyorsulás:

$$\ddot{y}_{\max} = h \cdot \omega_0^2$$

Természetesen ugyanezt az eredményt kapjuk a már állandósult lengésre is, amelyet az előzőekben  $y = h \sin \omega_0 t$  függvénnyel írtunk le:

$$\ddot{y}_{\max} = -h \omega_0^2 \quad (\text{A negatív előjel kizárólag a}$$

kezdeti feltételekben jelent eltérést, az abszolút értékek azonosak.)

### 11.3 EGYSZABADSÁGFOKÚ CSILLAPÍTÁS NÉLKÜLI JÁRMŰMODELL PERIÓDIKUS GERJESZTÉS ESETÉN

Periodikus gerjesztő hatásra jellemző, hogy az őt leíró függvény teljesíti az

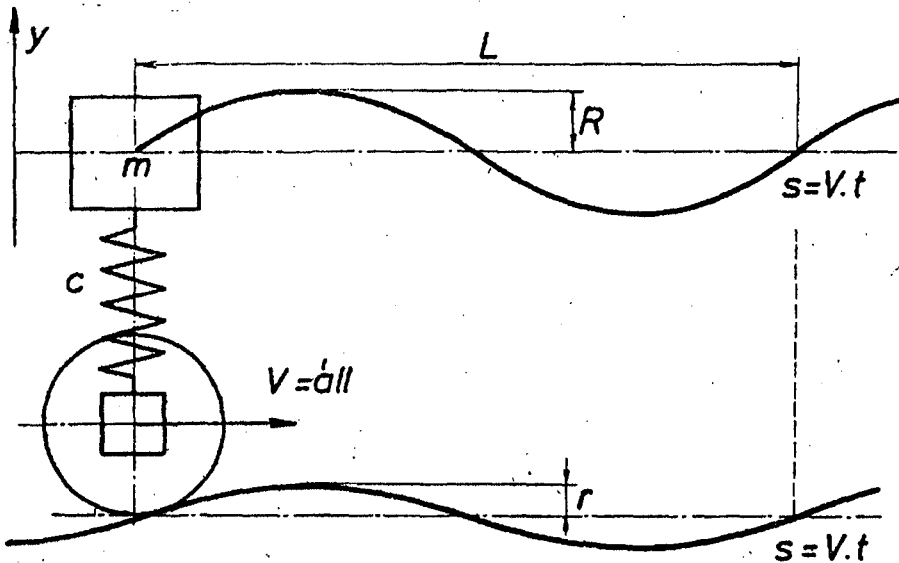
$$f(t) = f(t + T) \text{ azonosságot, melyben}$$

$T$  - az ugynevezett periódusidő.

A periodikus függvények egy külön csoportját képezik a harmonikus függvények, amelyek matematikai kezelhetőség szempontjából igen ked-

vezőek. Továbbiakban ezért harmonikus gerjesztőfüggvényekkel fogunk dolgozni, bár nem ezek alkotják kizárólag a valóságos pályagerjesztést. Indokolható ez azzal a matematikai ténnyel is, hogy minden szakaszonként folytonos és differenciálható, korlátos és periódikus függvény előállítható Fourier-sor alakjában, tehát sinuszos és cosinuszos függvények összegeként.

Vizsgáljuk ezek után a 181. ábra szerinti modellt, amely állandó sebességgel halad végig az  $f(t) = r \cdot \sin \omega t$  függvénnyel leírható pályán.



181. ábra

A  $(c, m)$  lengőrendszerre felírható mozgásegyenlet:

$$m\ddot{y} + \frac{V}{c} = \frac{f(t)}{c} = \frac{r}{c} \sin \omega t$$

ahol a jobb oldalon levő  $\omega$  = a gerjesztés körfrekvenciája. Legyen a sinuszos pálya hullámhossza  $L$ , akkor a gerjesztés körfrekvenciája:

$$\omega = 2\pi \frac{V}{L} \left[ \frac{1}{s} \right]$$

( $V$  sebesség természetesen  $\frac{m}{s}$ -ban, az  $L$  hullámhossz  $m$ -ben helyettesítendő.)

Tételezzük fel, hogy az inhomogén egyenlet egy partikuláris megoldása:

$$y = R \sin(\omega t)$$

ezt visszahelyettesítve:

$$-mR\omega^2 \sin \omega t + \frac{1}{c} R \sin \omega t = \frac{r}{c} \sin \omega t$$

Osszuk végig  $m$ -el és egyszerűsítsünk:

$$-R\omega^2 + \frac{R}{m \cdot c} = \frac{r}{m \cdot c} \quad \text{vagyis}$$

$$-R\omega^2 + R\omega_0^2 = r\omega_0^2. \quad \text{Ezt rendezve:}$$

$$R\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right) = r$$

Az ut-nagyítás függvényt bevezetve:

$$N = \frac{R}{r} = \left| \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}} \right| = \left| \frac{1}{1 - \xi^2} \right|$$

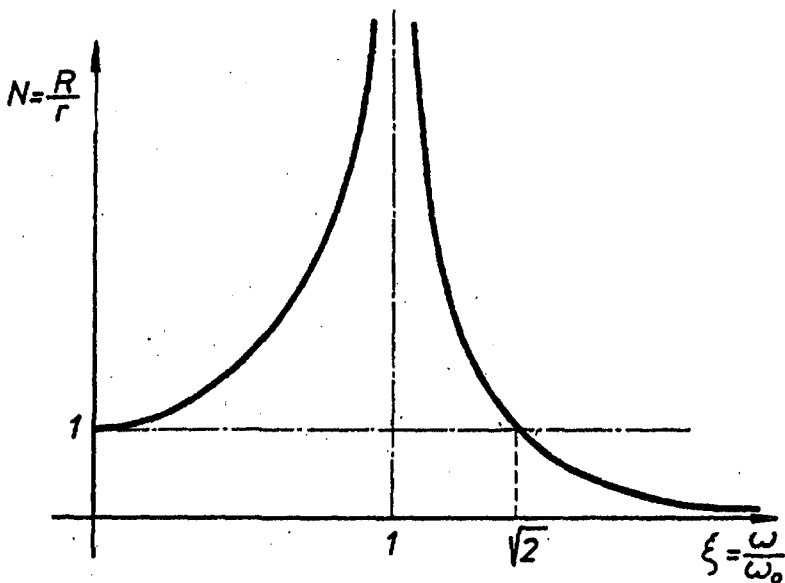
Az  $m$  tömeg lengésének  $R$  amplitúdója tehát az  $\frac{\omega}{\omega_0}$  frekvenciaviszony

függvényében aránylik a pályagerjesztés  $r$  amplitúdójához. A nagyításfüggvényt látjuk a 182. ábrán.

A nagyításfüggvény menete világosan mutatja az önfrekvencia és a gerjesztőfrekvencia ismeretének szükségességét. A  $\xi = 1$  helyen ugyanis rezonanciaveszély van, a legkisebb  $r$  gerjesztőamplitúdó is végtelen nagy  $R$  járműlengésekhez vezethet. Természetesen csak elvileg, mert a lengések általában korlátok közé vannak szorítva, viszont törés, vagy egyéb káros jelenség bekövetkezhet. Szerencsére a rezonancia kifejlődéséhez meghatározott idő szükséges, és különben is tartalmaz a rendszer csillapítást, amelyről későbbiekben még lesz szó.

Továbbiakban vizsgáljuk meg konkrét példákon a feltételezetten szinuszos formájú utgerjesztés  $L$  hullámhosszágának és a jármű  $\gamma_0$  önfrek-





182. ábra

venciájának hatását az amplitudó-nagyítás függvényre. Előzőekben tárgyaltaiból következik, hogy ez esetben a gerjesztés körfrekvenciája:

$$\omega = \frac{2\pi}{3,6} \cdot \frac{V}{L} = 1,745 \cdot \frac{V}{L} \left[ \frac{1}{s} \right]$$

ahol:  $V$  - a jármű sebessége km/ó-ban,  
 $L$  - a pálya hullámhossza méterben.

A jármű sajátkör-frekvenciája - mint láttuk - :

$$\omega_0 = 2\pi \cdot \nu_0 = \frac{1}{\sqrt{m \cdot c}}$$

A jármű rezonanciasebessége, az  $\omega = \omega_0$  feltételből határozható meg:

$$\omega_0 = 1,745 \cdot \frac{V}{L} \text{ tehát: } V_R = \frac{L\omega_0}{1,745} \left[ \frac{\text{km}}{\text{ó}} \right]$$

A 182. ábrán szemléletesen is igazolódik, hogy a legkedvezőbb futási tartomány az  $1 > N > 0$  tartományban van.

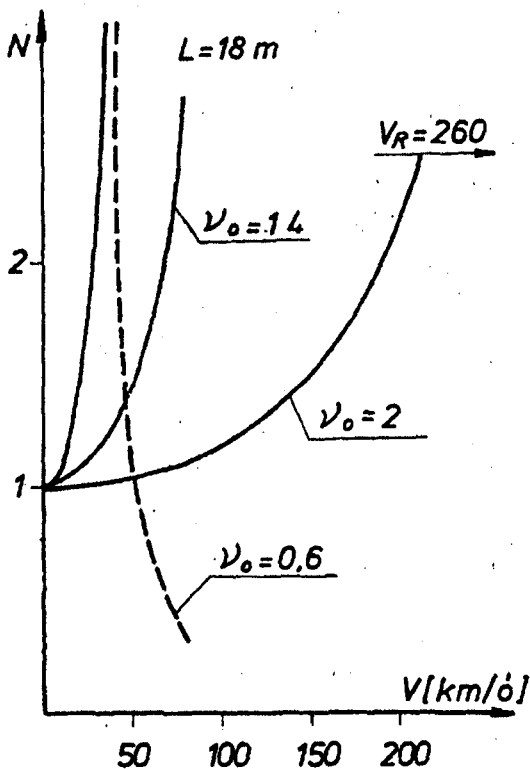
Ennek alsó határsebessége:

$$V^* = \sqrt{2} \cdot V_R$$

Ha például vasuti járműtipusokra készítünk egy ellenőrző számítást, akkor

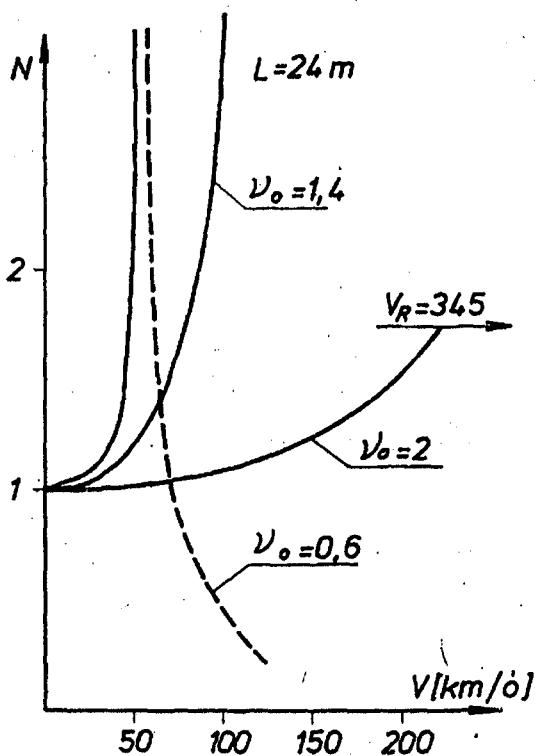
1. Teherkocsira  $\nu_0 = 2 \text{ Hz}$
2. Acélrugózású személykocsira  $\nu_0 = 1,4 \text{ Hz}$
3. Légrugózású személykocsira  $\nu_0 = 0,6 \text{ Hz}$

vehető fel. Mindhárom kocsitípust egy  $L = 24 \text{ m}$  hullámhosszúságu és egy  $L = 18 \text{ m}$  hullámhosszúságu pályán vizsgáljuk.



183. ábra

Számításunk eredményeképpen kapott amplitudónagyítási ( $N$ ) függvények a 183. ábrán és a 184. ábrán láthatók. Figyeljük meg, hogy a 24 m-es hullámhosszú pályán a teherkocsi 120 km/ó sebességig a rezonanciasáv alatt marad, az acélrugós személykocsi viszont 100 km/ó fölötti sebességnél már a rezonanciatartományban fut.  $L = 18$  m-es hullámhosszú pályán még rosszabb a helyzet, itt 80...90 km/ó sebességnél alakul ki az acélrugózású személykocsi rezonanciája. Megjegyzem, hogy ezt a körülményt számos lengésmérésünk is igazolta már.



184. ábra

Nagysebességű személykocsi futási tulajdonságainak javítása ezért elsősorban a rugózás lágyításával, vagyis a jármű önfrekvenciájának csökkentésével lehet eredményes. Ez esetben ugyanis 40...50 km/ó-ra csökkenthető a rezonanciassebesség, vagyis a nagysebességű üzem már a következő futási tartományba esik. Ezt láthatjuk a 183. és 184. ábrákon, a légrugózású kocsi nagytárfüggvényén.

Közuti járművek esetében azonos a helyzet, a rugózás lágyításával elérhető, hogy a rezonanciasebesség kisebb sebességtartományba kerüljön és így - megfelelő csillapítás esetén - ne okozzon lengéstani problémákat.

## 11,4 A LENGÉSCSILLAPÍTÓ HATÁSOK VIZSGÁLATA

Az előzőekben vizsgált egyszabadságfoku modellnél következetesen csillapításmentes lengést tételeztünk fel. Valóságos járműveinknél mindig vannak csillapító hatások, amelynek következtében a lengőrendszerből energiát vonunk el és alakítunk hővé. A csillapító hatás lehet csillapítóerő, csillapító nyomaték, belső anyagsurlódás stb.

A csillapítóerő lehet állandó nagyságu, például surlódóerő. A csillapító surlódóerő vektormennyiség, amelynek nagysága nem függ a lengés sebességétől, iránya egyezik a lengésiránnyal, értelme viszont ellentétes a pillanatnyi sebességvektor értelmével. A surlódó csillapítóerő a matematikából ismert signum függvényel kifejezve:

$$F_s = - S \cdot \operatorname{sgn} V$$

Egy surlódó csillapítással rendelkező egyszabadságfoku modell mozgásegyenlete tehát:

$$m\ddot{y} + \frac{y}{c} - S \cdot \operatorname{sgn} \dot{y} = 0.$$

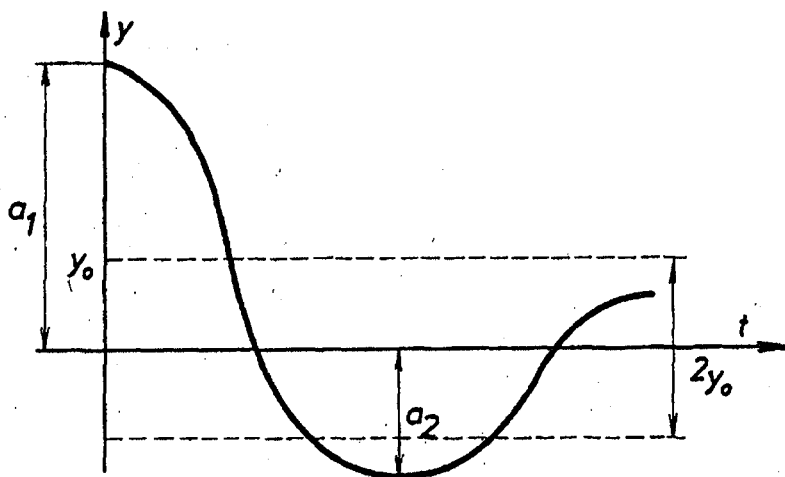
A surlódóerő kifejezhető a fajlagos rugóbesüllyedéssel:

$$S = \frac{y_0}{c}$$

Vagyis a "Rugózás" fejezetben is említett érzéketlenségi sáv fél szélessége:  $y_0 = S \cdot c$ .

A kitérített, majd magára hagyott rendszer egymást követő amplitúdói  $2y_0$  értékkel csökkennek. (185. ábra)

$$a_2 = a_1 - 2y_0.$$



185. ábra

Ha tehát a kitérés amplitudója kisebb mint  $3y_0$ , akkor a lengés a következő fordulópont után befejeződik, és a tömeg a  $2y_0$  érzéketlenségi sávban bárhol megállhat. Ez a laprugós rendszerek egyik legnagyobb hátránya, a bizonytalanul változó keréknyomások miatt.

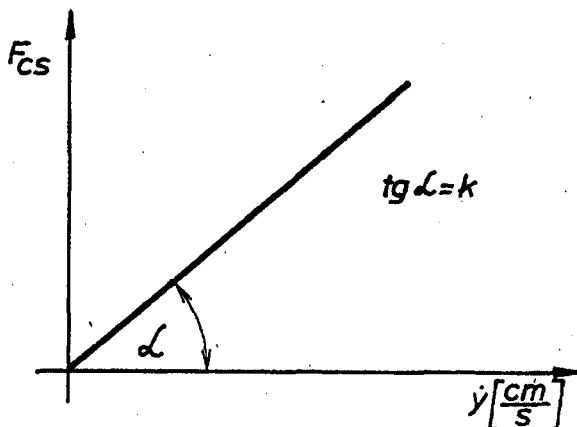
#### A sebességarányos csillapítás

Néhány ritka esetet kivéve, lengéstanilag előnyösebbek a sebességarányos csillapítók. Ezek közül mi csak az ugynevezett lineáris csillapítást vizsgáljuk, amelynek további előnye, hogy matematikailag könnyen kezelhető.

A csillapítóerő tehát  $F_{cs} = k \cdot v = k \cdot \dot{y}$  alakban fejezhető ki, ahol  $k$  - a fajlagos csillapítóerő, vagyis

$$k = \frac{F_{cs}}{\dot{y}} \quad \left[ \frac{N \cdot s}{cm} \right]$$

A csillapítás lineáris, tehát a karakterisztika a 186. ábra szerinti.



186. ábra

## 11.5 LINEÁRIS CSILLAPÍTÁSÚ EGYSZABADSÁGFOKÚ MODELL

Jelölése és kitérített helyzetéből történt elengedése utáni saját lengése a 187. ábra szerinti.

A rendszerre felírható egyenlet:

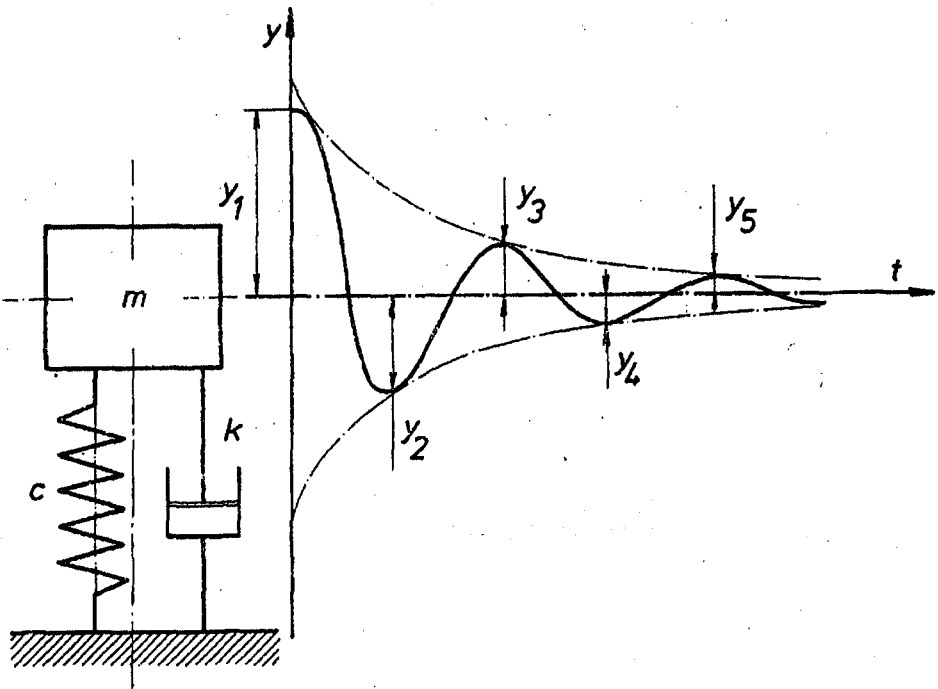
$$m\ddot{y} + k\dot{y} + \frac{y}{c} = 0$$

Ennek az állandó együtthatós lineáris, másodrendű és homogén differenciálegyenletnek a megoldása:

$$y = y_1 e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \cos \gamma^* t$$

$\gamma^*$  nem más, mint a csillapított rendszer saját körfrekvenciája, amely a csillapításmentes rendszer  $\omega_0$  saját körfrekvenciájából származtatható a következőképpen:

$$\gamma^* = \sqrt{\omega_0^2 - \left(\frac{k}{2m}\right)^2} = \omega_0 \sqrt{1 - D^2}$$



187. ábra

A differenciálegyenlet megoldása végül is két függvény szorzata:

Az  $y_1 \cdot e^{-\frac{k}{2m}t}$  exponenciális függvény a 187. ábrán pont-vonallal rajzolt burkológörbét írja le. A  $\cos \varphi t$ -vel való szorzás eredményeképpen alakul ki ebből a csökkenő amplitudójú, harmonikus lengőmozgás. Eddigiekből is kitűnik, hogy a  $k$  fajlagos csillapítóerő az amplitudók burkológörbéjét és a saját körfrekvenciát is változtatja.

Kritikusnak nevezzük a csillapítást akkor, ha  $\varphi = 0$  eredmény adódik, vagyis:

$$\omega_0^2 = \left(\frac{k}{2m}\right)^2 \quad \text{tehát} \quad \omega_0 = \frac{k}{2m}$$

illetve:

$$k_{kr} = 2m \omega_0$$

Ha a tényleges csillapítást erre a kritikus csillapításra vonatkoztatjuk, akkor kapjuk az ugynevezett Lehr-féle csillapítási tényezőt:

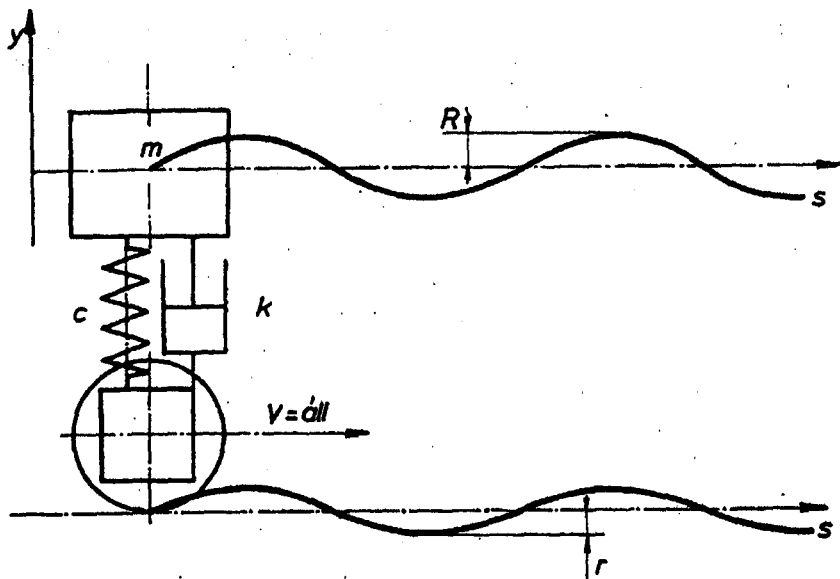
$$D = \frac{k}{k_{kr}} = \frac{k}{2m \omega_0}$$

Előzőekből következik, hogy ha  $D \geq 1$ , akkor nincs lengés, a rendszer tulcsillapított és a mozgás aperiodikus. Járműveknél általában a  $D < 1$  jellemzőjű csillapítás a kedvező.

### 11.6 EGYSZABADSÁGFOKÚ, LINEÁRIS CSILLAPÍTÁSÚ, HARMONIKUS FÜGGVÉNNYEL GERJESZTETT MODELL

A 188. ábrán látható lengőrendszerre felírható mozgásegyenlet a következő:

$$m\ddot{y} + k\dot{y} + \frac{y}{c} = \frac{r}{c} \sin \omega t + k(\omega)r \cos \omega t,$$



188. ábra

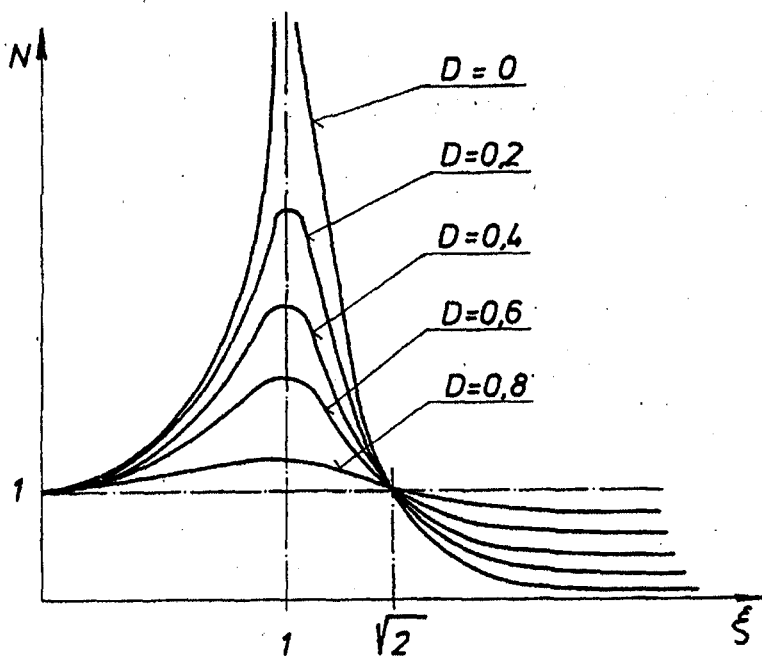


ahol a gerjesztés körfrekvenciája:  $\omega = 1,745 \frac{V}{L}$  az előzőekben foglaltak alapján.

A differenciálegyenlet megoldásával nyerhető ut-amplitudónagyítás függvény a következő:

$$N = \frac{R}{r} \sqrt{\frac{1 + 4D^2 \xi^2}{(1 - \xi^2)^2 + 4D^2 \xi^2}}$$

Az  $N(\xi)$  függvény menetét láthatjuk a 189. ábrán.



189. ábra

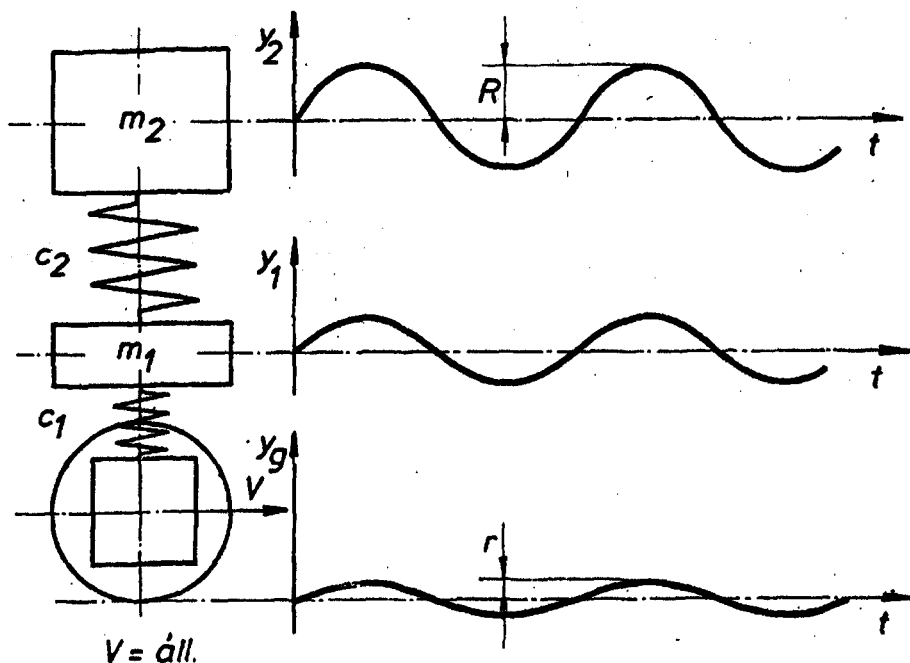
Figyeljük meg, hogy a  $\xi > \sqrt{2}$  tartományban a  $D = 0$ , esetben van a legmélyebben a nagyításfüggvény görbéje. A korábbiakban is említett ún. "kedvező futási tartományban" tehát a lehető legkisebb csillapítás adná a legjobb eredményt.

Egyszabadságfoku modellel helyettesíthető vasuti járművek függőleges rugózási rendszerének csillapítási tényezője általában  $D = 0,2 \dots 0,4$  értékű.

Tájékozódó jellegű ellenőrző vizsgálatokhoz egyszabadságfoku modellel helyettesíthetők a 2-tengelyes kocsik és az egylépcsős rugózású forgóvázakkal rendelkező vasuti járművek; teherkocsik, mozdonyok stb.

### 11.7 KÉTSZABADSÁGFOKÚ, CSILLAPÍTÁS NÉLKÜLI MODELL VIZSGÁLATA

Ilyen modellel helyettesíthetők gyors ellenőrző vizsgálatokhoz a 2-lépcsős rugózású forgóvázú járművek, ha csak a függőleges párhuzamos lengések szempontjából végezzük a vizsgálatokat. A modell a 190. ábra szerint jellemezhető:  $c_1$  a primér rugózás,  $c_2$  pedig a secunder rugózás fajlagos rugóbesüllyedése,  $m_1$  az elsődlegesen rugózott,  $m_2$  pedig a secunder rugókon nyugvó tömeg.



190. ábra

Mindenekelőtt a lengőrendszer saját-körfrekvenciáit kell meghatározni, mert - mint az előzőekben láttuk - ezek ismeretében sok fontos lengéstani következtetés vonható le.

A rendszer mozgásegyenletei:

$$m_1 \ddot{y}_1 + \frac{y_1}{c_1} - \frac{y_2 - y_1}{c_2} = 0$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + \frac{y_2 - y_1}{c_2} = 0$$

Rendezzük ezt az állandó együtthatójú, lineáris, másodrendű homogén differenciál egyenletrendszert a következő formába:

$$m_1 \dot{y}_1 + \left( \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} \right) \cdot y_1 - \frac{1}{c_2} y_2 = 0$$

$$m_2 \dot{y}_2 - \frac{1}{c_2} y_1 + \frac{1}{c_2} y_2 = 0$$

Keressük a megoldást

$$y_1 = A_1 \cos(\omega t) \text{ illetve } y_2 = A_2 \cos(\omega t) \text{ alakban.}$$

Ezeket differenciálva, behelyettesítve, egyszerűsítve és rendszerezve, a mozgásegyenlet a következő lesz:

$$\left( \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} - m_1 \omega_o^2 \right) A_1 - \frac{1}{c_2} A_2 = 0$$

$$- \frac{1}{c_2} A_1 + \left( \frac{1}{c_2} - m_2 \omega_o^2 \right) A_2 = 0.$$

Ennek a homogén, lineáris egyenletrendszernek csak akkor van a triviálisól eltérő megoldása, ha az egyenletrendszer determinánsa zérus:

$$D = \begin{vmatrix} \left( \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} - m_1 \omega_0^2 \right) - \frac{1}{c_2} & \\ -\frac{1}{c_2} & \left( \frac{1}{c_2} - m_2 \omega_0^2 \right) \end{vmatrix} = 0$$

A determináns kifejtésével kapjuk a rendszer karakterisztikus egyenletét:

$$\omega_0^4 \left[ \frac{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right] \omega_0^2 + \frac{1}{\frac{c_1 c_2}{m_1 m_2}} = 0$$

Ezt a negyedfoku egyenletet először  $\omega_0^2$ -re, majd  $\omega_0$ -ra megoldva, végül is a rendszer saját körfrekvenciáit kapjuk a következő formában:

$$\omega_{01,2} = \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}}{m_1} + \frac{1}{m_2} \pm \sqrt{\left( \frac{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)^2 - \frac{4}{\frac{c_1 c_2}{m_1 m_2}}} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

A rendszernek tehát két sajátkörfrekvenciája van, amelyek közül az alacsonyabb  $\omega_{01}$  általában a második rugólépcsőn lengő tömeg mozgására jellemző, a magasabban fekvő  $\omega_{02}$  sajátkörfrekvencia pedig a primér rugózott tömeg önlengésére. Korszerű forgóvázás személykocsik esetében az önfrekvenciák a következőképpen alakulnak:

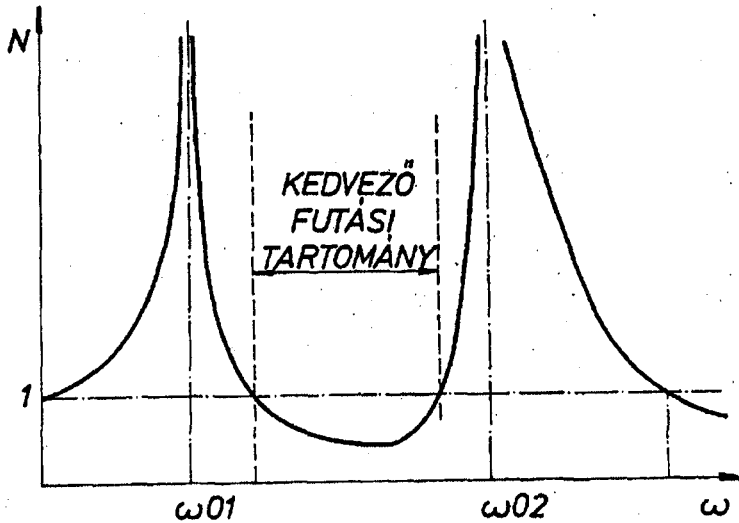
$$\nu_{01} = \frac{\omega_{01}}{2\pi} = 1,4 \dots 1,6 \quad [\text{Hz}]$$

$$\nu_{02} = \frac{\omega_{02}}{2\pi} = 6 \dots 8 \quad [\text{Hz}]$$

A sajátfrekvenciáknak, illetve körfrekvenciáknak igen nagy a jelentősége pl. a harmonikus jellegű gerjesztés esetére számítható amplitudónagyítás függvény alakulásában, mert

$$N = \left( \frac{R}{r} \right) = \frac{1}{(1 - \xi_1^2)(1 - \xi_2^2)}$$

ahol:  $\xi_1 = \frac{\omega}{\omega_{01}}$  és  $\xi_2 = \frac{\omega}{\omega_{02}}$  ismeretében a nagytartományú gerjesztés körfrekvenciájának függvénye, mint azt a 191. ábrán láthatjuk.



191. ábra

A "kedvező futási tartomány" tehát egyoldalról  $\omega_{01}$  csökkentésével, szélesíthető. Ennek gyakorlati megvalósítása, forgóvázás vasuti járműveknél a himbarugózás lágyításával, illetve a csapágyrugózás relatív keményítésével valósítható meg. Egy forgóvázás, kétlépcsős rugózású járműnél ez azt jelenti, hogy a  $c_1$  primér és a vele sorbakapcsolt  $c_2$  sekunder fajlagos rugóbesüllyedés eredőjéből, tehát az egész járműre vonatkoztatott összbesüllyedésből kisebb hányad jut a primér rugózásra és nagyobb hányad a sekunder rugózásra.

A csapágyrugózás részesedése:

$$\eta_1 = \frac{c_1}{c_1 + c_2} = 0,2 \dots 0,5$$

A himbarugózás részesedése:

$$\eta_2 = \frac{1}{c_1 + c_2} = 0,8 \dots 0,5$$

Rossz minőségű pályákon az ajánlott rugózásarány  $\eta_1 : \eta_2 = 0,5 : 0,5$  értékű, míg jó minőségű nagysebességű pályán a  $\eta_1 : \eta_2 = 0,2 : 0,8$  rugózásarány a kedvező. A rugózásarány kialakításában természetesen egyéb szempontok is közrejátszanak, így pl. a forgóvázkereket bólintó lengése, a csapágyvezetési rendszer konstrukciója stb.

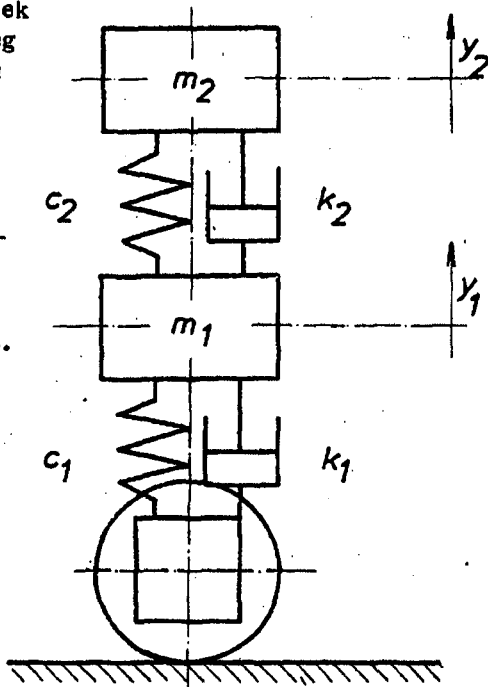
A függőleges párhuzamos lengések tárgyalásának befejezéseként meg kell említeni a kétszabadságfoku lineáris csillapítású modellt, amelyet a 192. ábrán láthatunk.

A felírható mozgásegyenletek a csillapítóerőt tartalmazó taggal bővülnek, és a két tömeg közötti "csatolásba" bekapcsolódik a  $k_2$  fajlagos csillapítóerővel jellemezhető sekunder csillapító is.

A differenciálegyenlet rendszer:

$$m_1 \ddot{y}_1 - k_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + k_1 \dot{y}_1 - \frac{y_2 - y_1}{c_2} + \frac{y_1}{c_1} = 0$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + k_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + \frac{y_2 - y_1}{c_2} = 0$$



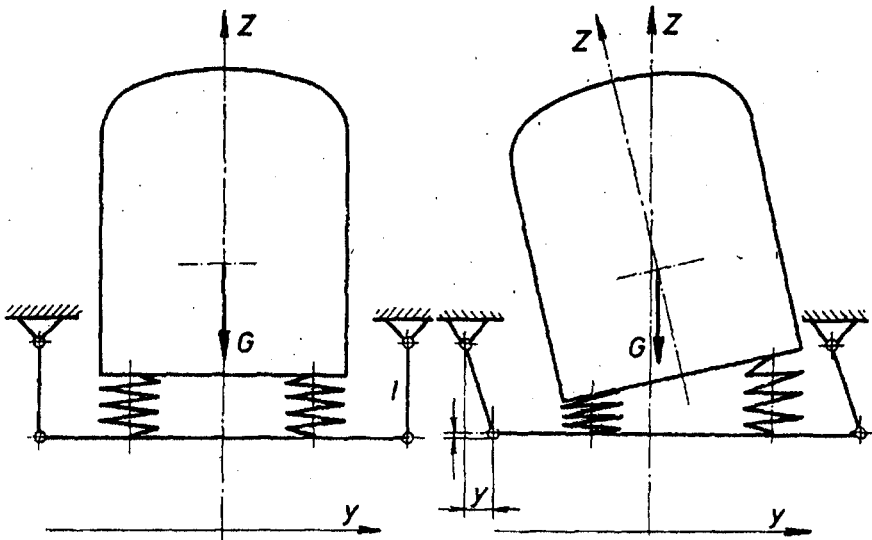
192. ábra

A megoldás digitális vagy analóg számítógéppel realizálható, a hagyományos módszerekkel rendkívül időtrábló.

## 11.8 A JÁRMŰVEK KERESZTIRÁNYÚ LENGÉSEI

Ha rátekintünk a 193. ábrán vázolt modellre, azonnal láthatjuk, hogy a járműtest keresztirányú lengéseivel is számolnunk kell, általában az ingás szekrényfelfüggesztés és a rugózáson való elbillenés lehetősége

miatt. Nyilvánvaló az is, hogy a jelölt ( $y - z$ ) síkban 3 szabadságfoku a rendszer: a kocsiszekrény súlypontja  $y$  és  $z$  irányokban el tud mozdulni, és ezenkívül elfordulhat e síkra merőleges  $x$  tengely körül. A lengőrendszer mozgásegyenletei felírhatók, majd ezekből a 3 saját körfrekvencia meghatározható. Ennek a kapcsolt lengőrendszernek vizsgálata azonban már nem feladata az üzemmérnökképzésnek. Egy lehetséges egyszerűsítéssel viszont célszerű megvizsgálunk az ingafelfüggesztésen bekövetkező keresztirányú lengés jellemzőit. A 194. ábrán látható a modell, amely tehát ez esetben matematikai inga.



193. ábra

Ha ezt a "matematikai" ingát kis szögértékkel kitérítjük, akkor erre a helyzetére a következő nyomtatéki egyenlet írható fel, a felfüggesztési pontjára vonatkoztatva:

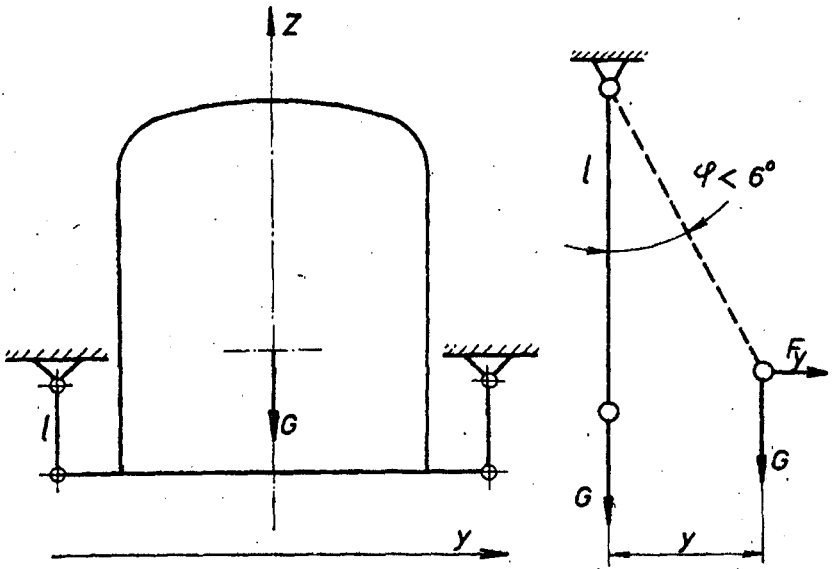
$$l \cdot F_y = y \cdot G \text{ vagyis a kitérített ingára ható visszatérítő}$$

erő nagysága

$$F_y = \frac{G}{l} y$$

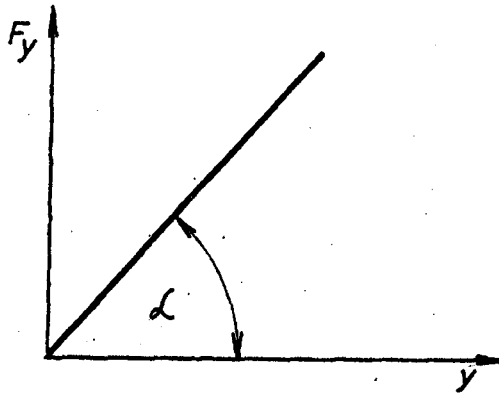
$l$  = inga hossza,

$G$  = a felfüggesztett tömeg sulya.



194. ábra

A már említett kis szögelfordulási tartományban tehát az ingára ható visszatérítőerő lineárisan arányos az  $y$  irányú kitéréssel. Az ingás felfüggesztés keresztirányú, lineáris karakterisztikájú rugózásnak tekinthető a 195. ábra szerint:



195. ábra



Vagyis a keresztirányú fajlagos "rugóelmozdulás":

$$c_k = \frac{l}{G} = \frac{l}{m \cdot g}$$

Az előzőekben láttuk, hogy egy egyszabadságfoku lengőrendszer saját körfrekvenciája

$$\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{m \cdot c}}$$

Ezzel analóg módon felírhatjuk az ingafelfüggesztésű rendszer saját körfrekvenciáját:

$$\omega_{ok} = \frac{1}{\sqrt{m \cdot c_k}} = \frac{1}{\sqrt{m \frac{l}{m \cdot g}}} = \sqrt{\frac{g}{l}}$$

A keresztirányú lengések önlengésszáma:

$$\nu_k = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l}}$$

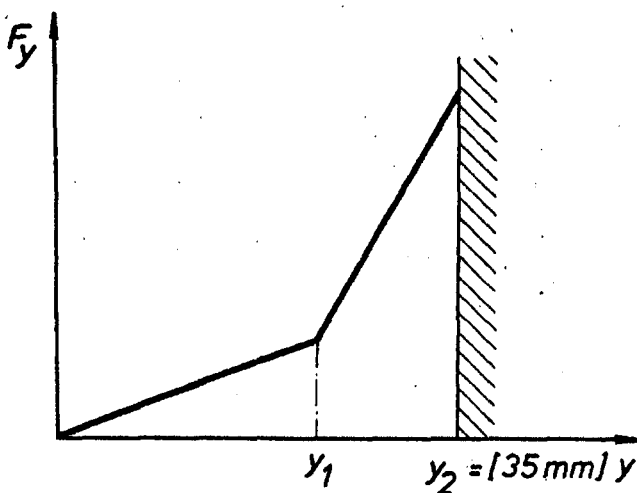
és végül a lengésidő:

$$T_k = \frac{1}{\nu_k} = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}}$$

Vagyis visszajutottunk a "matematikai inga" jól ismert lengésidejéhez. Vasúti járművek tulnyomó többsége ingafelfüggesztésű, ezért érdemes néhány gondolattal elemezni a kapott eredményeket.

A hosszú ingás felfüggesztés alacsony önlengésszámot eredményez, ez "lágú" keresztirányú rugózásnak felel meg. Itt is fennáll azonban a rezonanciaveszély, mégpedig a kupos futófelületű kerékpárok jól ismert sinusfutása mint gerjesztés okozataként. Miután pedig a sinusfutás frekvenciája közelítőleg lineárisan növekszik a jármű sebességével, célszerűnek látszik ezért is növelni az ingahosszat, vagyis csökkenteni a keresztirányú önlengésszámot. Legkomolyabb akadálya ennek az ivmenetben fellépő kompenzálatlan centrifugálerő okozta nagy keresztirányú elmozdulás, amely már csak úrszelvényproblémák miatt sem engedhető meg, nem is szólva a stabilitási kritériumról, amely szintén korlátozza a súlypont keresztirányú elmozdulását.

A megoldás egyik lehetséges módja az előző fejezetben tárgyalt kettős-ingás felfüggesztés lehet. Ennek tört karakterisztikája a középhelyzet körül alacsony önlengésszámot biztosít, majd meghatározott kitérés után megváltozik az önlengésszám (196. sz. ábra).



196. ábra

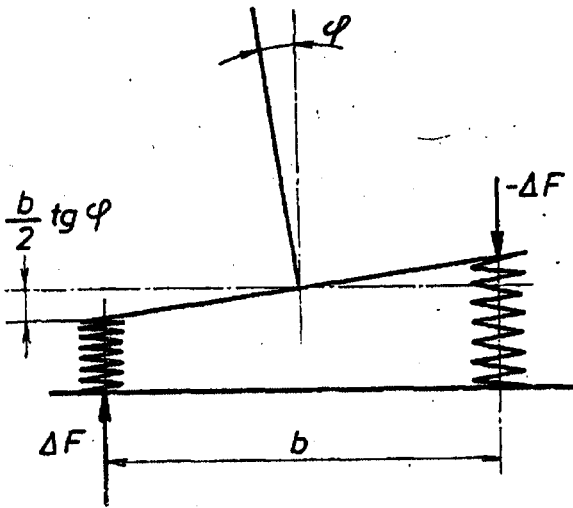
Az  $y_1$  kitérésnél bekövetkező karakterisztikatörés futásjósági szempontból nem kifejezetten kedvező. Ezért a legújabb törekvések a folyamatos nemlineáris karakterisztikájú keresztirányú rugózás kifejlesztésére irányulnak, elsősorban légrugózással.

### 11.9 A JÁRMŰ SZÖGSTABILITÁSA ÉS BILLEGÉSE

A lengéstani problémák közül még egyet kell kiemelni, az  $(y - z)$  síkban történő elfordulást, pontosabban az alátámasztó rugókon való elbillenést. A legegyszerűbb esetben: (197. ábra) oldalra billenés esetén a rugók visszatérő nyomatéka:

$$M = b \cdot \Delta F$$

$$\Delta F = \frac{b}{2} \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{1}{c} = \frac{b}{2c} \varphi$$



197. ábra

Tehát:

$$M_{\varphi} = \frac{b^2}{2c} \varphi$$

A fajlagos visszatérítő nyomaték:

$$m_{\varphi} = \frac{b^2}{2c} \left[ \frac{\text{Ncm}}{\text{radián}} \right]$$

Ennek reciproka a fajlagos elfordulás:

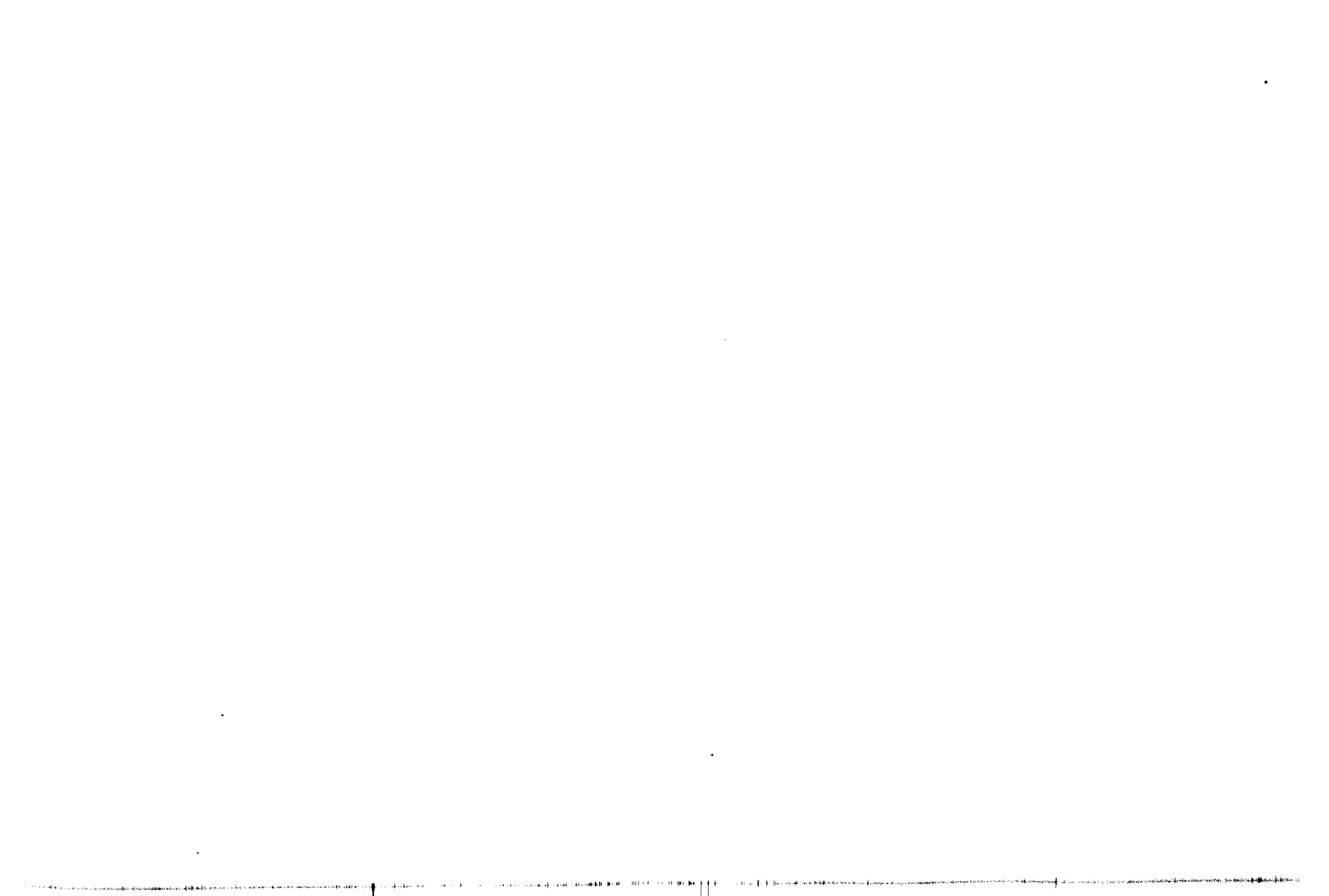
$$c_{\varphi} = \frac{1}{m_{\varphi}} = \frac{2c}{b^2} \left[ \frac{\text{radián}}{\text{Ncm}} \right]$$

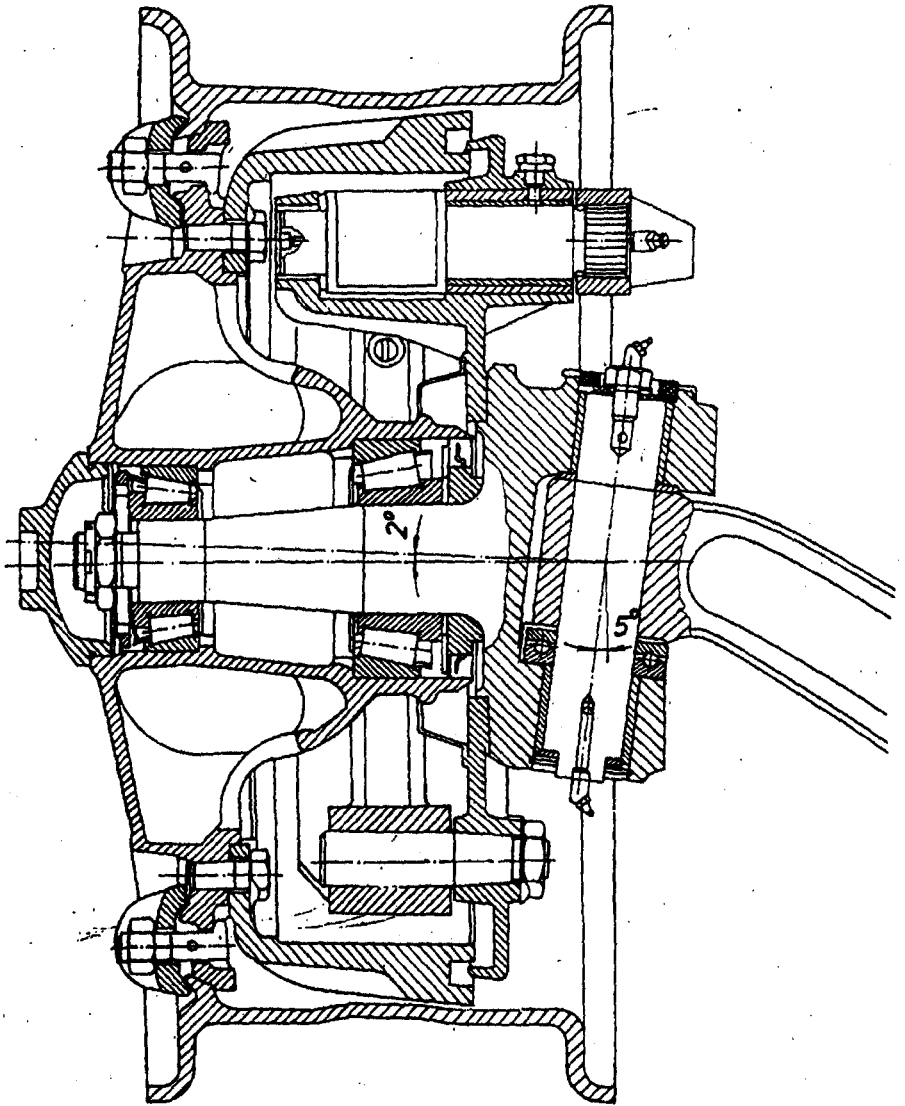
Meg kell jegyezni, hogy  $m_{\varphi}$  és  $c_{\varphi}$  fentiek szerint meghatározott értéke csak akkor pontos, ha az elfordulás a jármű súlypontján átmenő hossz tengely körül történik. Ez esetben az előzőekben már hivatkozott analógia szerint a forgó lengés (billegés) saját körfrekvenciája:

$$\omega_{\varphi} = \frac{1}{\sqrt{\theta_s \cdot c_{\varphi}}}$$

Ha a forgás nem a súlyponti hossz tengely körül történik, akkor  $\omega$  is és  $\theta_s$  értéke is változik. A súlypont alatti tengely körüli forgó lengést nevezik "támolygásnak".

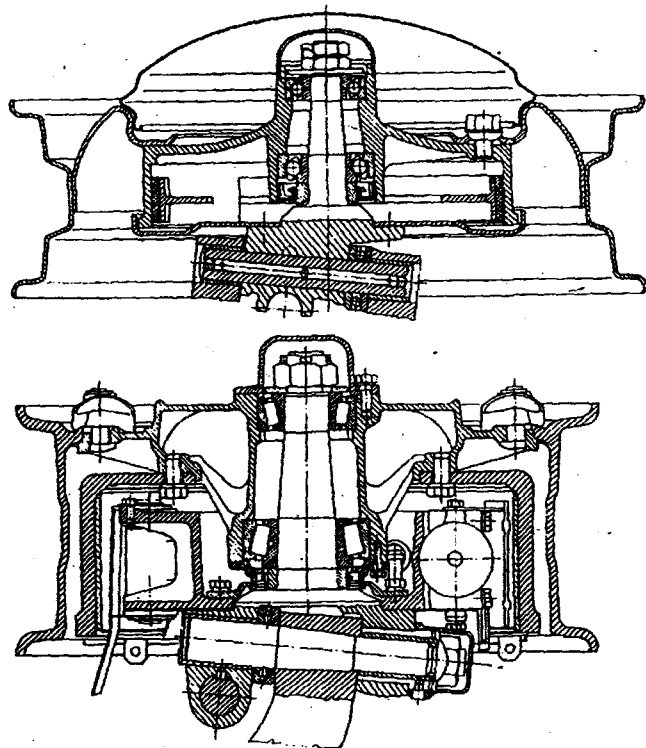
# FÜGGELÉK





198. ábra

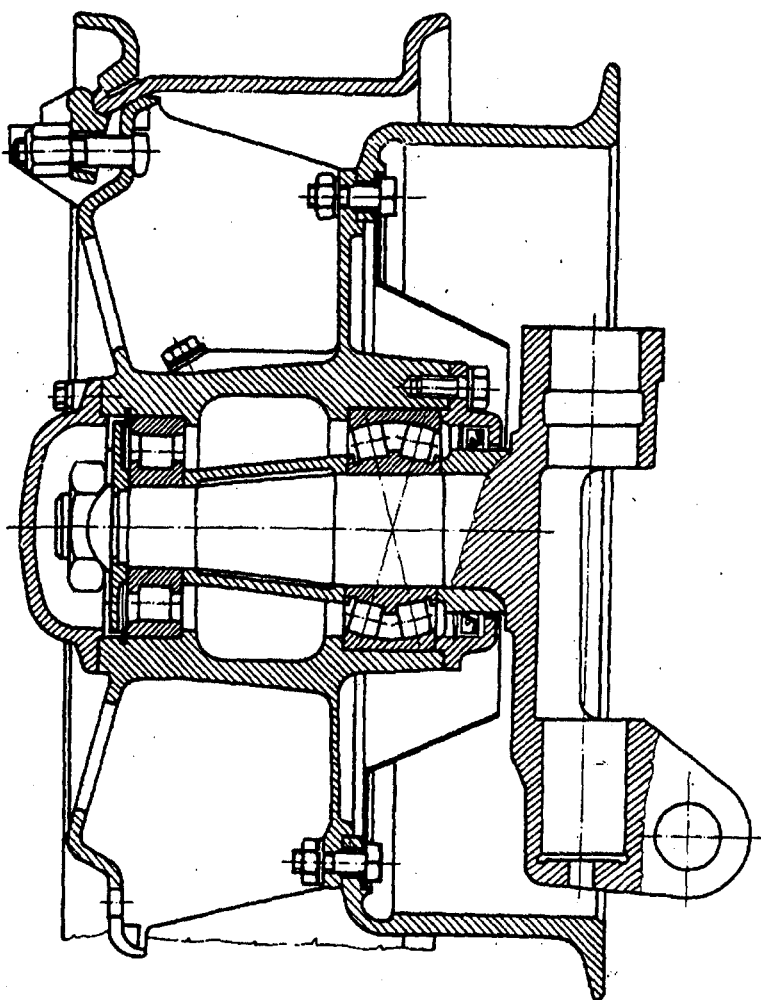
Merev mellsőtengelyes autóbusz kormányzott kerekének csapágyazása és felfüggesztése



199. ábra

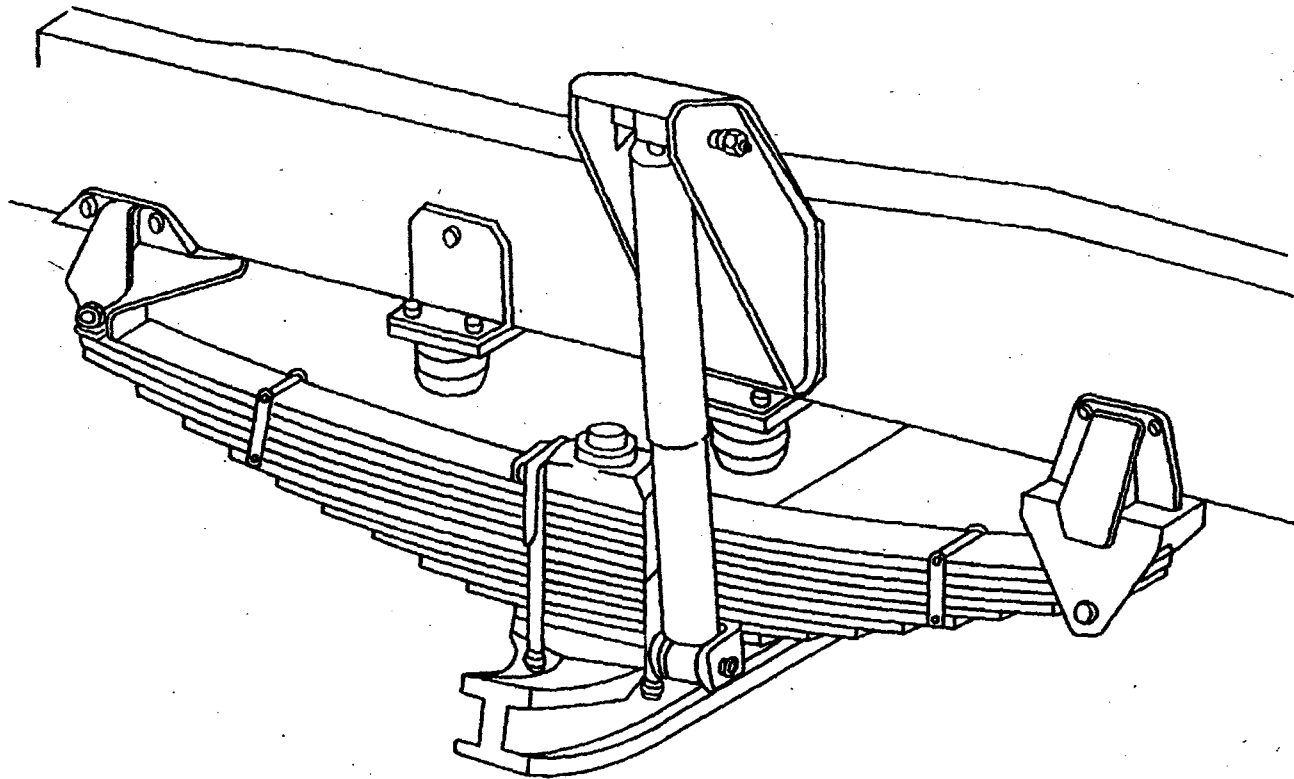
Kormányzott kerekek felfüggesztése és csapágyazása, személygépkocsinál ferde hatásvonalu golyóscsapággal, tehergépkocsinál kugörgős csapágyakkal





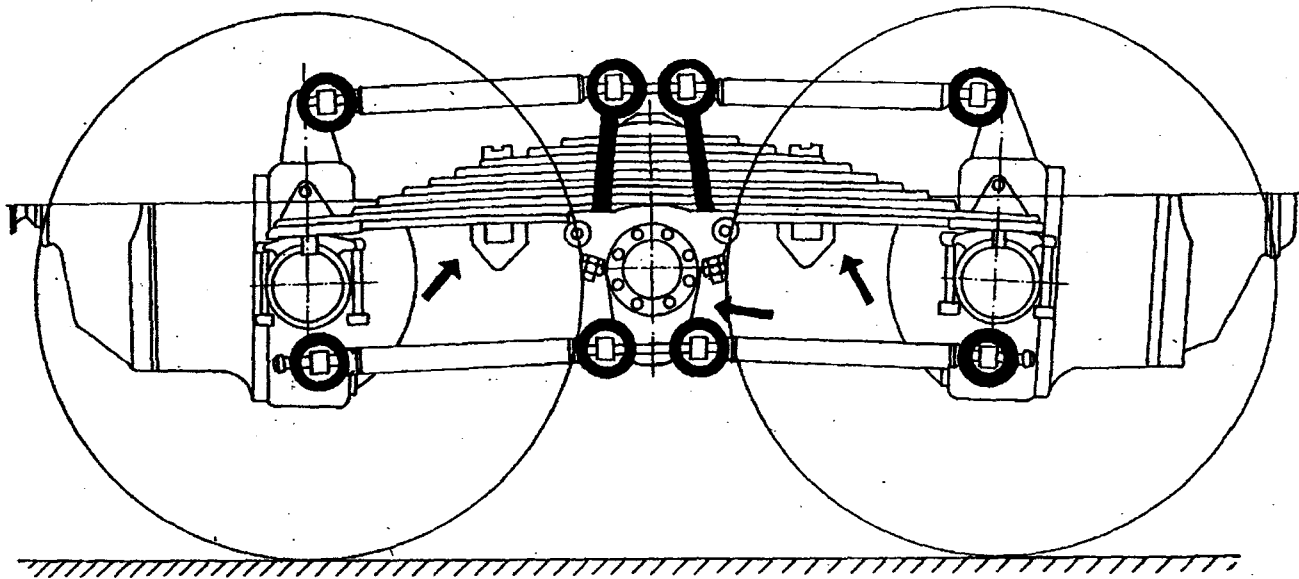
200. ábra

Nagyterhelésű kormányzott kerék csapágyazása önbeállító hordógörgős csapággal és hengergörgős csapággal

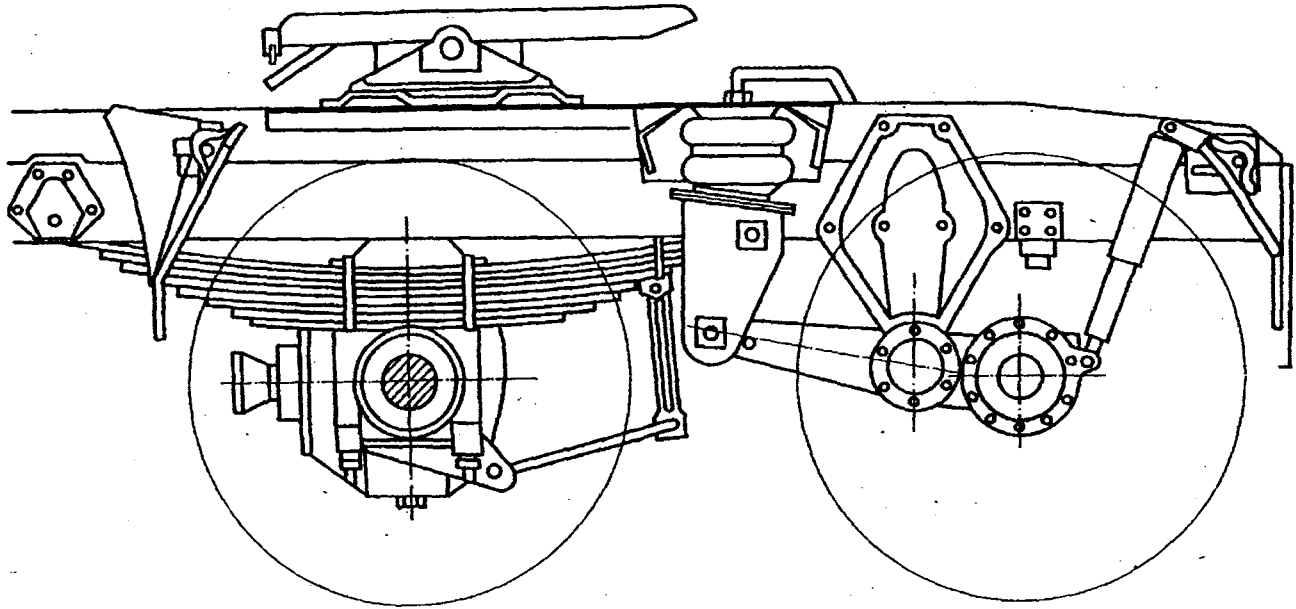


201. ábra

Tengelyelfüggesztés laprugóköteggel. Külön lengéscsillapító csökkenti a felépítmény lengéseit

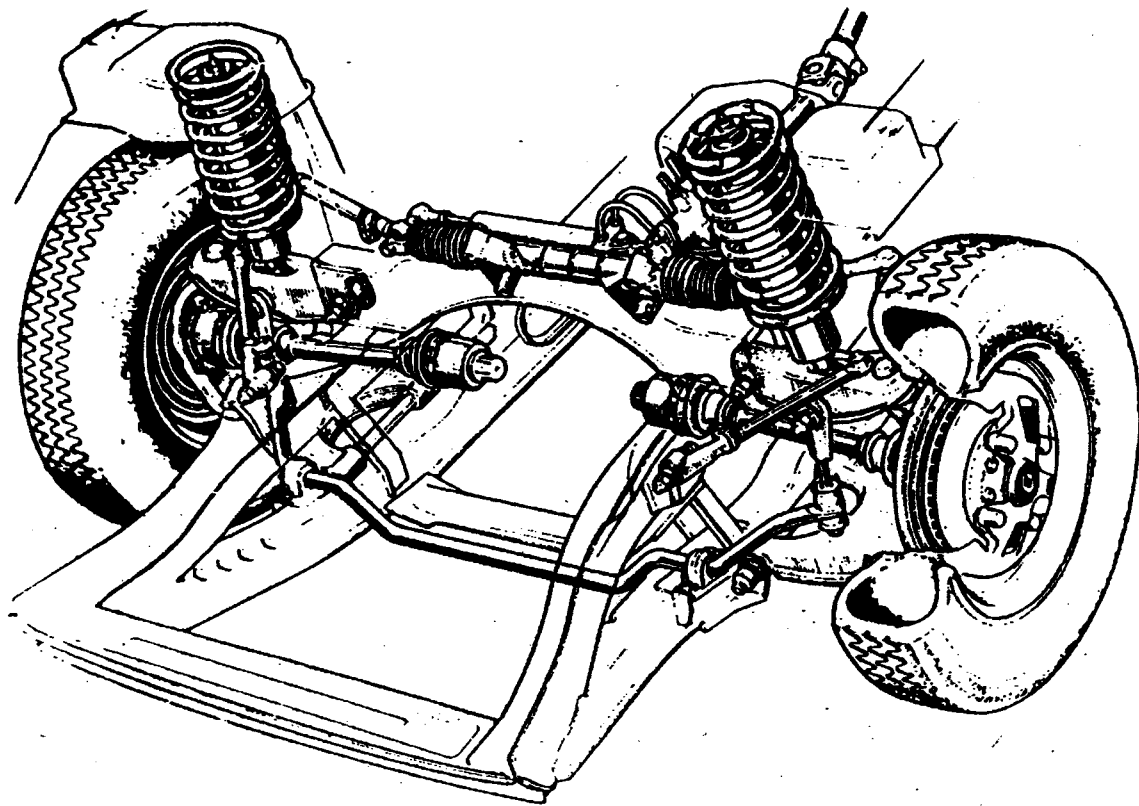


202. ábra  
Ikertengelyes felfüggesztés, nagyteljesítményű tehergépkocsikhoz



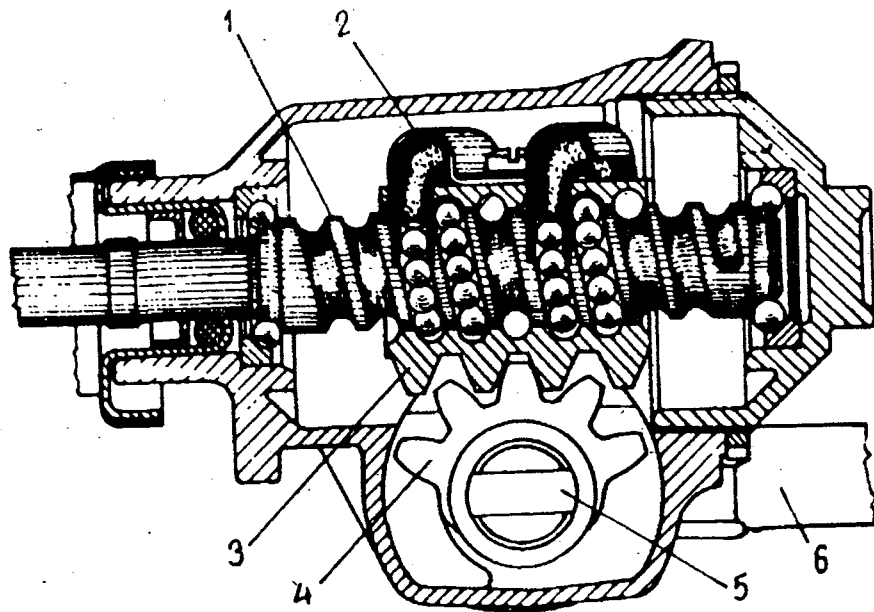
203. ábra

Segédfutóművel kombinált felfüggesztés. Csak a laprugózott belső tengely hajtott. Üres állapot esetén a légrugótömlőbe engedett sűrített levegővel a hátsó kerék felemelhető, miáltal a hajtott tengely kerékterhelései megnövekednek

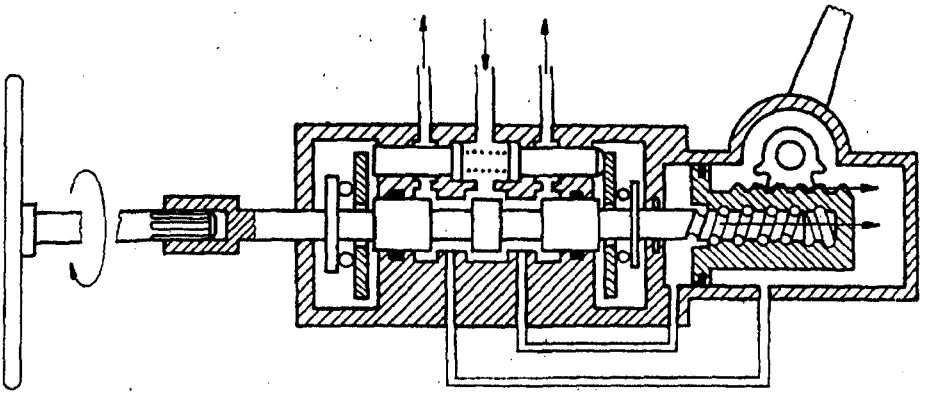


204. ábra

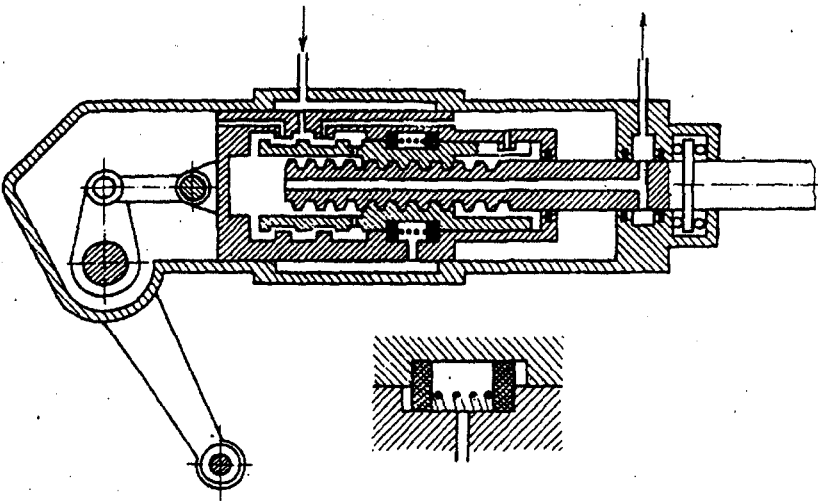
Független felfüggesztésű hajtott, kormányzott kerekek, torziós stabilizátorral



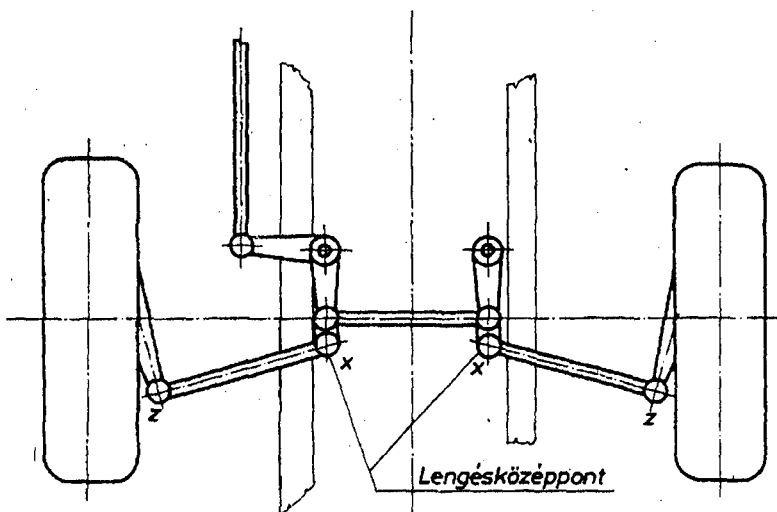
205. ábra  
Golyósorós orsós kormánymű



206. ábra  
Saginaw típusu hidraulikus szervókormány

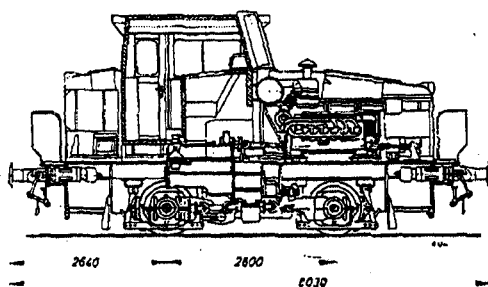


207. ábra  
ZF típusu hidraulikus szervókormány



208. ábra

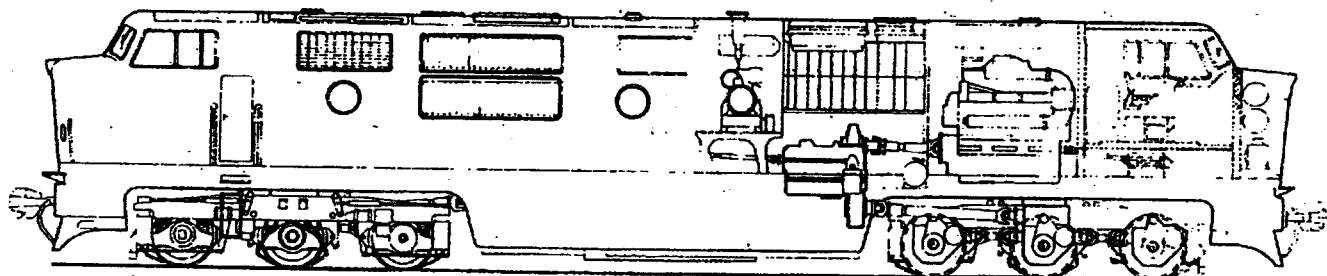
Független felfüggesztésű kormányzott kerekhez alkalmazható osztott nyomtávrudd, a kormánylengések elkerülése érdekében



212. ábra

Diesel tolatómozdony jellegrajza

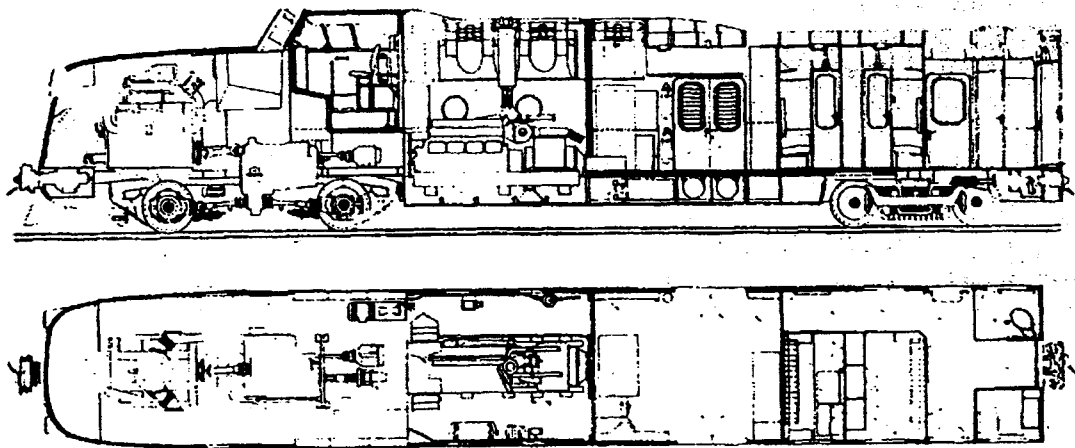




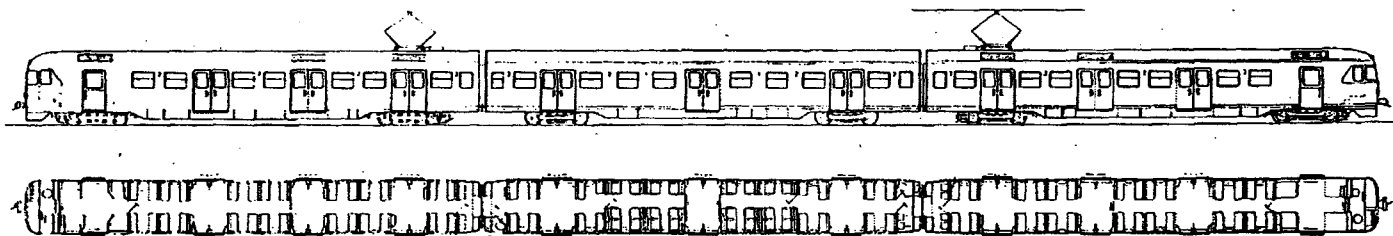
12000  
22060

1670 1670 C 1500

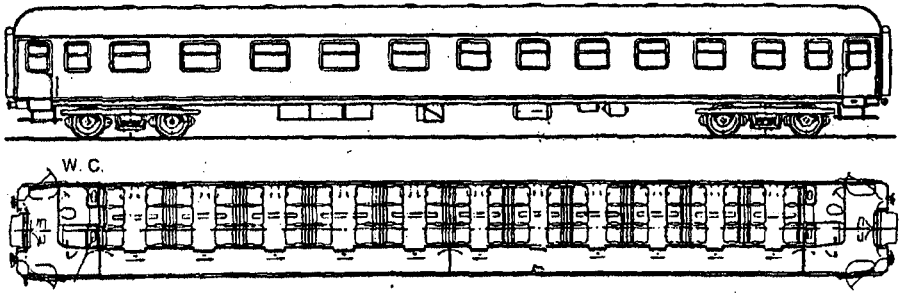
209. ábra  
Nagyteljesítményű Diesel-mozdony jellegrajza



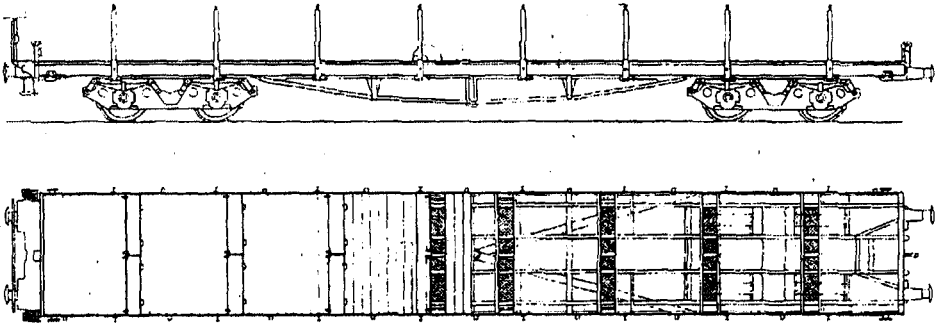
210. ábra  
Diesel-gyorsmotorvonat gépes kocsjának jellegrajza



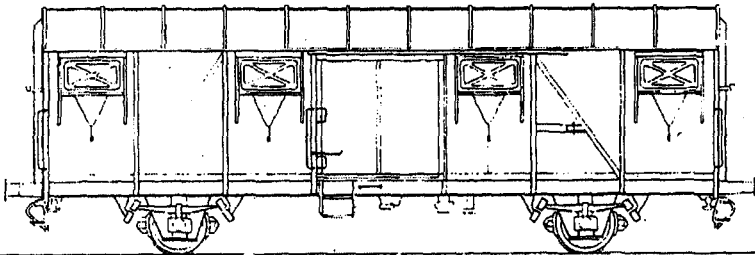
211. ábra  
Villamos motorvonat jellegrajza



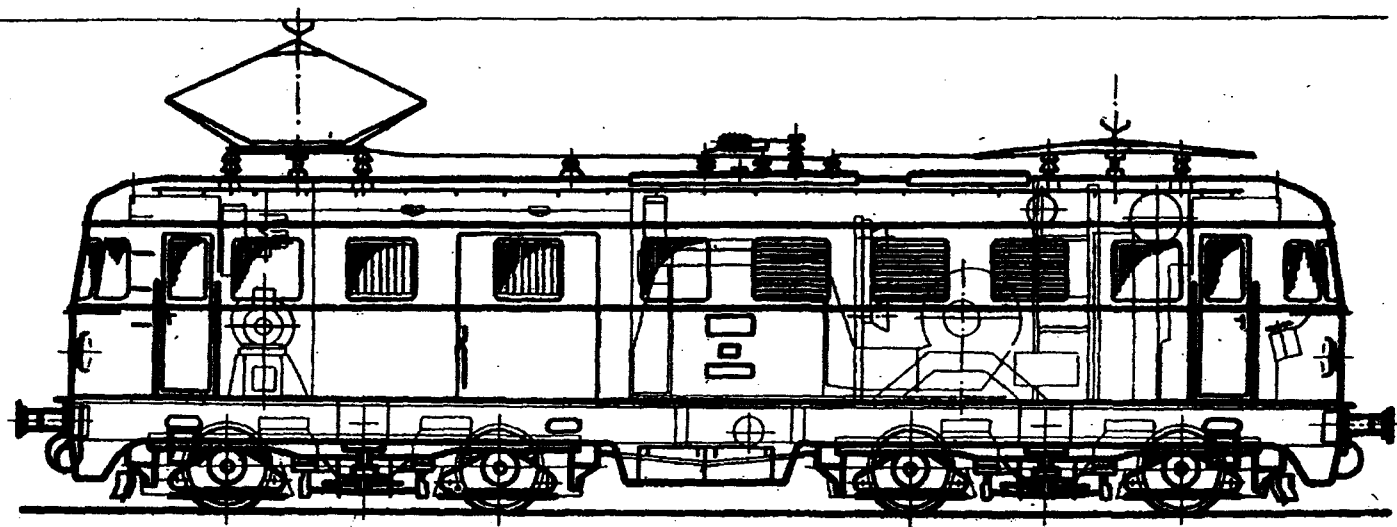
213. ábra  
Gyorsvonati személykocsi jellegrajza



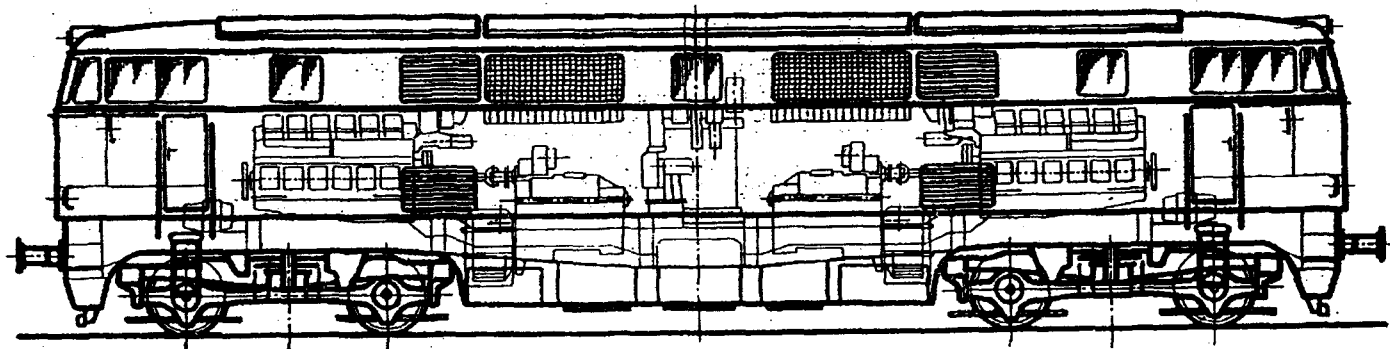
214. ábra  
4-tengelyű, platós teherkocsi jellegrajza



215. ábra  
2-tengelyű, fedett teherkocsi jellegrajza



216. ábra  
Könnyű gyorsvonati mozdony.



217. ábra  
Diesel-hidraulikus mozdony

## IRODALOMJEGYZÉK

1. Dr. Lévai Zoltán: Gépjárművek szerkezetana egy. tankönyv. Tankönyvkiadó, 1978.
2. Dr. Ratskó István: Abroncsvizsgálat járműdinamika szerint AUTÓKUT tanulmány, 1979.
3. Dr. Ratskó István: Servókormányzás feljelsztés AUTÓKUT tanulmány, 1979.
4. Dr. Ratskó István: Servókormányzás-fejlesztés koncepciózus szempontjai. 1979.
5. Dr. Jurek Aurél: Automobilok  
Műszaki Könyvkiadó, 1963.
6. Keller Ervin-Nagy Károly: Gépjárműszerkezetek karbantartása és javítása  
Műszaki Könyvkiadó, Ipari Szakkönyvtár 1977.
7. Dr. Ludvig Győző: Gépek dinamikája  
Műszaki Könyvkiadó, 1973.
8. Dr. Kiscelli László: Lengés tan  
J7-710. számú egyetemi jegyzet
9. Dr. Alfred Jante: Zur Theorie des Kraftwagens  
Akademie Verlag, Berlin, 1974.
10. Bussien, Automobiltechnisches Handbuch.
11. Örkényi József: Gépjárműjavítás technológia II.  
J16-566. számú KTMF. jegyzet
12. Dr. Ternai Zoltán: Gépjárműszerkezetek méretezése  
Műszaki Könyvkiadó, 1972.
13. Nagy Lajos: Gépjárműszerkezet tan II.  
J16-322. sz. KTMF. jegyzet

14. Bognár Rezső-Gál Péter: Gépjárművizsgálat  
J.19-261. számú KTMF. jegyzet
15. Dr. Czére Béla: A vasuti technika kézikönyve I.  
Műszaki Könyvkiadó, 1975.
16. Dr. Sostarics György: Vasuti kocsik I.  
J.7-715. számú egyetemi jegyzet
17. Dr. Balogh Vilmos: Vasuti kocsik II.  
J.7-716. számú egyetemi jegyzet
18. Kelemen Pál: Az IKARUS 200-as autóbusz típuscsalád  
GTE-JÁGÉ cikk, 1970. 10. szám
19. Jobbágy László: Szabványos autóbuszok a KGST országokban  
GTE-JÁGÉ cikk, 1978. 10. szám
20. Dr. Vermes Ágoston: Vasuti járműszerkezetek és vasuti kocsik  
I. és II.  
J.19-221 és J.19-222 sz. KTMF. jegyzetek
21. SKF Főkatalógus



## EGYZÉK

|   |     |
|---|-----|
| <b>S</b>                                      |     |
| EDÉS HELYZETÉNEK RÖVID JELLEMZÉSE .....       | 5   |
| ti közlekedési ágazat jellemzői .....         | 8   |
| ti közlekedési ágazat jellemzői .....         | 9   |
| ató fejlődés irányai .....                    | 10  |
| <b>AL KAPCSOLATOS ALAPISMERETEK</b> .....     |     |
| tak közlekedési és műszaki jellemzői .....    | 12  |
| álya szerkezete .....                         | 17  |
| urkolat műszaki jellemzői .....               | 18  |
| ti pálya kialakításának szempontjai .....     | 20  |
| ti pálya szerkezete .....                     | 20  |
| ti pálya legfontosabb műszaki jellemzői ..... | 24  |
| <b>VASÚTI JÁRMŰVEK FELOSZTÁSA</b> .....       |     |
| járművek főbb típusai és jellemző .....       | 29  |
| járművek fajtái és jellemzői .....            | 39  |
| <b>ÉS A PÁLYA KÖZÖTTI KAPCSOLAT</b>           |     |
| TA .....                                      | 43  |
| tt gumiabroncsu kerekek szerkezete, gördülési |     |
| dási jellemzői .....                          | 44  |
| kpánt, a keréktárcsa és a kerékagy szer-      |     |
| .....   | 62  |
| ti kerékpár szerkezete .....                  | 64  |
| ükerekek csapágyazása .....                   | 70  |
| A gépjárműkerék csapágyazása .....            | 72  |
| Vasuti kerékpár csapágyazása .....            | 82  |
| ek kerékcsapágyainak kenése .....             | 88  |
| <b>RUGÓZÁSA ÉS LENGÉSCSILLAPÍTÁSA</b> .....   |     |
| prugók .....                                  | 92  |
| s rudrugók .....                              | 95  |
| es csavarrugók .....                          | 97  |
| gók .....                                     | 101 |

|        |  |     |
|--------|--|-----|
| 6.5    | Légrugók, légrugózási rendszerek .....   | 106 |
| 6.6    | Jármű lengéscsillapítók .....  | 115 |
| 7.     | GÉPJÁRMŰVEK KERÉKFELFÜGGESZTÉSE .....  | 118 |
| 7.1    | A kormányzott kerék beállítási jellemzői .....   | 119 |
| 7.2    | Merev tengelyes (kapcsolt) felüggesztési megoldások .....                                | 125 |
| 7.3    | Független kerékelfüggesztési rendszerek .....  | 131 |
| 8.     | GÉPJÁRMŰVEK KORMÁNYZÁSA .....  | 137 |
| 8.1    | Közúti járművek kormányzásának lehetséges megoldásai .....                               | 138 |
| 8.2    | Kormányzás geometriája .....   | 142 |
| 8.3    | A trapézkaros kormányzás hibája .....  | 145 |
| 8.4    | A kormányzási nyomatékszükséglet, és a kormányzás stabilitása .....                      | 147 |
| 8.5    | A kormánymechanizmus szerkezeti felépítése, működési elve .....                          | 148 |
| 8.6    | Kormánygépek .....   | 151 |
| 8.7    | Kormányoszervók, illetve szervókormányok .....   | 155 |
| 9.     | JÁRMŰVEK MENETSTABILITÁSA ÉS IRÁNYÍTÁSA .....  | 166 |
| 9.1    | Gépjárművek menetstabilitása egyenes haladáskor, oldalszélben .....                      | 167 |
| 9.2    | Gépjárművek menetstabilitása ivmenetben .....  | 171 |
| 9.3    | A statikus és a dinamikus tengelynyomás-változás .....                                   | 180 |
| 9.4    | Gépjárművek menetstabilitása fékezéskor .....  | 185 |
| 9.5    | Vasuti járművek menetstabilitása nagysebességu ivmenetben .....                          | 187 |
| 10.    | VASÚTI JÁRMŰVEK HORDMŰVEI .....  | 192 |
| 10.1   | Kéttengelyes járművek hordműve .....   | 193 |
| 10.2   | Forgóvázak .....   | 197 |
| 10.2.1 | Egylépcsős rugózású forgóvázak .....   | 198 |
| 10.2.2 | Kétlépcsős rugózású forgóvázak .....   | 204 |
| 11.    | JÁRMŰVEK LENGÉSTANI VIZSGÁLATA .....   | 210 |
| 11.1   | Lengéstanii modell megválasztása .....   | 211 |
| 11.2   | A jármű egyszabadságfoku, csillapítás nélküli modellel történő helyettesítése .....      | 213 |
| 11.3   | Egyszabadságfoku csillapítás nélküli jármű modell periodikus gerjesztés esetén .....     | 217 |
| 11.4   | Lengéscsillapító hatások vizsgálata .....  | 223 |
| 11.5   | Lineáris csillapítási egyszabadságfoku modell .....                                      | 225 |
| 11.6   | Egyszabadságfoku, lineáris csillapítású, harmonikus függvényvel gerjesztett modell ..... | 227 |

|   |     |
|---|-----|
| 11.7 Kétszabadságfoku, csillapítás nélküli modell<br>vizsgálata ..... | 229 |
| 11.8 A járművek keresztirányu lengései .....                          | 233 |
| 11.9 A jármű szögstabilitása és billegése .....                       | 237 |
| FÜGGELÉK . — .....  | 241 |
| IRODALOMJELEGYZÉK .....   | 259 |

Megjelent a Nemzedékek Tudása Tankönyvkiadó Zrt. műszaki gondozásában

[www.ntk.hu](http://www.ntk.hu)  
Vevőszolgálat: [info@ntk.hu](mailto:info@ntk.hu)  
Telefon: 06 80-200-788

A jegyzet tartalmáért a szerző felel  
Raktári szám: J 19-466  
Műszaki igazgató: Babicsné Vasvári Etelka  
Felelős főszerkesztő: Palójtay Mária  
Műszaki szerkesztő: Szabóné Szetey Ildikó  
Utánnomásra előkészítette: Laki Péter  
A negyedik kiadás változatlan utánnomása, 2014  
Terjedelem: 23,59 (A/5) ív