

JÁRMŰVEK ÉS MOBIL GÉPEK I.

A projekt címe: „Egységesített Jármű- és mobilgépek képzés- és tananyagfejlesztés”

A megvalósítás érdekében létrehozott konzorcium résztvevői:



[KECSKEMÉTI FŐISKOLA](#)

[BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM](#)

[AIPA ALFÖLDI IPARFEJLESZTÉSI NONPROFIT KÖZHASZNÚ KFT.](#)

Fővállalkozó: [TELVICE KFT.](#)



Írta:

ZOBORY ISTVÁN

GÁTI BALÁZS

KÁDÁR LEHEL

HADHÁZI DÁNIEL

Lektorálta:

KULCSÁR BÉLA

JÁRMŰVEK ÉS MOBIL GÉPEK I.

Egyetemi tananyag

COPYRIGHT: © 2012-2017, Prof. Dr. Zobory István (1.–5. fejezet), Dr. Gáti Balázs (7. fejezet), Kádár Lehel (6. fejezet), Hadházi Dániel (8. fejezet), Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar

LEKTORÁLTA: Dr. Kulcsár Béla

Creative Commons NonCommercial-NoDerivs 3.0 (CC BY-NC-ND 3.0)
A szerző nevének feltüntetése mellett nem kereskedelmi céllal szabadon másolható, terjeszthető, megjelentethető és előadható, de nem módosítható.

ISBN 978-963-279-592-8

KÉSZÜLT: a [Typotex Kiadó](#) gondozásában

FELELŐS VEZETŐ: Votisky Zsuzsa

TÁMOGATÁS:

Készült a TÁMOP-4.1.2/A/2-10/1-2010-0018 számú, „Egységesített Jármű- és mobilgépek képzés- és tananyagfejlesztés” című projekt keretében.

Nemzeti Fejlesztési Ügynökség
www.ujszachenyiterv.gov.hu
06 40 638 638



A projekt az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

KULCSSZAVAK:

A jármű rendszermodellje, hatásvázlat, vasúti pálya-jármű rendszer, motoros járművek, közúti járművek, légi járművek, vízi járművek.

ÖSSZEFOGLALÁS:

A jegyzet célja rendszerszemléletű tárgyalásban bemutatni a járművek és mobil gépek alapvető sajátosságait, a szerkezeti kialakítás körvonalainak és a megvalósításra kerülő működésfolyamatok tükrében történő megismertetésével.

A könyv 1. fejezetében néhány bevezető gondolat szerepel a járműveknek a megvalósítandó közlekedési folyamattal fennálló viszonyrendszere tekintetében. A 2. a jármű meghatározását tűzi célul, bemutatva a járművek egységesen tárgyalható négy alrendszerét. A 3. fejezetben a jármű általános rendszertechnikai modelljének ismertetése keretében a minden járműfajtára érvényesíthető rendszermodell hatásvázlatot tárgyaljuk.

A 4. fejezetben a vasúti pálya-jármű rendszert tárgyaljuk, részletesen elemezve a vasúti járművek felépítését és működésmódját. Az 5. fejezet a motoros járművek hajtásrendszereit tárgyalja. A tárgyalás a belsőégésű motorok felépítésének és működésfolyamatának bemutatásával indul, majd a motorhoz kapcsolódó erőátviteli rendszer mechanikus részeinek szerkezeti felépítését és működési jellemzőit ismerteti. A 6. fejezet a közúti járművek felépítését, működési folyamatait foglalja össze, rendszerszemléletű tárgyalásban, részletezve a fő alrendszereket és azok kapcsolatait.

A 7. fejezet a légi járművek ismertetésével foglalkozik. A tárgyalás átível a repülést lehetővé tevő elemi aerodinamikai ismeretektől a szerkezeti kialakítás alapváltozatain keresztül a repülés üzemének kérdésköréig. A 8. fejezet a vízi közlekedéshez szükséges vízi járművek felépítésével, működésmódjával és üzemi jellemzőivel foglalkozik. Az egyes járműfajtákat tárgyaló fejezetek végén irodalomjegyzéket adtunk meg a tárgyalt anyag mélyebb tanulmányozásához.

Tartalomjegyzék

ELŐSZÓ.....	8
1. BEVEZETÉS	9
2. A JÁRMŰ MEGHATÁROZÁSA.....	11
A jármű mozgáspályájáról.....	11
I. Szárazföldi járművek.....	12
II. Vízi járművek.....	17
III. Légi járművek.....	17
3. A JÁRMŰ RENDSZERMODELLJE – A HATÁSVÁZLAT	18
4. A VASÚTI PÁLYA-JÁRMŰ RENDSZER.....	24
4.1. Bevezető megjegyzések	24
4.2. A vasúti pálya alrendszer	26
4.3 A vasúti jármű alrendszer.....	31
4.3.1 A futómű.....	32
4.3.2 A vasúti jármű hordmúve - csapágyazás, rugózás, csillapítás	35
4.3.3 A vasúti forgóváz.....	42
4.3.4 A kerék-sín rendszer.....	48
4.3.5 A vasúti járművek fékrendszere	54
4.3.6 A vasúti járművek hajtásrendszere	64
4.3.7 Vasúti vontatójárművek erőgépei.....	71
4.3.8 A vonat a vasúti közlekedés alapvető objektuma	75
5. MOTOROS JÁRMŰVEK.....	82
5.1 Bevezető megjegyzések	82
5.2 A belsőégésű motor ideális munkafolyamata.....	82
5.3 A dugattyús motor valóságos munkafolyamata	85
5.4 A dugattyús motor szerkezeti felépítése.....	87
5.5 A dugattyús motor üzemi jellemzői	90
5.6 A motoros járművek mechanikus hajtásrendszere	97
5.6.1 Az erőátviteli rendszer.....	97
5.6.2 A tengelykapcsoló	98
5.6.3 A mechanikus sebességváltó	100
5.6.4 A kardántengely.....	105
5.6.5 A differenciálmű.....	110
5.6.6 Irodalom a 1-5. fezetekhez	112
6. KÖZÚTI JÁRMŰVEK	114
6.1 Alapfogalmak	114
6.1.1 A közúti jármű definíciója	114
6.1.2 A közúti járművek históriája	115
6.1.3 A közúti járműrendszerek.....	117
6.2 A közúti járművek hajtása.....	118
6.2.1 Erőátviteli rendszerek	118
6.2.2 Közúti járműdinamikai alapismeretek.....	120
6.3 A közúti jármű differenciálmúve	132
6.3.1 Fordulatszám-kiegyenlítés.....	132
6.3.2 Differenciálmű konstrukciók.....	133
6.3.3 Kúpkeres bolygóműves differenciálmű fordulatszám összefüggései	135
6.3.4 Kúpkeres bolygóműves differenciálmű nyomaték elosztása	135
6.3.5 A differenciálművek jellemző dinamikai hatása	135
6.4 A fékrendszer	138
6.4.1 A fékrendszer feladata	138
6.4.2 A fékdinamika alapjai.....	140
6.4.3 A fékrendszer szerkezeti felépítése.....	144
6.5 Kormányrendszer	147

6.5.1 A közúti járművek kormányzásával szembeni általános követelmények	147
6.5.2 A járművek kormányzásának alaptípusai	148
6.5.3 A kormányzás általános geometriája	148
6.5.4 A kormányrendszerek geometriája	148
6.5.5 A közúti járművek fordulási tulajdonságára vonatkozó fontosabb előírások	150
6.5.6 A kormányrendszer szerkezeti felépítése, jellemző típusok	155
6.5.6.2 A független kerék-felfüggesztésű futóművel felszerelt járművek kormányrendszere	156
6.6 A közúti járművek futóművei.....	157
6.6.1 Futómű általános szerkezeti felépítése	157
6.6.2 Futóművek általános feladatai	158
6.6.3 Futóművek aktivitása, önszabályozása	158
6.6.4 A futóművek geometriai jellemzői, paraméterei	159
6.6.5 Korszerű gépjárműfutóművek jellemző konstrukciói	174
6.7 Irodalom a 6. fejezethez	183
7. LÉGI JÁRMŰVEK	184
7.1 A repülés története.....	184
7.1.1 A kezdetek	184
7.1.2 A repülés elterjedése.....	186
7.1.3 A repülés nemzetközivé válása.....	186
7.2 Aerodinamika	187
7.2.1 Felhajtóerő	188
7.2.2 Ellenállás	191
7.2.3 A szárny nyomatéka	194
7.2.4 Az áramlás jellemzése	195
7.3 Propulzió	197
7.3.1 Dugattyús motorok	197
7.3.2 Légcsavar	199
7.3.3 Propulzió elve	204
7.3.4 Gázturbina	206
7.4 Repülésmechanika.....	208
7.4.1 Vízszintes repülés	208
7.4.2 Siklás	210
7.4.3 Emelkedés.....	211
7.4.4 Felvétel	211
7.4.5 Forduló.....	212
7.4.6 Példák	214
7.5 A repülőgép felépítése.....	219
7.5.1 Bevezető megjegyzések.....	219
7.5.2 Alkalmazott szerkezeti anyagok	229
7.6 A légiközlekedés rendszere	233
7.6.1 Légterek	233
7.6.2 Navigáció.....	236
7.6.3 Légtérfelügyelet.....	237
7.6.3 Légiforgalmi irányítás	240
7.6.4 Jogi környezet.....	241
7.7 Irodalom a 7. fejezethez	243
8. VÍZI JÁRMŰVEK	244
8.1 Bevezető megjegyzések	244
8.2 A hajók csoportosítása.....	245
8.2.1 Működési terület szerinti felosztás	245
8.2.2 Hajók rendeltetés szerinti felosztása	245
8.2.3 Áruszállító hajók szállított áruféleségek szerinti felosztása	246
8.3 Hajógeometria	248
8.3.1 Geometriai alapfogalmak és főméretek	248
8.3.2 Vonalterv és vonaltervi mérettáblázat	250

8.3.3 Hajógeometriai számítások, hidrosztatikai jellemzők	253
8.4 A hajó hidrosztatikai egyensúlya.....	256
8.4.1 Statikus felhajtóerő	256
8.4.2 A hajó úszáshelyzete.....	257
8.4.3 Példák hajó úszáshelyzetének meghatározására	261
8.4.4 Stabilizáló nyomaték. Stabilitás.....	263
8.5 Hajók hajtása	265
8.5.1 Hajók ellenállása.....	265
8.5.2 Hajók hajtása, a hajócsavar.....	269
8.5.3 Példa hajó effektív hajtási teljesítményének és fajlagos szállítási teljesítményének meghatározására	272
8.6 Irodalom a 8. fejezethez	273

ELŐSZÓ

Ez a jegyzet azon előadások anyagát tartalmazza melyeket a szerzők a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Karának *járműmérnöki* BSc szakán tanuló elsőéves hallgatói számára tartottak **Járművek és mobil gépek I.** címmel a 2010/2011 tanévtől kezdődően. A tantárgy célja rendszerszemléletű tárgyalásban bemutatni a járművek és mobil gépek alapvető sajátosságait, a szerkezeti kialakítás körvonalainak és a megvalósításra kerülő működésfolyamatok tükrében történő megismertetésével. A könyv 1. fejezetében néhány bevezető gondolat szerepel a járműveknek a megvalósítandó közlekedési folyamattal fennálló viszonyrendszere tekintetében. A 2. a jármű meghatározását tűzi célul, bemutatva a járművek egységesen tárgyalható négy alrendszerét. A 3. fejezetben a jármű általános rendszertechnikai modelljének ismertetése keretében a minden járműfajtára érvényesíthető rendszermodell hatásvázlatot tárgyaljuk. A 4. fejezetben a vasúti pálya-jármű rendszert tárgyaljuk, részletesen elemezve a vasúti járművek felépítését és működésmódját. Az 5. fejezet a motoros járművek hajtásrendszereit tárgyalja. A tárgyalás a belsőégésű motorok felépítésének és működésfolyamatának bemutatásával indul, majd a motorhoz kapcsolódó erőátviteli rendszer mechanikus részeinek szerkezeti felépítését és működési jellemzőit ismerteti. A 6. fejezet a közúti járművek felépítését, működési folyamatait foglalja össze, rendszer-szemléletű tárgyalásban, részletezve a fő alrendszereket és azok kapcsolatait. A 7. fejezet a légi járművek ismertetésével foglalkozik. A tárgyalás átível a repülést lehetővé tevő elemi aerodinamikai ismeretektől a szerkezeti kialakítás alapváltozatain keresztül a repülés üzemének kérdésköréig. A 8. fejezet a vízi közlekedéshez szükséges vízi járművek felépítésével, működésmódjával és üzemi jellemzőivel foglalkozik. Az egyes járműfajtákat tárgyaló fejezetek végén irodalomjegyzéket adtunk meg a tárgyalt anyag mélyebb tanulmányozásához.

Budapest, 2012.

A szerzők

1. BEVEZETÉS

A „Járművek és mobil gépek I.” c. tantárgy nagymértékben alapoz az „Általános járműgép-tan” c. tárgyban megismert anyagra, és az alábbi négy fő témakört tárgyalja:

- 1.) Vasúti járművek
- 2.) Motoros járművek és közúti járművek
- 3.) Légi járművek
- 4.) Vízi járművek

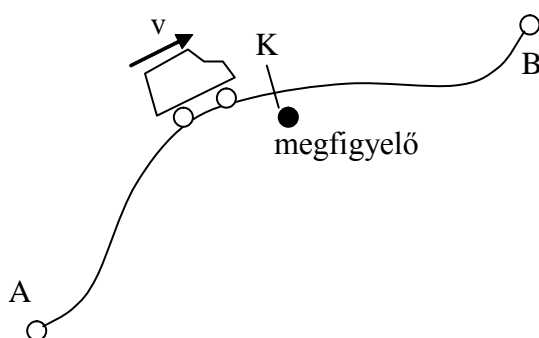
A járművekkel kapcsolatos kérdések tárgyalásához a közlekedéssel kapcsolatos néhány alap-fogalom felidézése szükséges. Közlekedésen személyek és tárgyak (árúk) rendszeresen ismét-lődő helyváltoztatási folyamatrendszerét értjük. Általános vonatkozások tekintetében a mon-dott meghatározásban szereplő fogalmakat a következőkben részletezzük:

1. A közlekedés *rendszeresen ismétlődő* folyamatban megvalósuló *tömegáthelyezés*, fizi-kailag közelítve a kérdéshez ez a tömegáthelyezés *tömegáram* formájában valósul meg mely-nek az Általános járműgép-tanban tanult jelölése \dot{m} és mértékegysége $[\dot{m}] = \frac{\text{kg}}{\text{sec}}$ vagy $\frac{\text{t}}{\text{h}}$. A közlekedési folyamat során megvalósuló tömegáram valamely áramlási keresztmetszetben (= mozgáspályára merőleges síkmetszet) az idő függvénye lehet, azaz általában *instacionárius* tömegáramokat kell vizsgálnunk.

2. A közlekedési folyamat során megvalósuló tömegáram kétféle lehet:

- *folytonos* tömegáram,
- *szaggatott* tömegáram.

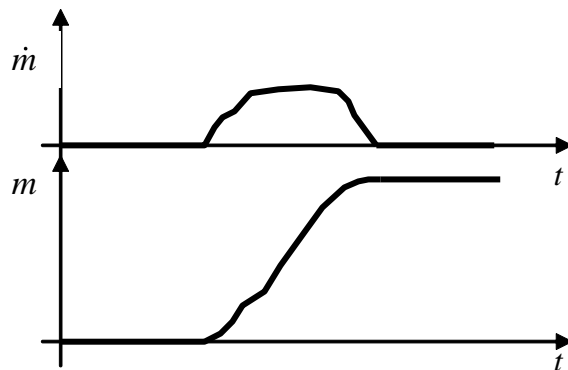
A csővezetékes szállítás során folytonos tömegáram valósul meg, míg a járművekkel lebonyo-lított közlekedés esetén a járművekbe foglalt diszkrét tömegek mozgatásával szaggatott tö-megáram valósul meg. Az utóbbi esetet az 1. ábrán szemléltethetjük azzal a kísérlettel, amely az A és B pontokat összekötő közlekedési pálya mellett az adott K megfigyelési keresztmet-szeten áthaladó tömeg nagyságát kívánja meghatározni.



A megfigyelési keresztmetszethez érkező jár-mű – az ábrán gépkocsi – előbb az első lökhá-rítójával lép be a keresztmetszetbe, majd a járműtömeg a jármű hossza menti tömegelosz-lásnak megfelelően áthalad a keresztmetszeten és végső momentumként a jármű hátsó lökhá-rítója is elhagyja a vizsgált keresztmetszetet.

1. ábra. A tömegáramlás megfigyelése

Ahogy belép az első lökhárító, megkezdődik a tömegátáramlás a vizsgált keresztmetszetben, és amíg a jármű előremozgásával a vizsgált keresztmetszet síkjában található járműrész, addig a megfigyelési ponthoz rendelt tömegáram értéke zérustól különböző és az átáramlott tömeg monoton növekvő. Azonban a járműmentes időszakokban az adott keresztmetszethez tartozó tömegáram zérus (lásd a 2. ábrát). Az elmondottakból világos, hogy a járművekkel megvalósított tömegáthehelyezéshez a mozgáspálya egy adott helyén tartozó tömegáram impulzusszerű zérustól különböző pozitív értéksorozatok és az impulzusok közötti véletlenszerűen változó hosszúságú szünetek (= járműmentes időszakok) váltakozásával adható meg, tehát méltán nevezhető ez a folyamat *szaggatott tömegáram* lefolyásnak. Az $\dot{m}(t)$ tömegáram és az adott keresztmetszeten áthaladt $m(t)$ össz-tömeg időfüggvényének $m(t) = \int_0^t \dot{m}(\tau) d\tau$ kapcsolatát a 2. ábra mutatja.



2. ábra. Tömegáram és átáramlott tömeg

szzerűen változó hosszúságú szünetek (= járműmentes időszakok) váltakozásával adható meg, tehát méltán nevezhető ez a folyamat *szaggatott tömegáram* lefolyásnak. Az $\dot{m}(t)$ tömegáram

és az adott keresztmetszeten áthaladt $m(t)$ össz-tömeg időfüggvényének $m(t) = \int_0^t \dot{m}(\tau) d\tau$ kap-

csolatát a 2. ábra mutatja.

A vizsgált K keresztmetszeten egy hosszabb $[0, T]$ időintervallumban átáramlott össz-tömeg $m(T)$ értékét pedig az

$$m(T) = \int_0^T \dot{m}(\tau) d\tau \quad (1.1)$$

integrálkifejezés szolgáltatja.

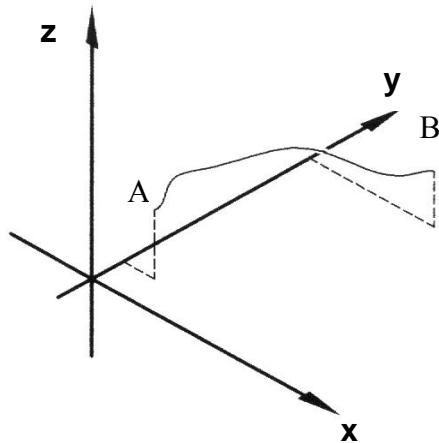
2. A JÁRMŰ MEGHATÁROZÁSA

A jármű lényegi meghatározásához a következő három dolgot célszerű figyelembe venni:

1. A jármű alapfunkciója az, hogy a mozgás idejére *befogadja* a szállítandó tömeget (utasokat, árukat), azaz ebben az értelemben mint egy „**tartály**” funkcionál. Ezt a tartályt kell a benne lévő hasznos tömeggel együtt áthelyezni a közlekedési pálya kezdő és végpontja között.
2. Az így meghatározott járműnek a Föld gravitációs erőterében két adott pont között kialakuló *mozgáspályán* kell mozognia. Mivel a szóban forgó jármű – vagy az azt reprezentáló tartály – térben kiterjedt test, különböző pontjai különböző mozgáspályán fognak haladni, és eltekintve különleges esetektől (pl. balesetek) az egyes pontok mozgáspályái *egymáshoz igen hasonló alakú térgörbék* lesznek. Kialakul egy csőszerű alakzat, amelynek pontjain a jármű pontjai áthaladtak a mozgás során.
3. Valamely jármű esetén **négy jellemző alrendszer** határolható el, tekintetbe véve, hogy a hasznos tömeget befogadó tartály közel vízszintes helyzetét biztosítani kell, és lehetővé kell tenni a vezető elhatározása szerint a sebesség növelést és csökkentést. A jelzett négy alrendszer a következőképp alakul:
 - 1.) Szerkezeti részekkel elhatárolt térrész a *tartály*, ez a jármű „**utastere**” ill. „**raktere**”.
 - 2.) A tartály *térbeli helyzetét* függőlegesen ható erőkkel biztosítani kell, megadva a vízszintes mozgás lehetőségét a fellépő súrlódási és gördülési ellenállás, valamint a közegellenállás legyőzésére, ez a jármű „**haladóműve**”.
 - 3.) *Vonóerő* bevezetését vezérelhetően kell biztosítani, ez a jármű „**hajtóműve**”.
 - 4.) *Fékezőerő* bevezetését is vezérelhetően kell biztosítani, ez a jármű „**fékműve**”.

A jármű mozgáspályájáról

A fentiekben már felmerült, hogy normális esetben a jármű pontjai hasonló alakú térgörbéken mozognak. Itt végtelen sok térgörbe lenne azonosítható (ahány pontja van a járműnek). Ha elképzeljük ezeket az egymás mellett haladó közel azonos alakú térgörbék alkotta köteget, akkor kialakul a fentiekben már vázolt csőszerű alakzat képe, melyet gondolati analógiába hozhatunk az „Általános járműgéptan”-ban már tanult áramcső fogalommal. Ha azonban a jármű mozgását egyszerűbb jellemzés keretében kívánjuk megragadni, akkor természetesen adódik a jármű tömegközéppont (súlypont) a mozgáspályájának a vizsgálata. Ez a szemlélet azt is előre vetíti, hogy egyszerűsített tárgyaláshoz a jármű tömegét igen sok (bár nem minden) felmerülő műszaki kérdés tárgyalásához közelítésképp a tömegközéppontjába koncentrált tömegpontként kezelhetjük, és a mozgásviszonyokat ezen tömegpont mozgásával jellemezzük.



3. ábra. A járműsúlypont pályája

A jármű mozgását a fentiek szerint közelítőleg jellemző tömegközéppont pályát – most már egyetlen – térgörbét a 3. ábrán szemléltetjük. Ezen mozgáspálya lényegi osztályozása elvégezhető a különböző járműfajtákra a következőképpen:

1. *Szárzsföldi járművek:* a.) **mozgás épített pályán**

α.) vasút: térgörbe menti kényszerpályás mozgásnak tekinthető,

β.) közút: térgörbe, nincs szorosan vett kényszerpálya (de az út közel síkfelületét nem hagyhatja el), ezért kormányzás szükséges,

b.) **mozgás terepen:** térgörbe, nincs szorosan vett kényszerpálya (de a terepfelületet nem hagyhatja el), ezért kormányzás szükséges,

2. *Vízi járművek:* a.) **folyami:** térgörbe, nincs szorosan vett kényszerpálya (de a víz közel síkfelületét nem hagyhatja el), ezért kormányzás szükséges,

b.) **tengeri:** térgörbe, nincs szorosan vett kényszerpálya (de a víz közel sík, vagy nagy távolságok esetén közel gömb felületet nem hagyhatja el), ezért kormányzás szükséges,

c.) **búvárhajó:** térgörbe, nincs szorosan vett kényszerpálya (de a tenger vagy folyamfenék csak egy adott biztonsági távolságra közelíthető meg), ezért kormányzás szükséges,

3. *Légi járművek:* térgörbe, nincs szorosan vett kényszerpálya (de a kifutópálya és a környező domborzati alakzatok csak egy adott biztonsági távolságra közelíthetők meg), ezért kormányzás szükséges,

Előző tárgyalásunk során a járműveknél négy jellemző alrendszert azonosítottunk. A továbbiakban a jellegzetes jármű-fajtánként áttekintjük, hogy a négy jellegzetes alrendszer miképpen ölt testet.

I. Szárzsföldi járművek

1.) Járműfelépítmény (a tartály: utastér, ill. raktér).

2.) Futómű, hordmű (kerekek, csapágyazás, rugózás, csillapítás).

3.) Hajtómű: a.) önjáró (magával viszi az erőművet”),

b.) nem önjáró (hálózathoz kötött).

4.) Fékmű: a.) disszipatív,

b.) regeneratív.

Annak hangsúlyos kidomborítására, hogy a fékmű a járművek üzembiztonságát alapvetően meghatározó alrendszer, a következő mondatot célszerű memorizálni: „ha a jármű nem indul el, az *kellemetlen*, de ha nem lehet megállítani, az *baleset!*”

A fékrendszer alapvető fontossága miatt tárgyalásunkban részletesebb formában is bemutatjuk a fékrendszerek felosztását a szárazföldi járművek esetére.

A fékezőerő munkavégzésével a mozgó jármű tömegeinek kinetikus energiája kerül elvonásra. Attól függően, hogy az elvont kinetikus energia a további felhasználás szempontjából teljes egészében elveszett, vagy pedig az elvont energia megfelelő tárolás után a jármű újragyorsításához szükséges munkabevezetéshez felhasználható két féle fékrendszer azonosítható. Az első esetben *disszipatív* fékről, a másodikban pedig *regeneratív* fékről beszélünk.

A.) A *disszipatív fékek* esetében a járműből elvont kinetikus energia hőenergia formát ölt és a környezetbe szétszóródik. A disszipáció szó ezt a *szétszóródást* jelenti. A disszipációs fékek három lényegi csoportba oszthatók:

1. *Súrlódásos* fékek. Ezek három lényeges fajtája következő: a.) tuskós fékek, b.) tárcsás fékek, c.) dobfékek. A súrlódásos fékeket - elterjedtségük miatt - szerkezeti részleteiket is bemutatva a fékfajták áttekintése után a következőkben ismertetni fogjuk.

2. *Hidrodinamikus* fékek. A hidrodinamikus hajtóművel felszerelt járművek esetén a hajtómű turbináját időlegesen szivattyúként működtetve a szivattyú hajtásához szükséges energia a mozgó jármű kinetikus energiájából kerül elvonásra és ez a jármű sebességcsökkenésével jár. Az elvont mozgási energia részben vagy egészében a kialakuló áramlási veszteségek miatt hőenergiává alakul, és ez a hidraulikaolaj hőmérsékletének megemelkedéséhez vezet. A hőenergia környezetbe történő kivezetése mármint az olajhűtőn keresztül történik. Az ilyen járművek hűtőrendszerének méretezésekor a fékezés által generált jelentős hőmennyiséget gondosan figyelembe kell venni.

3. *Elektrodinamikus* fékek A villamos motorral hajtott járművek esetén a külső tápfeszültség lekapcsolásakor a forgásban maradó motor sok esetben generátorként működtethető. Ekkor a generátor hajtásához szükséges energia a mozgó jármű kinetikus energiájából kerül elvonásra és ez a jármű sebességcsökkenésével jár. Az így működésbe lépett generátor kapcsairól levett feszültséggel fékellenállásokat lehet táplálni, és a fékellenállásokon disszipálódó hőenergia pedig a jármű menetszelével, vagy villamos gépek kényszerzellőztetésével kerül szétszórásra a járművet környező légtérbe.

B.) A *regeneratív fékek* esetén a mozgó jármű tömegéből elvont kinetikus energia egy része vagy egésze alkalmas berendezéssel eltárolásra és újbóli hasznosításra kerül. A regeneratív fékek villamos vagy pneumo-hidraulikus elven működnek.

1. A villamos elven működő regeneratív fékrendszereknél, az alapesetben hajtónyomaték generálására beépített villamos motort fékezéskor generátoros üzemre állítjuk át. Az ily módon megvalósított elektrodinamikus fékezés során nyert villamos energiát többféle módon lehet azután felhasználni a jármű újabb gyorsításakor vagy konstans sebességű haladásakor.

a.) a generátoros üzemben nyert villamos energiát megfelelő villamos energia-átalakítókon keresztül akkumulátorban vagy kondenzátorban tároljuk.

b.) a generátoros üzemben nyert villamos energiával alkalmas villamos motort táplálunk, amely a járműben elhelyezett nagy fordulatszámú jól csapágyazott giroszkópot hajt, azaz a fékezés során a járműből elvont kinetikus energiával termelt villamos energiát a giroszkópban ismét kinetikus energiává alakítjuk. Ez a giroszkópban tárolt energiarész már le van választva a jármű mozgó tömegéről, és szükség szerint újra a járműbe vezethető a gyorsítás vagy konstans sebességű haladás energiaigényének kiegészítésére. (pl. New-York metró)

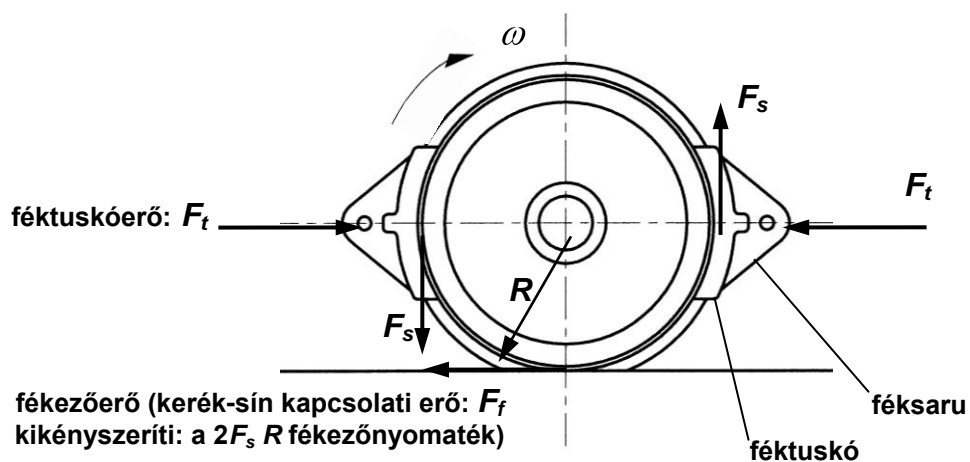
c.) A hálózatról táplált villamos mozdony, metró- vagy HÉV-kocsi ill. városi villamoskocsi elektrodinamikus fékezésekor a generátorüzemben nyert villamos energiát visszatápláljuk a villamos hálózatba. Ez a visszatáplálás a jármű tartózkodási helyén (az áramszedő) a villamos hálózat feszültségének megemelkedésével jár, mely megemelkedett feszültség hozzájárul a hálózaton elhelyezkedő többi villamos jármű táplálásához, csökkentve a villamos hálózatot ellátó alállomás terhelését.

d.) Zárt hálózatokon közlekedő járművek (pl. metró) esetén megvalósítható, hogy az éppen fékező járművek által visszatáplált energiát egy központi giroszkóp gyorsítására hasznosítjuk, mely egy központi generátort hajt és ez a generált többletfeszültséggel rásegít a hálózatot ellátó alállomás kimenő kapcsaira (pl.: Tokyo metro).

A csupán fogalmi osztályozást és elvi működési kérdéseket bemutató eddigi tárgyalásunk után rátérünk a disszipatív fékek közül leggyakrabban alkalmazásra kerülő *háromféle súrlódásos fék* szerkezeti vonatkozásainak vázlatos ismertetésére.

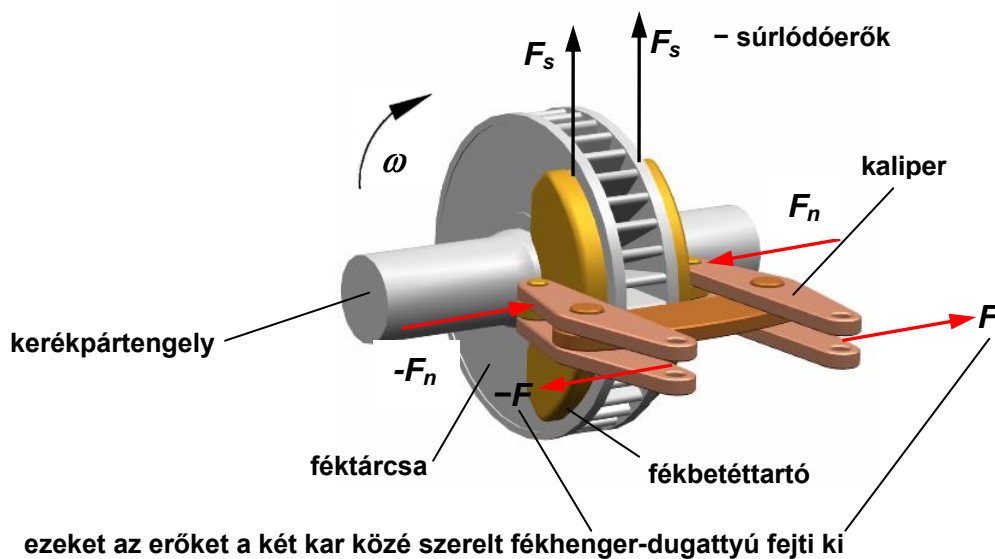
1. A **tuskós fék** működése azon alapul, hogy a jármű valamely – a járműkerékkel összekapcsolt - forgó alkatrészéhez féktuskót szorítunk, és a kialakuló súrlódásos érintkezés által generált érintőirányú súrlódóerő nyomatéka az alkatrész forgását gátolni igyekszik. Alapesetben a forgó alkatrész maga a járműkerék lehet. Vasúti járművek esetében ez az eset valósul meg a

leggyakrabban. A viszonyokat a 4. ábra szemlélteti. Az ω szögsebességgel forgó vasúti kerék futófelületéhez F_t tuskóerővel szorítjuk neki a féktuskókat, az ábra szerint a kerék jobb és bal oldalán egyszerre. A kialakuló csúszósúrlódásos kölcsönhatás eredményeként a kerékre az F_s súrlódóerők hatnak, melyeknek a kerék forgástengelyére vett $M_f = 2 R F_s$ nyomatéka a forgását gátolni igyekszik, így ez fékezónyomatékként azonosítható. A kifejezésben R az F_s hatásvonalának a forgástengelytől mért távolságát (az erőkart) jelöli. A kerék haladó mozgását gátolni igyekvő F_f fékezőerőt a fentiekben meghatározott M_f fékezónyomaték kényszeríti ki a kerék és a sín gördülőkapcsolat érintkezési felületén. Érdemes felfigyelni arra a tényre, hogy a jármű haladó mozgását akadályozni kívánó F_f kerületi erő $F_f R$ nyomatéka a kerék forgó mozgását viszont elősegíteni igyekszik.



4. ábra. Tuskós fékezésű vasúti járműkerék

2. A **tárcsás fék** felépítését és működési elvét az 5. ábrán egy vasúti személykocsi tengelyére szerelt fékegységgel szemléltetjük.

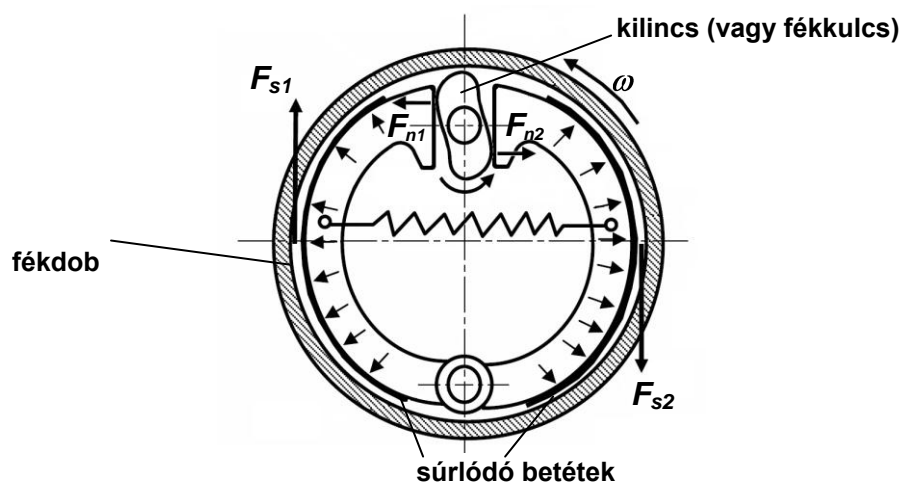


5. ábra. Vasúti személykocsi tengelyére szerelt féktárcsa a fékbetétekkel és a kaliperekkel

A kocsí forgó tengelyére féktárcsát erősítünk, a jelen példa esetében a féktárcsa két súrlódófelületét radiális hűtőbordák kötik össze. Az így kialakított bordázat mint centrifugál ventilátor radiálisan kifelé levegőt szállít a tárcsafelületek között biztosítva a súrlódással generált hőenergia jobb elvezetését.

Az ábrán látható csuklósan összekapcsolt két vízszintes kaliperkar fékbetét-tartóval ellentétes végére működik az F és $-F$ ellentétesen egyenlő két erőhatás, mely erőket a két kaliperkar közé szerelt fékhenger fejt ki. A két kaliperkar össze lévén kötve az ábra szerinti középső csuklósan bekötött rúddal, a kaliperkarok fékbetét-tartókhoz kapcsolódó csuklóin az ugyancsak ellentétesen egyenlő F_n és $-F_n$ tárcsafelületre merőleges két erőhatás lép fel. Ez utóbbi felületre merőleges erőhatások és a féktárcsa valamint a fékbetétek közötti súrlódási tényező ismeretében meghatározottak a súrlódókapcsolatban a tárcsa két oldalán ébredő F_s tangenciális súrlódóerők, melyek hatásvonalának távolságát a tengelyközéptől r jelöli. A tárcsafékkal kifejtett fékezónyomatékot ezek után az $M_f = 2 r F_s$ képlet határozza meg. Természetesen ismerni kell a féktárcsa és a fékbetétek súrlódási kölcsönhatását jellemző μ csúszósúrlódási tényező értékét, amellyel a súrlódóerő $F_s = \mu F_n$ alakban származtatható.

3. A **dobfék** felépítését a 6. ábrán szemléltetjük. A jármű kerekével együtt forog a metszetben ábrázolt fékdob (az ábrán: sraffozott gyűrű). A fékdob belső hengerfelülete kerül fékműködtetés-kor súrlódásos kölcsönhatásba a csuklósan összekapcsolt, a jármű haladó mozgást végző részéhez kapcsolt és forgómozgást nem végző körív alakú fékpofákra erősített súrlódó betétekkel.



6. ábra. A dobfék szerkezeti vázlata

Amikor a fék nem működik (azaz inaktív), akkor a két körív alakú fékpofát a közepén hozzájuk kapcsolt visszahúzó rúgó eltávolítja a súrlódó felülettől. A fékezónyomaték kifejtése érdekében a visszahúzó rúgó ellenében szét kell feszíteni a két körív alakú pofát. Ez a szétfeszítés a két fékpofát alul összekapcsoló csappal diametrálisan szemben fekvő részen található ki-

lincs tengelyének elfordításával lehet megvalósítani. Az ábrán jól érzékelhető, hogy a kilincs tengelyének elfordításakor a két fékpofa felső részére két hasonló nagyságú, de ellentett értelmű és eltérő hatásvonalú F_{n1} és F_{n2} vízszintes erő hat. Ezek az erőhatások előbb legyőzik a visszahúzó rugó hatását, majd további növekedésük kialakítja a fékdob és a fékbetétek közötti érintkezéshez tartozó normálerő-eloszlásokat, amelyek szükségesek az F_{s1} és F_{s2} eredő kerületi súrlódóerők kialakításához. A fékezőnyomaték nagysága ezek után $M_f = R (F_{s1} + F_{s2})$ alakban adódik, ahol R a fékdob belső hengerfelületének sugara.

A szárazföldi járművek fékrendszereivel kapcsolatos fenti részletező tárgyalásunk után visszakanyarodunk a járműfajtákat felsorakoztató fő gondolatmenetünkhöz, és a járművekre általánosan jellemző négy alrendszert a vízi és légi járművek esetére mutatjuk be.

II. Vízi járművek

Hajók esetén a négy alrendszer vázlatos körülhatárolása a következő:

- 1.) Hajófelépítmény, a megfelelő térrész lehatárolására
- 2.) Bemerülő hajótest-rész (úszómű, ezen lép fel a felhajtóerő)
- 3.) Hajtómű: tolóerő-generálás pl. hajócsavarral
- 4.) Fékmű: fékezőerő-generálás (pl. a hajócsavar „hátraveretésével”, azaz a forgásirány megváltoztatásával)

Búvárhajók esetében a teljes hajótest bemerülhet, így az úszómű és a teljes hajófelépítmény egybe esik.

III. Légi járművek

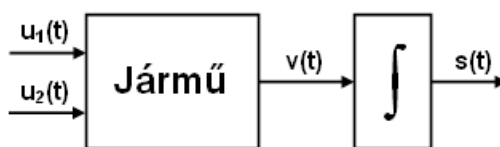
Légi járművek esetén a négy alrendszer vázlatos körülhatárolása a következő:

- 1.) Repülőgép-test („sárkány”).
- 2.) Futómű + a szárnyakon generált felhajtóerő.
- 3.) Hajtómű: tolóerő generálás: - légcavarral v.
- tolósugárral
- 4.) Fékmű: fékezőerő generálás: - fékszárnyal ill. féklappal,
- tolósugár-fordítással,
- kerekek fékezésével (a kifutó pályán).

A helikopterek esetében a „támasztófunkció” a forgószárnyakon (a rotorszárnyakon) valósul meg. Amíg tehát a hagyományos „fix oldalszárnyas” repülőgépeken a szárnyak haladó mozgása generálja a felhajtóerőt, a helikopterek esetében a szárnyak (a helikopterlapátok) forgó mozgása generálja a felhajtóerőt és egyben a főmozgást kiváltó mozgóerőt is.

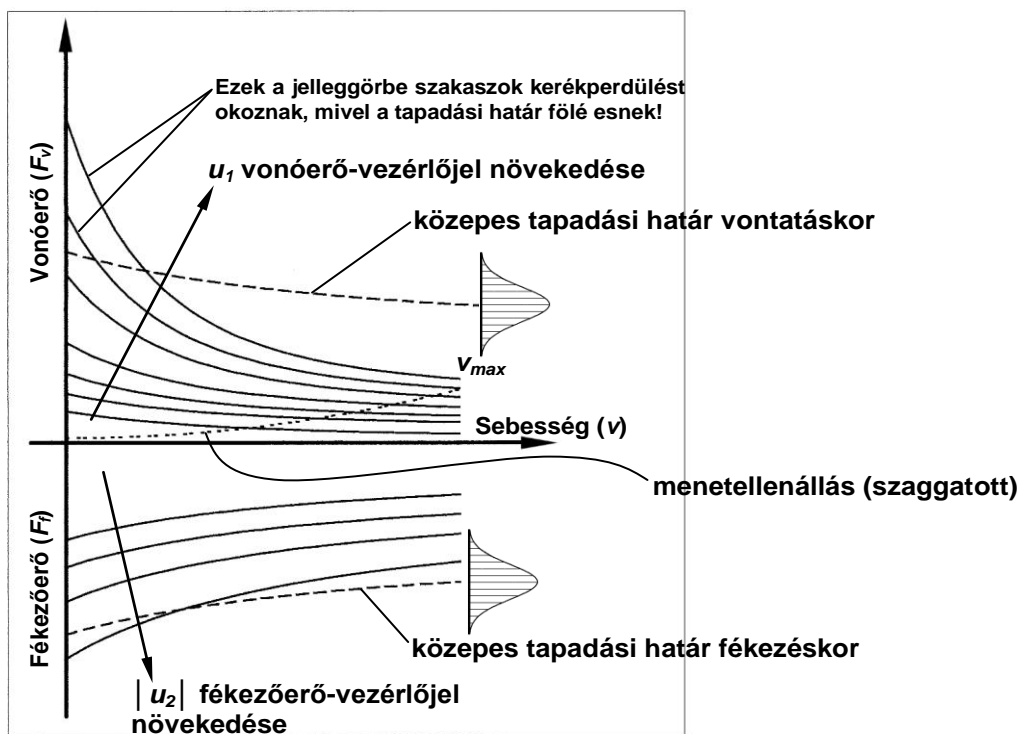
3. A JÁRMŰ RENDSZERMODELLJE – A HATÁSVÁZLAT

Bevezetjük a jármű időtől függő $u_1(t)$ vonóerő vezérlőfüggvényét, amellyel a vonóerő változtatásának lehetőségét ragadjuk meg, továbbá bevezetjük jármű $u_2(t)$ fékezőerő vezérlőfüggvényét, amellyel a járműre ható fékezőerő konkrét lefutásának jellemezhetőségét teremtjük meg. Ezen vezérlőfüggvények konkrét időbeli alakulását a jármű vezetője határozza meg, figyelembe véve a jármű sebességének alakulását abból a szempontból, hogy a sebesség változása megfelel-e a menet során tervezett/szándékolt sebesség alakulásnak. A vonóerő-kifejtés $u_1(t)$ vezérlőfüggvényét *hajtásvezérlésnek*, a fékezőerő-kifejtés $u_2(t)$ vezérlőfüggvényét *fékvezérlésnek* is mondjuk. A jármű egyszerűsített blokkdiagramját a 7. ábrán mutatjuk be. Itt érzékelhető, hogy a vezérlések mint bemenő jellemzők megválasztása szerint jelentkezik a (mozgásegyenlet megoldásaként) a jármű sebességlefutását megadó $v(t)$ függvény, amelyből a jármű által befutott út $s(t)$ időfüggvényét a $v(t)$ sebességfüggvény idő szerinti integrálásával nyerjük.



7. ábra. A jármű egyszerűsített blokkdiagramja

A 8. ábrán egy ellenállásos indítású, egyenáramú hajtású jármű vonó- és fékezőerő karakterisztikáit rajzoltuk fel. A vonóerő-diagramok sorozatának elemeit a diszkrét u_1 hajtásvezérlő értékek azonosítják.

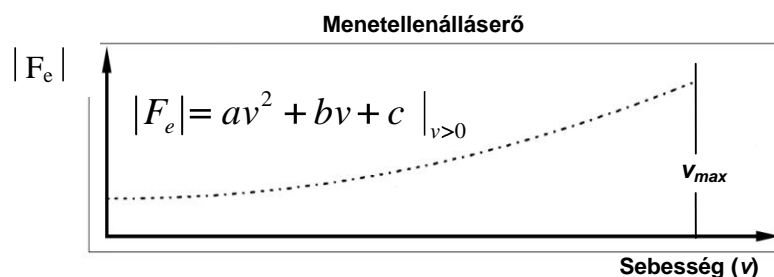


8. ábra. A jármű vonó- és fékezőerő karakterisztikái

Hasonlóképpen, a negatívnak tekintett u_2 fékvezérlő-függvény értékei azonosítják a járműre ható fékezőerő függvények sorozatának egyes elemeit. A diagramba berajzoltuk a jármű menetellenállás görbáját és a tapadási határgörbét mind hajtás mind fékezés esetére.

A 8. ábrával kapcsolatban megjegyezzük, hogy egy villamos hajtású vontatójárműnek 20-nál több hajtásvezérlési fokozata is lehet. Az ábránkon csak hét vezérlési fokozathoz tartozó vonóerő jelleggörbét ábrázoltunk. Belátható, hogy ha valamely sebességtartományban a jelleggörbék egy szakasza a tapadási határ fölé esik (pl. az ábrában a két legnagyobb vezérlési fokozathoz tartozó jelleggörbék kis sebességekhez tartozó értékei), akkor ott normál üzemet az csak kisebb hajtásfokozatok kivezérlésével lehet megvalósítani, ugyanis a nagyobb fokozatoknál bekövetkezne a kerékperdülés.

A jármű sík egyenes mozgáspályán szélcsendben érvényesülő F_e menetellenállás-erőjét „alapellenállás-erőnek” nevezzük. A 9. ábrán bemutatjuk alapellenállás-erő abszolút értékének alakulását a jármű haladási sebességének függvényében. Az alapellenállás-erő előjelét tekintve negatív, ha a mozgásjellemzők leírásához választott egységvektor a mozgás sebességvektorával azonos értelműnek van felvéve. Tekintettel azonban arra, hogy az adott hajtásvezérlési érték alkalmazása mellett kialakuló egyensúlyi sebesség az adott vezérlési értékhez tartozó vonóerőgörbének és a menetellenállás erő abszolút értékeként felrakott görbének a metszésponti abszcisszájaként egyszerűen kiadódik, helyes az a gyakorlat amely a menetellenállás-erő alakulását abszolút értékének a sebesség függvényében való változásával jellemzi. Az ellenállás-erő értéke nemzéró sebességek mellett másodfokú parabolával jól közelíthető. A jelleggörbét leíró másodfokú parabola a , b , és c együtthatóit a különböző sebességekhez mérésrel meghatározott alapellenállás-erő értékek ismeretében a legkisebb négyzetek módszerével lehet meghatározni.

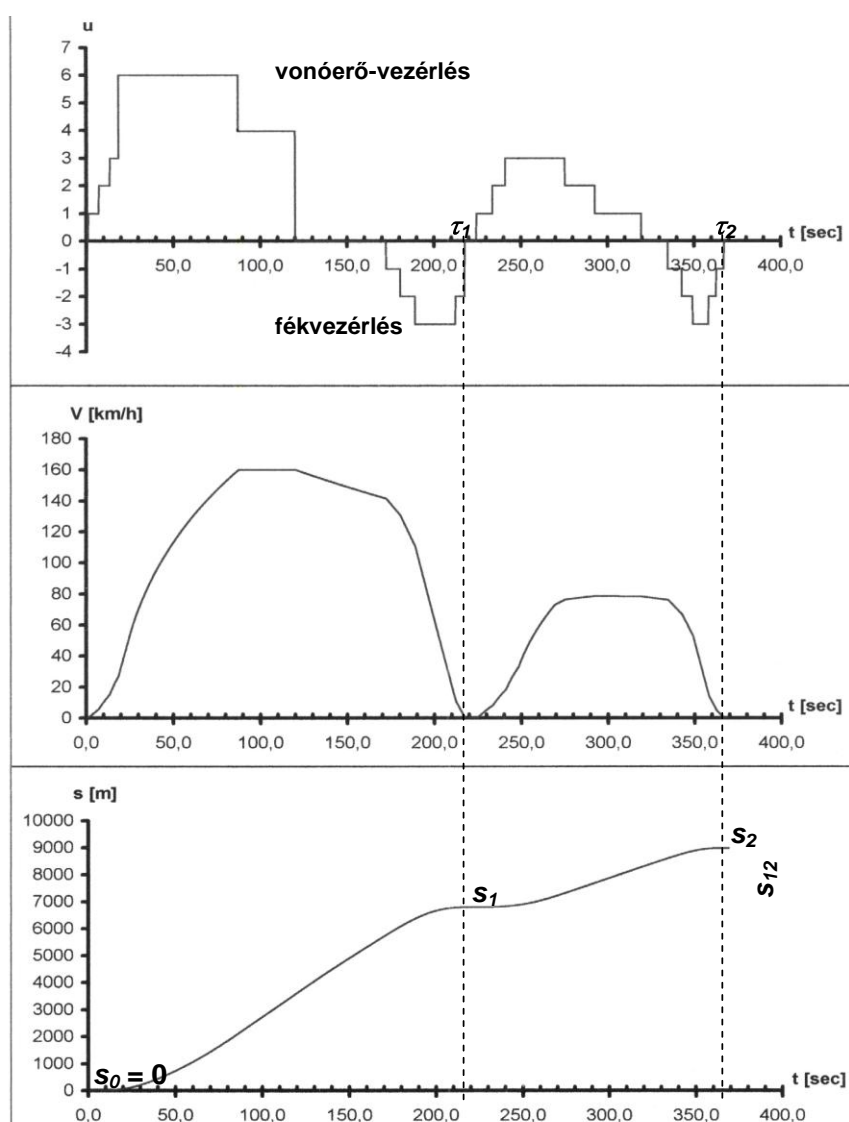


9. ábra. Az alapellenállás-erő abszolút értékének alakulása a sebesség függvényében

Az alapellenállás-erő abszolút értékét a sebesség függvényében megadó parabolát a 8. ábrában is feltüntettük. Ott közvetlenül azonosíthatók a különböző u_1 hajtásvezérlési értékekkel elérhető egyensúlyi sebességek a vonóerőgörbék és az ellenállás-parabola metszésponti abszcisszáiként. A diagram alapján az is érzékelhető, hogy ha valamely hajtásvezérléshez tartozó vonóerő jelleggörbe a vizsgált sebességértéknél az ellenállás-parabola alá kerül, akkor annál a sebességnél a jármű

lassulni fog, mivel a menetellenállás abszolút értéke ott nagyobb, mint a kifejtett vonóerő, ezért a járműre ható előjeles gyorsító erő negatív lesz – hiszen az ellenálláserő igazából negatív – és ez Newton 2. axiómája szerint negatív gyorsulást (azaz a jármű lassulását) vonja maga után. Az is kiviláglik, hogy a jármű a v_{\max} végsebességét csak meghatározott hajtásvezérlési fokozatot meghaladó u_1 vezérlések mellett érhető el. A 8. ábrán vázolt esetben a végsebesség eléréséhez szükséges vezérlés fokozat a szereplő legmagasabb vezérlési fokozat.

A 10. ábrán felül a közös diagramban megrajzolt $u_1(t) \geq 0$ hajtásvezérlő, és $u_2(t) \leq 0$ fékvezérlő függvények láthatók jármű két mozgásciklusára vonatkozóan. Az alattuk lévő diagram a bemutatott vezérlőfüggvényeknek megfelelően jelentkező $v(t)$ sebességfüggvényt mutatja. A legalul elhelyezkedő diagram pedig a jármű által befutott $s(t)$ út időbeli alakulását mutatja.

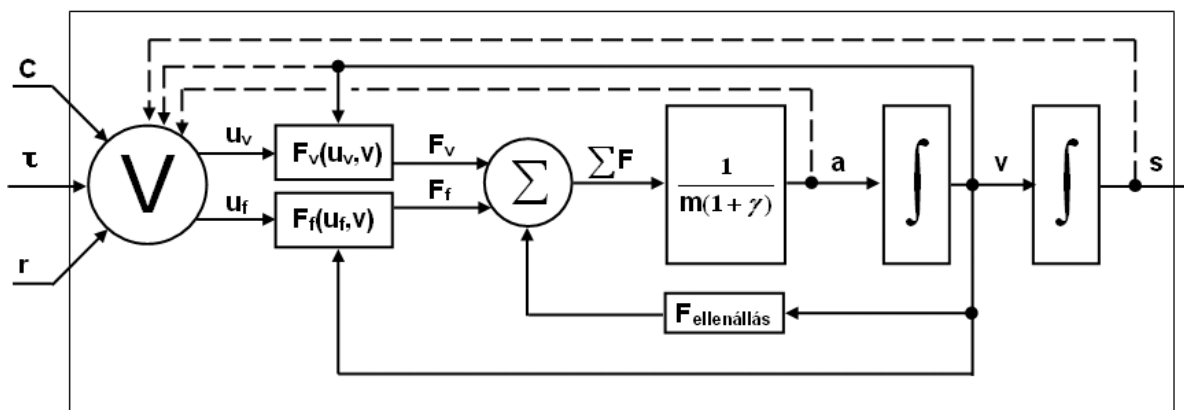


10. ábra. A vezérlőfüggvényeknek megfelelő mozgásjellemező időfüggvények

A 10. ábrán bemutatott diagram-rendszerrel kapcsolatban megjegyezzük, hogy az első mozgásciklus során a τ_1 időpontig befutott utat $v(t)$ sebességfüggvény 0-tól τ_1 -ig történő integrálásával kapjuk míg a τ_1 időponttól a τ_2 időpontig befutott s_{12} utat a $v(t)$ sebességfüggvény τ_1 -tól τ_2 -ig történő integrálásával kapjuk az alábbi képlet-pár szerint:

$$s_1 = \int_0^{\tau_1} v(t) dt, \quad s_{12} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} v(t) dt. \quad (3.1)$$

Az előzőekben tárgyaltak alapján összeállítható olyan rendszertechnikai modell, amely hatásvázlat (blokk-diagram) formájában szemléltetni tudja valamely jármű működését meghatározó részrendszerek és folyamatok kapcsolatát. A 11. ábra szerinti hatásvázlat a sík, egyenes mozgáspályán haladó járműre vonatkozik. Ebben az esetben a jármű vezetőjére (a körtartományban elhelyezett nagy v -betű azonosítja) három külső bemenő hatás és három belső statisztikus visszacsatolásként azonosított hatás működik. A bemenő hatásokra a vezető kialakítja az $u_1 = u_v$ vonóerőkifejtés-vezérlést (hajtásvezérlés) és az $u_2 = u_f$ fékezőerőkifejtés-vezérlést (fékvezérlés). A c -vel jelölt bemenő hatás a jármű mozgását meghatározó külső, esetleg több dimenziós irányítóhatást (control) jelképezi (pl. forgalmi lámpák adta jelzések). A τ -bemenet a jármű tervezett menetidejének a ténylegesen kialakult időfelhasználáshoz való viszonyát ragadja meg (pl. van-e „késés” a tervezet menetteljesítményhez képest, és az mekkora). A harmadik, r -rel jelölt bemenet a jármű haladását befolyásoló véletlen (random) forgalmi események felmerülését ragadja meg (pl. nem várt módon állat jelenik meg a vezető látómezejében).



11. ábra. A jármű egyszerűsített hatásvázlata (sík, egyenes mozgáspályán)

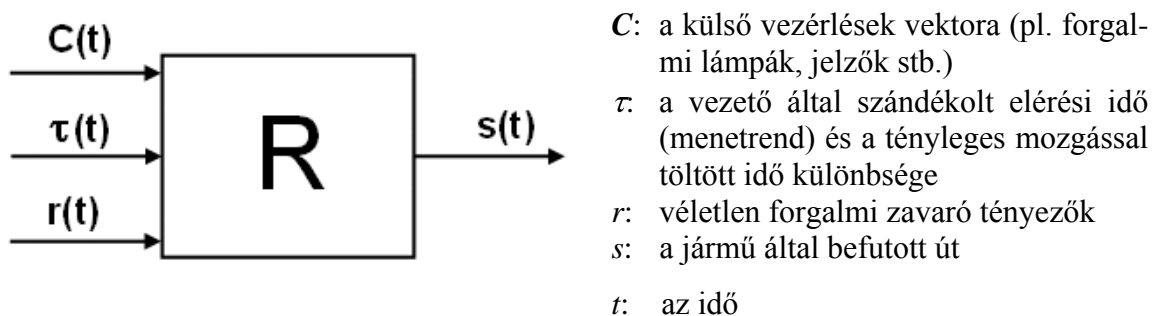
A vezető által kiadott u_v és u_f vezérlések – melyek normális működésmód esetén sohasem lehetnek egyszerre zérustól különböző értékűek – a jármű ismert $F_v = F_v(u_v, v) \geq 0$ vonóerő-karakterisztikái és $F_f = F_f(u_f, v) \leq 0$ fékezőerő-karakterisztikái alapján a pillanatnyilag fennálló v járműsebességtől függően kiadják az aktuális vezérlési állapotban érvényesülő vonó, ill. fékezőerőt. Az utóbbi két erőt a nagy görög szigmával (Σ) jelzett összegző blokkba (műveleti blokk) vezetjük, mely blokk további bemenetként fogadja az előjeles (negatív) $F_e < 0$ menetellenállás-erőt. A Σ -jelű műveleti blokk kimenetén a megjelenik járműre ható ΣF (a gyorsító erő). Newton II. axiómája alapján a ΣF eredő ismeretében meghatározható a jármű gyorsulása az

$$a = \frac{1}{m(1 + \gamma)} \Sigma F$$

képlet szerint, ahol m a jármű mérlegelhető tömegét, γ pedig a járműkerék szögsebességével arányos szögsebességgel forgó tömegek járműkerék kerületi futókörére redukált m_r tömegének és a mérlegelhető m tömegnek a hányadosát jelöli, azaz $\gamma = m_r/m$. Az $(1 + \gamma)$ szorzó azt veszi figyelembe, hogy a jármű változó sebességű mozgása során nem csupán a mérlegelhető m tömeget kell gyorsítani, hanem a forgó tömegeket is. A jelzett összefüggés szerint ezt úgy vesszük figyelembe, hogy a Newton II. axiómájában a mérlegelhető tömeghez hozzáadjuk a kerületre redukált tömeget és a megnövelt $m + m_r = m(1 + \gamma)$ tömeggel mint csupán haladó mozgást végző tömeggel számolunk. A ΣF eredő erőt fogadó „mozgásegyenlet blokk” kimenetén a jármű $a(t)$ gyorsulás időfüggvénye jelentkezik. Az $a(t)$ gyorsulásfüggvényből idő szerinti integrálást megvalósító blokk szolgáltatja a jármű $v(t)$ sebességfüggvényét, a sebességfüggvény idő szerinti integrálását megvalósító blokk pedig már a jármű által befutott út $s(t)$ időfüggvényét adja. Természeteszerű, hogy a hatásvázlatban visszacsatoló ágak is szerepet kapnak. Egyrészt a vonóerő és a fékezőerő sebességtől való direkt függését a v sebesség ezen erőgeneráló blokkokra való visszacsatolásával érvényesítjük. Az F_e a menetellenállás-erő direkt sebességfüggését a v sebességnek a menetellenállás-erőt generáló blokk bementére történő visszacsatolással érvényesítjük. A visszacsatolások másik csoportját a hatásvázlatban szaggatott vonallal jelöltük. Ezek a V blokkhoz (a jármű vezetőjéhez) a jármű pillanatnyi gyorsulásáról, sebességéről és a befutott útjáról befutó visszacsatolások *bizonytalansággal terheltek*, a vezető pillanatnyi figyelme, mentális állapota, érzékszervi működése függvényében kerülnek teljes vagy csupán csak részleges mértékben figyelembe vételre az u_v vonóerő-kivezérlés és az u_f fékezőerő-kivezérlés megválasztásakor.

A teljes hatásvázlat lényegét úgy is megfogalmazhatjuk, hogy itt a jármű és a vezető együttese alkotta „ember + gép” rendszer belső mechanizmusa (függvényszerű meghatározottságok és bizonytalanságok együttese) abban tükröződik, hogy a járművezetőre ható külső hatások, a külső irányítás, az menetteljesítmény idejével való elégedettség és a véletlen forgalmi helyzet időben jelentkező $c(t)$, $\tau(t)$ és $r(t)$ *bemeneti időfüggvény-hármas*t a vezető és a jármű alkotta R „ember + gép” rendszer áttanszformálja a jármű által befutott út $s(t)$ időfüggvényébe, mint rendszerválaszba. A most mondottak szerinti 3 bemeneti és 1 kimeneti jellemzőt a 12. ábra összevont, „lényegkiemelő” blokkdiagramja szemlélteti. Ezzel egyben a „rendszer szemlélet” egy lényegi vonása is érzékeltethető, nevezetesen, ha ismert a rendszer átviteli tulajdonsága, akkor a rendszer „viselkedését” a be- és kimenőjelek közötti átalakítás tulajdonsága teljesen

jellemzi, és a rendszer belső felépítésének részletes ismerete, amely a be és kimenő jellemzők tényleges „fizikai” átalakításának folyamatát megvalósítja, ebben az aspektusban háttérben marad.

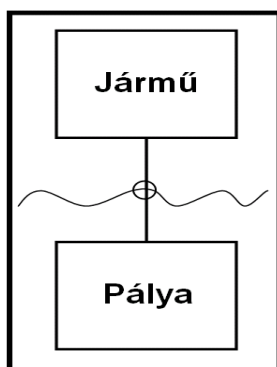


12. ábra. A jármű összevont, „lényegkiemelő” blokkdiagramja

4. A VASÚTI PÁLYA-JÁRMŰ RENDSZER

4.1. Bevezető megjegyzések

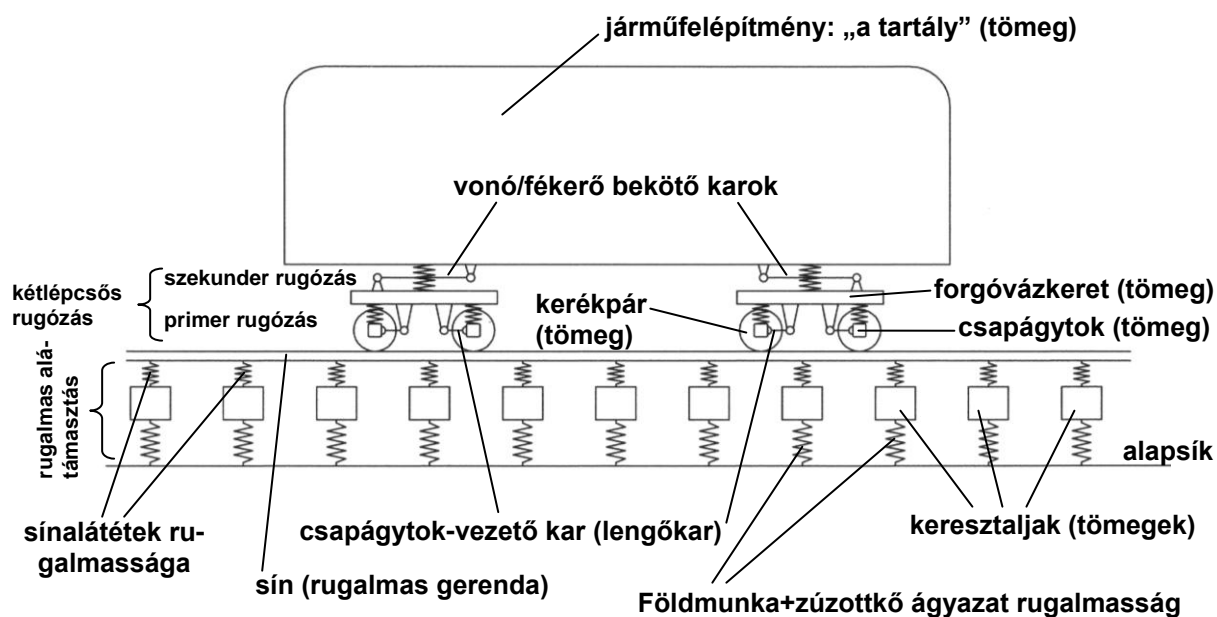
A vasúti közlekedés rendszertechnikai szempontból két elválaszthatatlan műszaki alrendszer együttműködésével valósul meg, nevezetesen a *pálya alrendszer* és a *jármű alrendszer* folytonos kapcsolata biztosítja az áthelyezendő hasznos terhet magába foglaló járművek kényszerpályával megfelelően alátámasztott és vezetett eljuttatását a kiindulási állomás és a célállomás között. A 13. ábrán szemléletes ábrán szemléltetjük az imént mondottakat. Az ábra külső, befoglaló rendszerblokkjában felül elhelyezkedő belső blokk jelképezi a jármű alrendszert, az alul elhelyezkedő belső blokk pedig a pálya alrendszert. A két alrendszer kapcsolata az



13. ábra. A pálya/jármű rendszer

alrendszerhatáron valósul meg, melyet az ábránban vízszintes körüli hullámvonal jelenít meg, és a vasúti sínfejfelületek alkotta kiterjedt rendszerével azonosítható. A sínfejfelületeken valósul meg a járműkerék sínekkel való gördülőkapcsolata, amely gördülőkapcsolat biztosítja a járművek pálya menti továbbmozgását és a kerék/sín érintkezési felületén a támasztó-, vezető- valamint vonó- és fékezőerők kialakulását. A pálya alrendszert alépítményre és felépítményre bontva szokás jellegesen megjelölni. A vasúti alépítményi részébe a terepfelület kiegyenlítését biztosító földmunkával létrehozott töltések és bevágások tartoznak, míg a felépítménybe a földmunka koronaszintjétől a sínfejek felső felületéig terjedő szerkezeti részek tartoznak. A vasúti folyópálya felépítménye négy jellegzetes szerkezeti része a földmunka koronaszintjére telepített zúzottkő ágyazat, a zúzottkő ágyazatba felülről benyúló keresztaljak pályahossz menti periodikusan elhelyezett rendszere, a keresztaljakra rögzített sínleerősítő szerkezetek, végül pedig a sínleerősítő szerkezetekkel meghatározott helyzetben – a nyomtávolság biztosításával - rögzített sínszálak. A vasúti pálya a járműveket függőleges irányban rugalmasan támasztja alá. A pálya által biztosított alátámasztás rugalmas tulajdonságának (alakváltozó képességének) lényegi része az alépítmény és a zúzottkő ágyazat együttes rugalmasságából és a sínleerősítő szerkezetekben alkalmazott rugalmas elemek (keménygumi, vagy műanyag alátétlemezek) rugalmasságából adódik. Természetesen a keresztaljak és a sínszálak is rugalmas alakváltozást szenvednek a függőleges terhelést okozó járműkerék áthaladásakor, de ezek az alakváltozások a másik két összetevőhöz képest elhanyagolhatóan kicsik. A jármű alrendszer a futóművekből, a hordművekből, a jármű felépítményből, a fékműből és a vontatójárművek esetén jelen lévő hajtásrendszerből épül fel. A 14. ábrán a vasúti pálya/jármű rendszer egésze-

rúsított függőleges síkbeli dinamikai modelljét mutatjuk be. Ezen az oldalnézeti képen a pálya alrendszert a legalul elhelyezkedő rögzített alapsík, az alapsíkhöz kapcsolódóan az alépítmény és a zúzottkőágyazat rugalmasságát képviselő rugók, az ezekhez felülről kapcsolódó keresztalj-tömegek, a keresztaljhoz felülről a sínalátétek rugalmasságát megjelenítő rugók, az utóbbiak felett pedig a sínek és a sínlekötések tömegét megjelenítő hosszirányban kiterjedt gerenda rendszere jeleníti meg.



Megj: a rugalmas elemeknek természetesen csillapításuk is van!

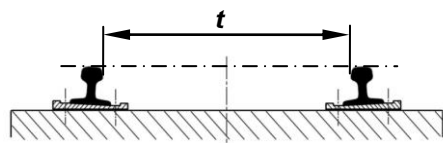
14. ábra. A vasúti pálya-jármű rendszer függőleges síkbeli egyszerűsített dinamikai modellje

A jármű alrendszerben az alrendszerhatárt képviselő sínfejekhez közvetlenül kapcsolódnak a kerékpárok. A kerékpárok tömegei a rájuk szerelt csapágytokokon át függőleges irányban a primer hordrugókkal, vízszintes irányban pedig a csapágyvezető karokon (lengőkarok) át kapcsolódnak a forgóvázkerekek tömegéhez. A forgóvázkerekek függőleges irányban a szekunder hordrugókkal, vízszintes irányban pedig a vonó/fékerő bekötő karokon át kapcsolódnak a járműfelépítmény tömegéhez. A járműfelépítmény valósítja meg a bevezető fejezetben tárgyalt „tartály”-funkciót, amely a járművet alkalmassá teszi a közlekedés megvalósítására. A 14. ábra szerint a pálya/jármű rendszer rugók és tömegek összekapcsolt rendszere, és mint ilyen bonyolult lengésképes rendszerként azonosítható. A jármű rendeltetésszerű mozgása során a tömegek függőleges irányban kimozdulnak az eredeti nyugalmi helyzetükből, és bizonyos sebességállapot alakul ki. Ennek megfelelően a mozgásfolyamattal egyidejűleg a rugókban tárolt potenciális energia a változó rugódeformáció miatt, a tömegekben tárolt kinetikus energia pedig a változó lengési sebesség miatt folyamatosan változni fog. A pálya/jármű rend-

szerben csillapító hatások is érvényesülnek. A rendszerben szereplő szerkezeti elemek mindegyike valamilyen mértékű anyagcsillapítást valósít meg a lengések során és a rendszerben lévő össz-energia egy bizonyos része ezen anyagcsillapítás miatt hő formájában a környezetbe szétszóródik (disszipálódik). Az anyagcsillapítás tekintetében a legerősebb (súrlódásos jellegű) csillapítóhatás a földmunka + zúzottkő-ágyazat részrendszerben érvényesül. A jármű alrendszerben a kialakuló lengések csillapítása a hordrugókkal párhuzamos működő lengéscsillapítók beépítésével érhető el a kívánt energiaelvezetés (disszipáció).

4.2. A vasúti pálya alrendszer

A vasúti pálya a földmunka (töltés és bevágás megépítése) által kialakított alépítményből és az arra telepített felépítményből áll. A felépítmény kapcsolódik közvetlenül a jármű alrendszerrel és pedig a sínek alrendszerhatárt képező felületeivel. Jelen tárgyban az alépítmény építőmérnöki szakterületbe vágó kérdéseivel csak érintőleg foglalkozunk. Figyelmünket a járművekkel közvetlen kapcsolatba kerülő felépítményre irányítjuk. A vasúti felépítmény alapjellemezője a 15. ábrán



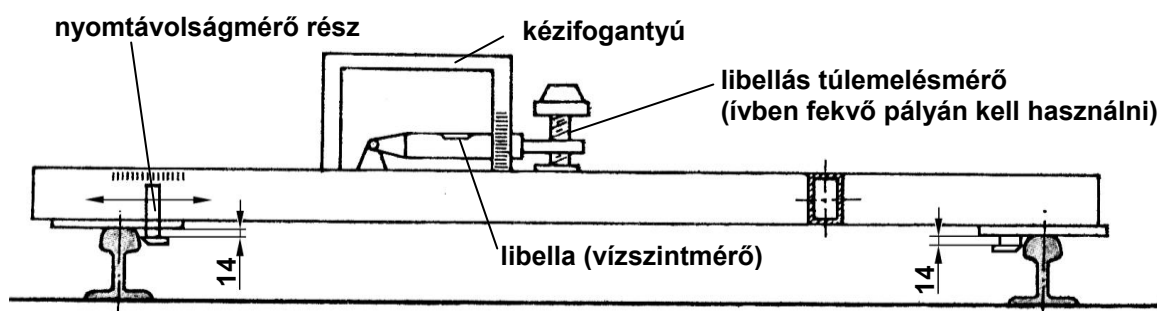
15. ábra. A vasúti pálya nyomtávolsága

vázolt t nyomtávolság, mely a két sínszál vízszintesen a pályatengelyre merőlegesen mért távolságával van definiálva. A két sínszál távolságát a sínszálakra merőlegesen fektetett vízszintes vonalzó alsó egyenesétől (a sín járósíkjától) adott távolságban függőlegesen lefelé elhelyezkedő sínfejpontok között kell mérni.

A $t = 1435$ mm-es ún. *normál nyomtávolság* esetén ez a sín járósíkjától mért függőleges távolság 14 mm. Az előforduló nyomtávolságokat az alábbiakban adjuk meg:

1. Normál nyomtávolság: $t = 1435$ mm, angol mértékegységben: 4 láb 8,5 hüvelyk
2. Keskeny nyomtávolságok: $t = 1060, 1000, 760, 750$ és 600 mm
3. Széles nyomtávolságok: $1520, 1524, 1600, 1668$ és 1676 mm

A vasúti vágányok mérésére alkalmas nyomtáv- és túlemelésmérő berendezést a 16. ábrán mutatjuk be. A nyomtávolság mérését a vágánytengelyre merőlegesen, a sínfejeken átfektetett

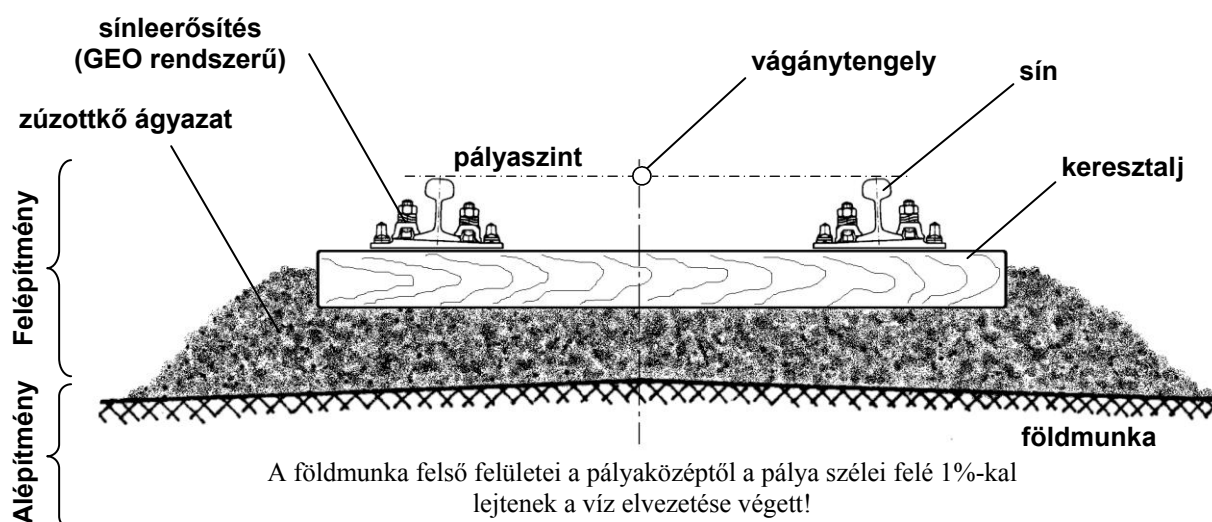


16. ábra. Nyomtáv- és túlemelésmérő berendezés

érintő egyenes alatt 14 mm-rel elhelyezkedő tapintócsúcsokkal végzik. A járművek pályáiban haladásakor fellépő *centripetális gyorsulás* hatásának csökkentése végett az ívben fekvő vágányokat ún. *túlemeléssel* építik, azaz a nagyobb sugarú külső sínszál a túlemelés mértékével magasabban fekszik, mint a belső. Pontos méréséhez a libellát vízszintesre állítják, közben a két sínszálon fekvő berendezés ettől a vízszintestől eltér, ez az eltérés (azaz a magasságbeli különbség, vagyis a túlemelés mértéke) pedig a skáláról leolvasható.

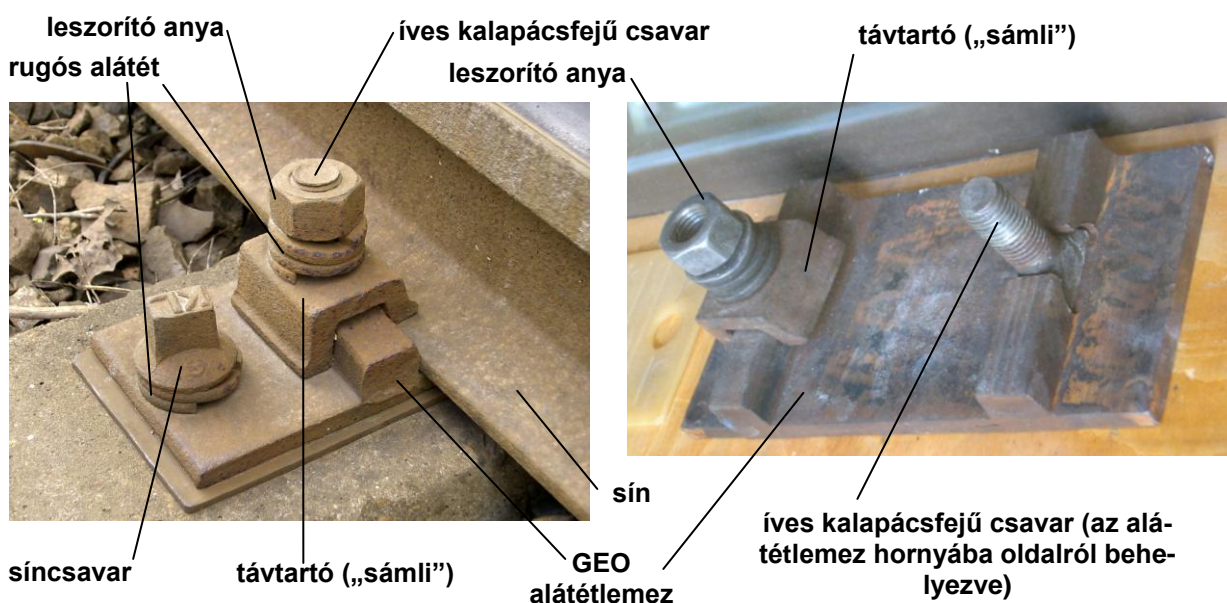
A nagyvasúti felépítmény

A nagyvasúti felépítmény mint elemcsoport elemeit a sínszálakat, a sínleerősítő szerkezeteket, a keresztaljakat és a zúzottkő ágyazatot a 4.1 pontban már bemutattuk. A 17 ábrán a vasúti pályatest keresztmetszeti rajzán szemléltetjük a már megismert elnevezésű rendszerelemeket.



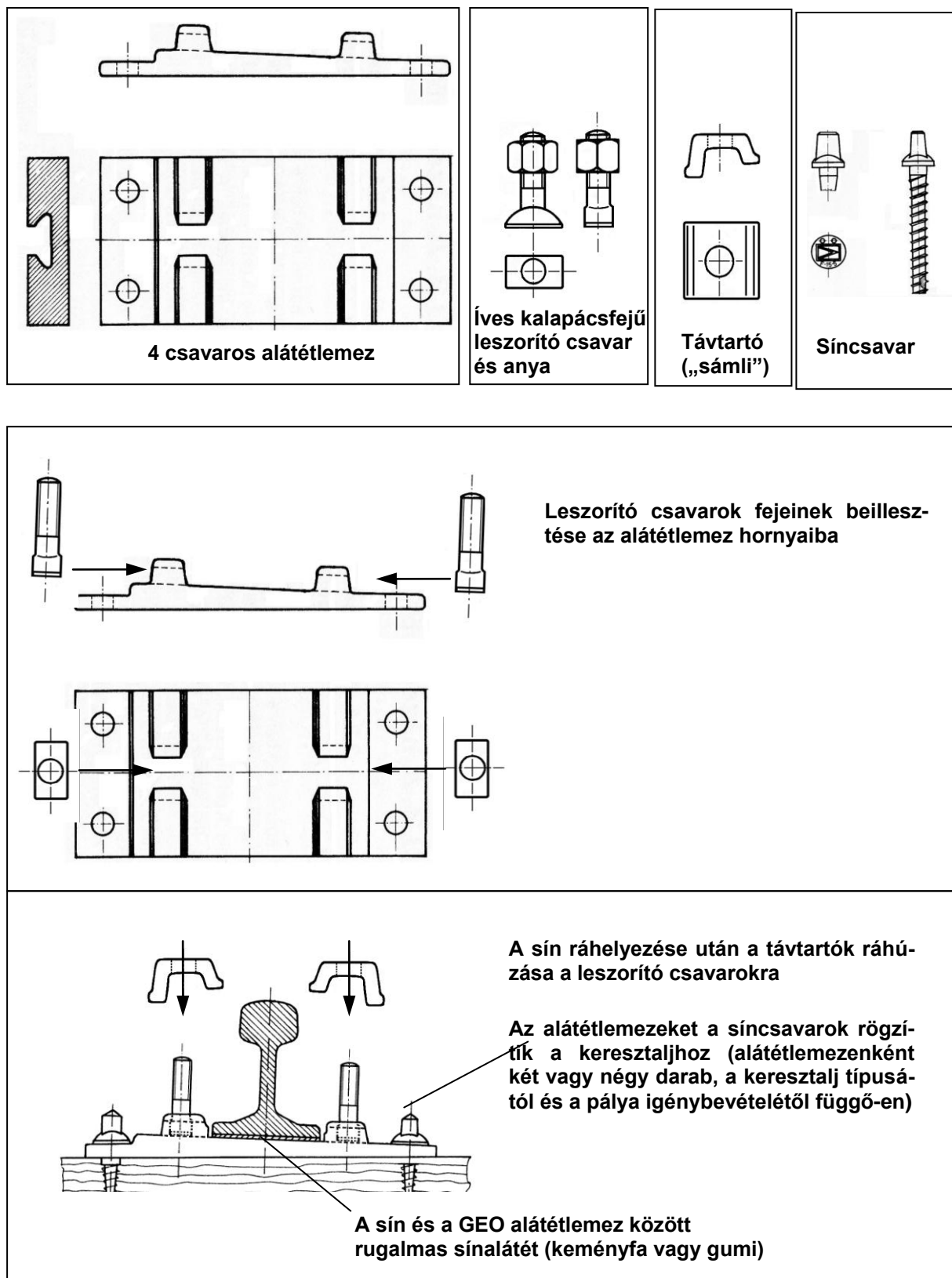
17. ábra. A vasúti pályatest keresztmetszeti rajzán

A folyópálya sínleerősítésének jellegzetes változata a GEO rendszerű sínleerősítés (18. ábra):



18. ábra. GEO-rendszerű sínleerősítés

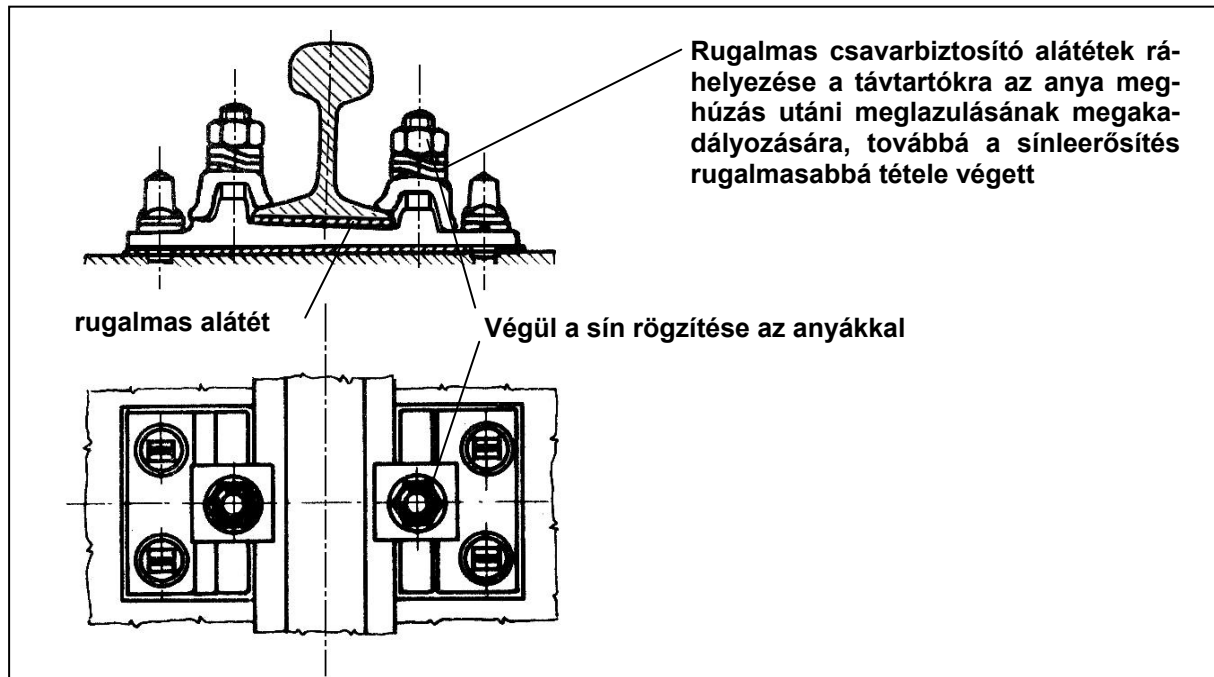
A 19. ábrán bemutatjuk a GEO rendszerű sínleerősítés elemeit és összeállítását.



19. ábra A GEO lekötés alkatrészei és összeállítása

A komplettre szerelt GEO lekötést a 20. ábra mutatja. A GEO lekötésnél alkalmazott alátétlemez feladata eredetileg a fa keresztaljak esetében a sínalpi erő nagyobb felületre való el-

osztása volt, de sok vasút megtartotta ezt a megoldást a faaljakat betonaljakra cserélése után is.

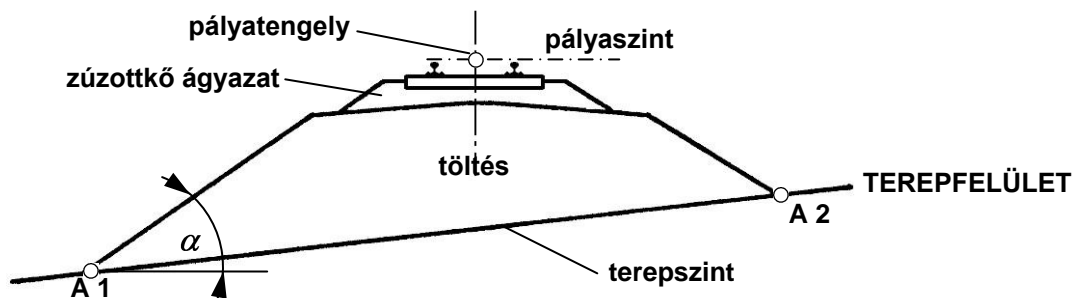


20. ábra A készre szerelt GEO lekötés

A nagyvasúti alépítmény

A nagyvasúti alépítmény folyópályán történő kialakításával kapcsolatban a két lényeges eset megkülönböztetése szükséges. Egyrészt abban az esetben amikor a kialakítandó vasúti pálya tengelye a meglévő terepfelszín fölött helyezendő el, akkor töltéssel kell biztosítani pályaszint megfelelő magasságban való elhelyezhetőségét. Másrészt abban az esetben amikor a tervezett pályatengely a meglévő terepfelszín alá esik, akkor ha ez a terep felszínétől mért távolság nem túl nagy akkor bevágás készítenőd. Amennyiben a jelzett távolság nagy, akkor alagút építése jön szóba.

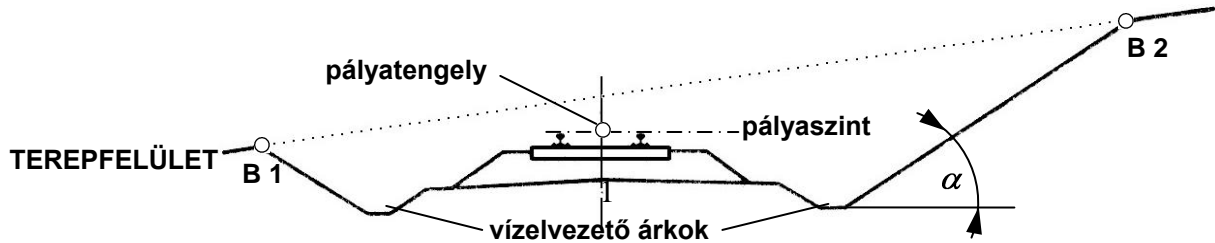
A 21. ábrán a töltés kialakítást vázoltuk fel.



21. ábra Töltés keresztmetszete folyópályán

A töltés két oldali α hajlásszögű rézsűjének a terepfelülettel való metszésvonalai a *lábvonalak* a rajz síkját két pontban az A1 és A2 ún. *lábpontokban* metszik. A rézsű hajlását a megrajzolt rézsűszög kotangense jellemzi. Jele kis görög ρ : $\rho = \text{ctg } \alpha$. A normál folyópálya esetén a rézsűhajlás szabványos értéke $\rho = \text{ctg } \alpha = 6/4$.

A 22. ábrán a töltés kialakítást vázoltuk fel:

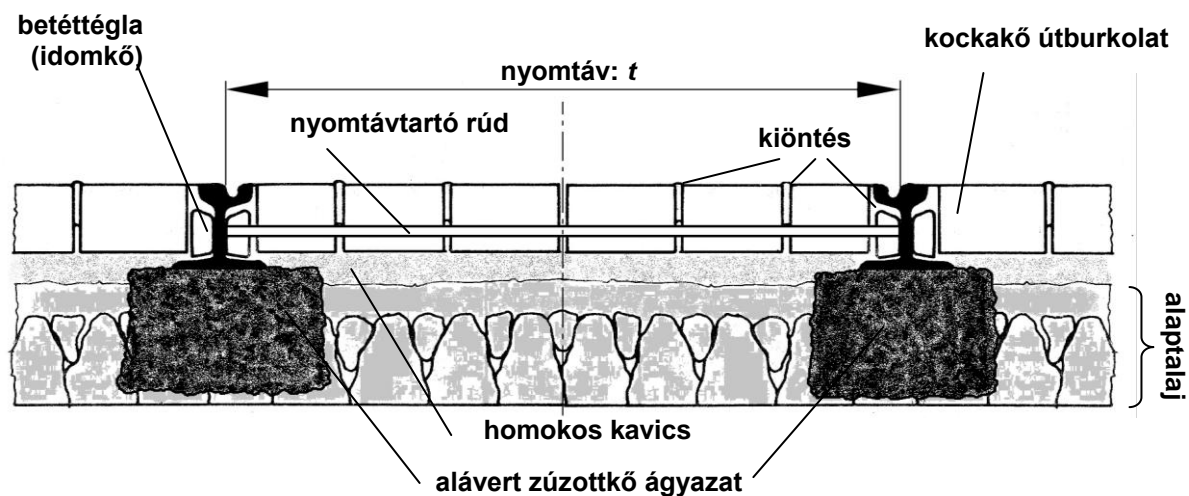


22. ábra Bevágás keresztmetszete folyópályán

A bevágás esetében a kialakított keresztmetszet olyan, hogy a felépítményt hordozó középső rész két oldalán vízelvezető árkok épül, hogy a pályatestről és a rézsű oldalokról lefolyó víz a pálya hossza mentén elvezethető legyen. A bevágási keresztmetszet (szelvény) két oldali α hajlásszögű rézsűjének a terepfelülettel való metszésvonalai a *körömvonalak* a rajz síkját két pontban, az ún. körömpontokban, B1 és B2 *körömpontokban* metszik. A rézsű hajlását bevágás esetében is a rézsűszög kotangense jellemzi. A normál folyópálya esetén a rézsűhajlás szabványos értéke bevágás esetében is $\rho = \text{ctg } \alpha = 6/4$.

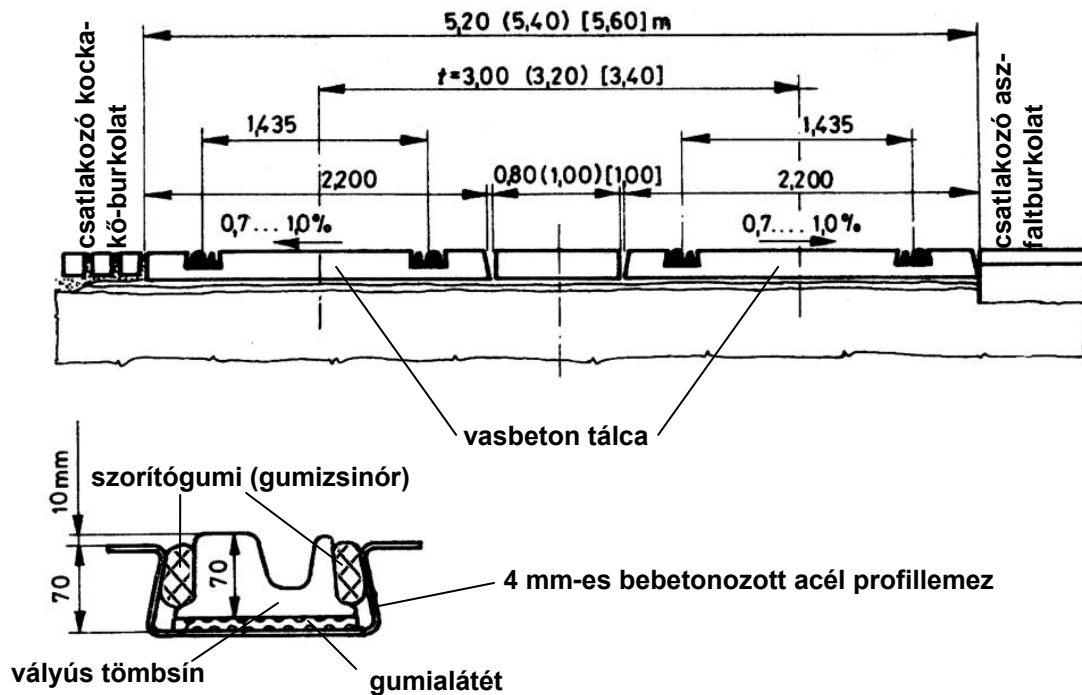
Városi vasúti felépítmény

A közúti vasutak (városi vasutak) pályakialakításait két változat bemutatásával érzékeltetjük. Az első változat a 23. ábra szerinti vályús sínes (Phönix-profil) hagyományos változat, kis forgalmi terhelésre alkalmas. A kialakítás lehetővé teszi, hogy közúti járművek is ráhajtsanak.



23. ábra Hagományos városi vasúti felépítmény

A második változat a 24. ábra szerinti korszerű betontálcás felépítmény. Itt is vályús tömbsíneket építenek be, de ezeknek a síneknek a klasszikus sínprofiltól eltérően nincsen gerinclemezük. A kiadódó lapos tömb-sínszálát azután a vasbeton tálca trapéz alakú keresztmetszettel bíró vályújába hosszan futó alátét gumiszalagra helyezik és a sínszálak vályúban elfoglalt helyzetét a betonvályú ferde oldalfala és a sínszál függőleges oldalsíkjai közé bepréselt hosszanti gumizsinórral biztosítják. A sínszálakat tehát a két oldalról szembefeszülő rugalmas gumizsinórok tartják a megkívánt középhelyzetben.



24. ábra Korszerű betontálcás városi vasúti felépítmény

4.3 A vasúti jármű alrendszer

A vasúti járművek általában járműfüzérre – vonattá – összekapcsolva a pálya alrendszer legfelső elemén a sínfejek által megvalósított támasztó- és vezetőhatás érvényesülése mellett gördülnek tova a rájuk ható eredő pályairányú erők által meghatározott módon.

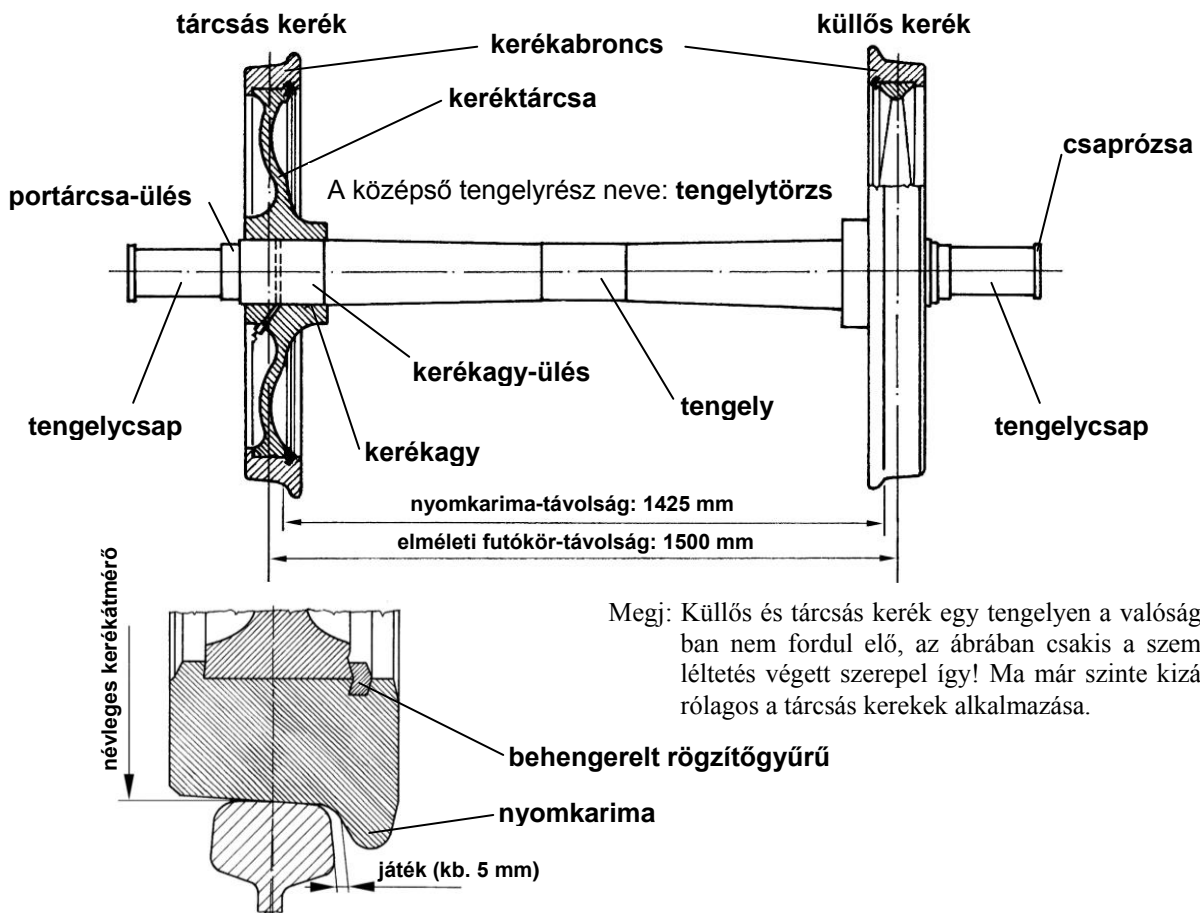
A vasúti járművek lehetnek vonóerő-kifejtésre alkalmasak – ezek a vontatójárművek – és lehetnek olyanok amelyek vonóerőt nem képesek kifejteni. Ez utóbbiak a vontatott járművek, a vasúti kocsik. A fékrendszerrel való ellátottság szempontjából ma már el lehet mondani, hogy mind a vontató, mind a vontatott járművek fel vannak szerelve saját fékberendezéssel. A vontatójárművekre ható vonóerő kifejtése alapvetően a kerék sín kapcsolatban valósul meg. A vonóerőt a kerékpárokra ható hajtónyomaték kényszeríti ki a kerék és a sín gördülőkapcsolati helyén. A fékezőerőt is mind a vontató- mind a vontatott járművek esetében a kerékpárokra működtetett fékezőnyomaték kényszeríti ki a kerék és a sín gördülőkapcsolati helyén.

A vasúti járműveknél a következő fő részrendszereket különböztetjük meg:

- 1.) Futómű (a kerékpár, vagy egyedi felfüggesztésű kerék)
- 2.) Hordmú (A kerékpár és a kocsiszekrény közötti szerkezet, rugózás, csillapítások stb., mely a kerékpár és a szekrény között fellépő összes függőleges ill. vízszintes erőhatást fel- veszi. Ennek első eleme a tengelyágy, azaz a csapágyazás, utolsó pedig a hordmú-szekrény, vagy hordmú-forgóváz kapcsolat.)
- 3.) Alváz, forgóváz és a kocsiszekrény
- 4.) Vonó- és ütközőkészülék
- 5.) Fékberendezés és vezérlése (a kerékpárokra fékezőnyomaték működtetése)
- 6.) Tengelyhajtómű (a kerékpárokra történő hajtónyomaték működtetése)
- 7.) Hajtásrendszer, gépi berendezés, és vezérlése
- 9.) Belső berendezés

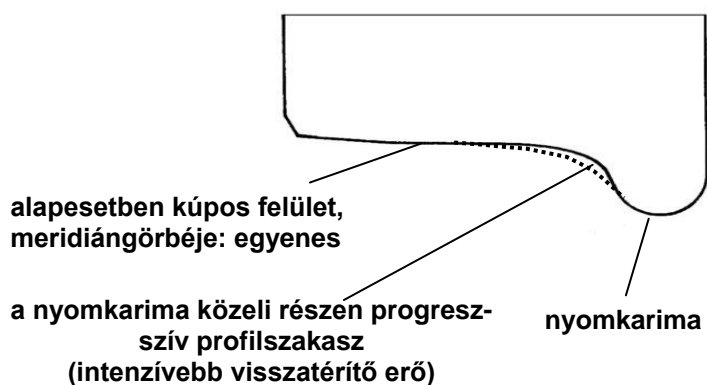
4.3.1 A futómű

A vasúti futóművek esetében a közös tengelyre szerelt két kerék együtteseként előálló vasúti kerékpárt tárgyaljuk. Csak megemlítjük, hogy elképzelhető egyedileg csapágyazott kerekkel kialakított futómű is. A kerékpár esetén (lásd a 25. ábrát) a kerek a tengely agyülésére szilárd illesztésű (sajtott) kötással vannak rögzítve. A kerek a tengellyel együtt forognak.



25. ábra Az abroncsos vasúti kerékpár felépítése

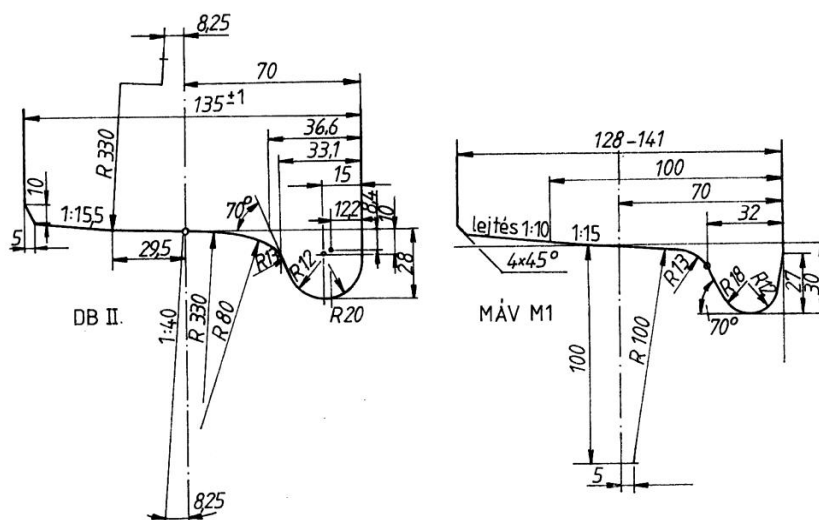
Mint az ábrán látható, a kerekek profilos futófelülettel vannak kialakítva. A profilozás alap esetét a kerekek futófelületének kúpos kialakítása képezi, ami azt eredményezi, hogy a valamely zavaró hatás következtében keresztirányban kitért kerékpár igyekszik a pálya közepe felé visszatérni. Az így kialakuló közel szinuszos pályájú inherens „kigyózó” mozgással később részletesebben is foglalkozunk. Jellegzetes része a kerékabroncsnak a körbefutó perem, az ún. „nyomkarima”. A kerékpár nyomkarimája egyenes pályán és kis görbületű (nagy sugarú) íves pályán kialakuló üzemszerű futása során nem is ér hozzá a sínfejhez, csupán biztonsági funkciót tölt be. Kis sugarú pályáívekben a nyomkarima érintkezés bekövetkezhet, és a járművet az ívbe befordító terelőerő a nyomkarimán ébred. A nyomkarima meredeken kúpos felülete és a kúpos keréktalpi felület lekerekítéssel kapcsolódik a „hónalj”-ban. Több szempont szól amellet, hogy a keréktalp kialakítás a nyomkarima közelében térjen el a kúpostól, azaz a nyomkarima közelében a futófelület meridiángörbéje már erősen eltérhet a kúpos felülethez



26. ábra A keréktalp kialakítása. Kúpos és progresszív meridiángörbe

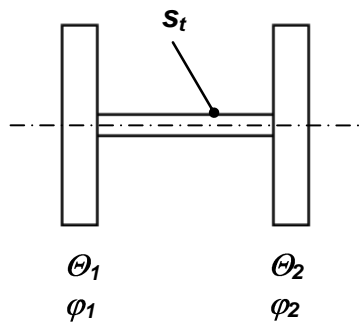
tartozó egyenestől (lásd a 26. ábrát). Az ilyen ún. progresszív” profilok esetében a nagyobb sebességeknél kedvezőbb a futás, és ívekben is – az extrém kis sugarú ívektől eltekintve – gyakorlatilag elkerülhető a nyomkarima érintkezés, és így a nyomkarimakopás sokkal kisebb lesz. A 27. ábrán két kerékprofil alakot mutatunk be. A MÁV

M1 jelű profil hagyományos kúpos profil két kúpszöggel, a DB II. jelű pedig progresszív profil.



27. ábra A DB II. és a MÁV M1 kerékprofil geometriák

Fordítsuk figyelmünket a kerékpárra mint két tárcsából és azokat összekötő torziós rugóból felépülő lengésképes dinamikai rendszere. A 28. ábrán felrajzoltuk a vizsgálandó dinamikai



28. ábra A kerékpár, mint torziós lengőrendszer

modellt. A szerepeltetett Θ_1 és Θ_2 tehetetlenségű nyomatékú két tárcsát a tengelyt modellező s_t torziós merevségű rugó köti össze. A tengelyvégek szögelfordulását a φ_1 és φ_2 szögek azonosítják. Emlékeztetünk a torziós merevség meghatározására és mértékegységére:

$$s_t = \frac{\Delta M}{\Delta \phi}; \quad [s_t] = \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

Mint az leolvasható, a torziós merevség a torziós rugó két végkeresztmetszete közötti egységnyi szögelfordulás-különbség létrehozásához tartozó csavaró nyomaték számértékét adja. Figyelembe véve a kinetika $\Sigma M = \Theta \varepsilon$ alapegyenletét, és tekintetbe véve, hogy az ε szöggyorsulás a ϕ szögkitérés idő szerinti második deriváltja, adódik a következő két egyenletből álló mozgásegyenlet-rendszer:

$$1. \quad \Theta_1 \ddot{\varphi}_1 = -s_t (\varphi_1 - \varphi_2) \quad (4.1)$$

$$2. \quad \Theta_2 \ddot{\varphi}_2 = s_t (\varphi_1 - \varphi_2) \quad (4.2)$$

A fenti két egyenletet átalakítjuk. Az egyenletek explicitté tétele után az első egyenletből kivonva a másodikat:

$$\left\{ \begin{array}{l} 1. \quad \ddot{\varphi}_1 = -\frac{s_t}{\Theta_1} (\varphi_1 - \varphi_2) \\ 2. \quad \ddot{\varphi}_2 = \frac{s_t}{\Theta_2} (\varphi_1 - \varphi_2) \end{array} \right\} \Rightarrow \underbrace{\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2}_{\Delta \ddot{\phi}} = -\frac{s_t}{\Theta_1} \underbrace{(\varphi_1 - \varphi_2)}_{\Delta \phi} - \frac{s_t}{\Theta_2} \underbrace{(\varphi_1 - \varphi_2)}_{\Delta \phi} \quad (4.3)$$

Bevezetve a $\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2 = \Delta \ddot{\Phi}$ és a $\varphi_1 - \varphi_2 = \Delta \Phi$ jelöléseket, rendezés után a

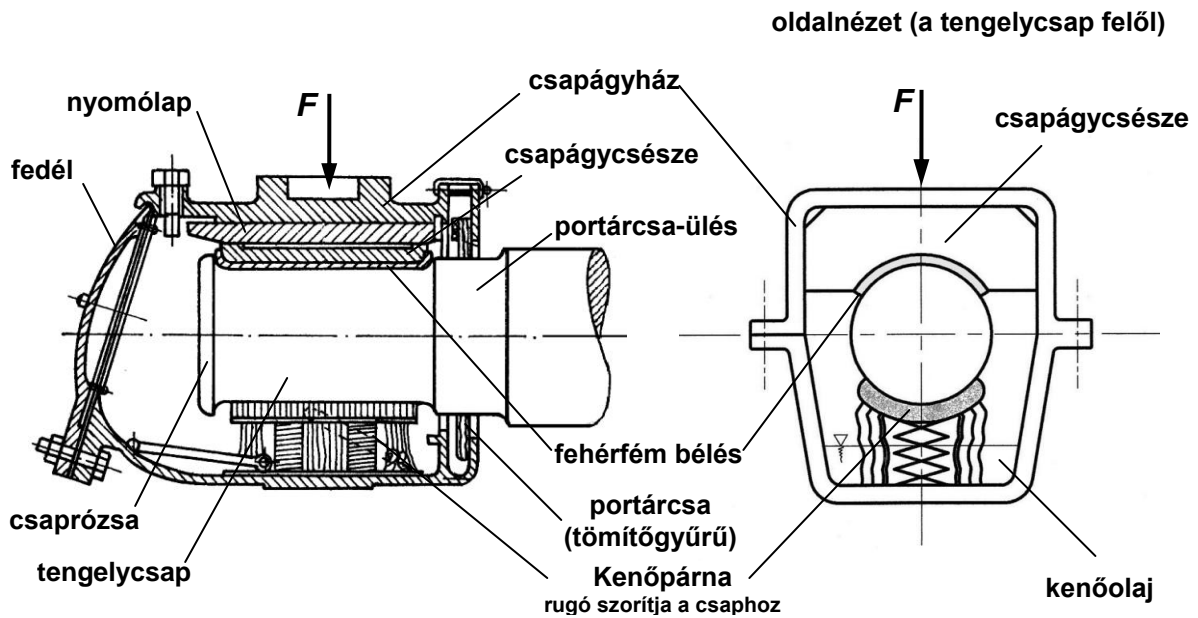
$$\Delta \ddot{\Phi} + s_t \frac{\Theta_1 + \Theta_2}{\Theta_1 \Theta_2} \Delta \Phi = 0, \quad \forall t \quad (4.4)$$

függvényegyenletet kapjuk, ami viszont az *Általános járműgéptan* c. tárgyából ismert módon a *harmonikus lengőmozgás* függvényegyenlete. A kialakuló harmonikus lengőmozgás *sajátkör-frekvenciájára* az ugyancsak ismert

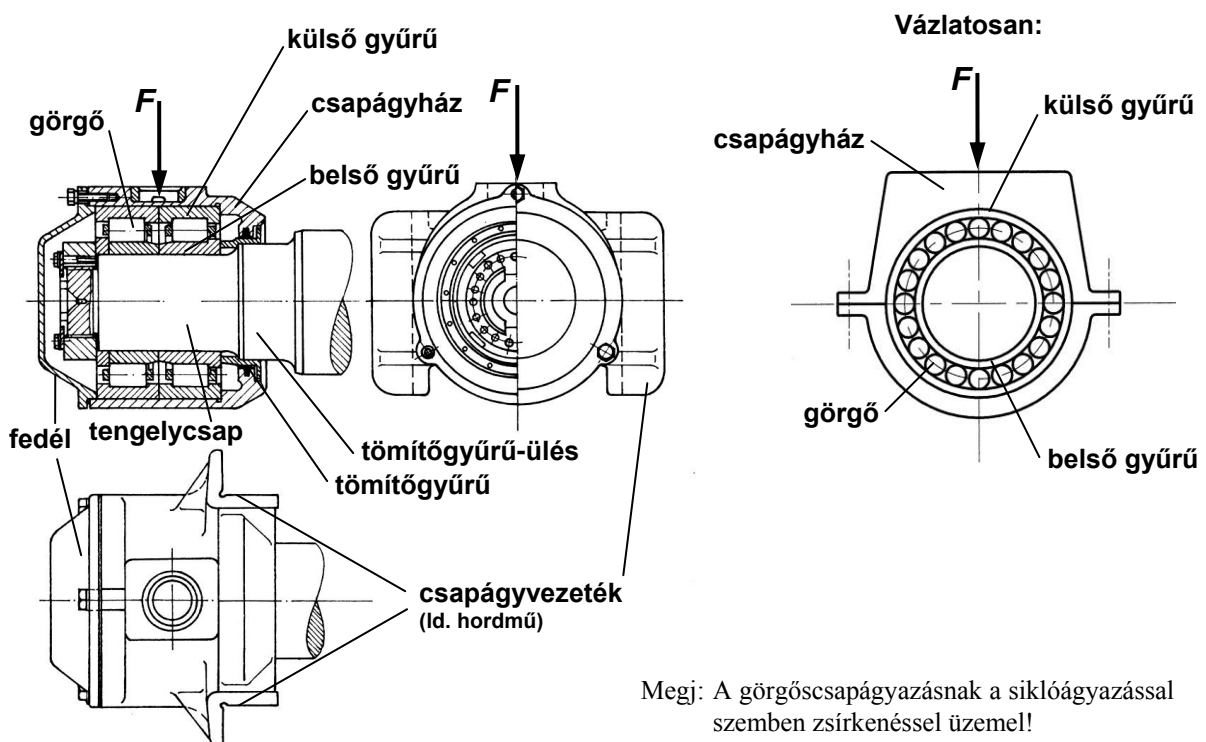
$$\alpha = \sqrt{s_t \frac{\Theta_1 + \Theta_2}{\Theta_1 \Theta_2}}; \quad [\alpha] = \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (4.5)$$

képlet adódik. A torziós lengés sajátfrekvenciája pedig ismert módon $f = \alpha / 2\pi$, $[f] = \text{Hz}$ (Hertz).

megmunkált belső sugara kicsivel nagyobb a csap sugaránál. A csapágybélis kenőanyag – kenőolaj – rétegen fekszik fel a csapon, így a kenőolaj a forgó csap esetén szűkülő réssel tud találkozni, ami a megfelelő olajnyomás kialakulásának szükséges feltétele.



30. ábra Vasúti kerékpár siklócsapágyazása



Megj: A görgőcsapágyazásnak a siklóágyazással szemben zsírkenéssel üzemel!

31. ábra Vasúti kerékpár gördülőcsapágyazása

A csapágy a tengelyre jobbra mutatóan ható axiális erőt a csaprózsa peremén való felfekvésével, balra mutatóan ható erőt pedig a portárcsa ülés lépcsőzésén való felfekvésével tud átvenni a tengelytől. A csapágyházba a kerékoldali szennyezés bejutását a „portárcsa” akadályozza meg. Az ábra szerinti portárcsa a tengely portárcsülésének középsíkjában lezárja a csapágyház és a tengely közötti axiális rést. Más konstrukcióknál érintkezésmentes labirint tömítés vagy enyhe csúszósúrlódással záró filc-gyűrű akadályozza meg a szennyeződés axiális irányú bejutását. A kenőolaj a csapágyház alsó felében tartályként kialakított térrészt foglalja el. Külön kell gondoskodni a kenőolajnak a csap csúszófelületére való feljuttatásáról. Erre szolgál az ábrán látható kenőpárna, amely alulról érintkezik a csap forgó felületével. A párna két csap-tengellyel párhuzamos oldalán a párna szövetét alkotó viszonylag vastag szálak lelógnak az olajtérbe és a hajszálcsövesség elve alapján az olaj felszívárog a párnába és feltölti azt. A kenőpárna helyzetét és a csappal megkívánt felületi csúszókapcsolatát egy függőleges mozgást lehetővé tevő ollós mechanizmus (elvé a kihúzható fürdőszobai törülközőszárító, vagy a kihúzható fali olvasólámpa kialakításánál alkalmazott elvvel azonos), és a párna alsó felületét tartó, a csap ívét követő fém fegyverzet és a csapágyház olajterének alsó síkján felfekvő alaplemez közé függőleges hatásiránnyal beépített lágy hengeres csavarrúgó ereje biztosítja. Az alaplemez helyzetét a csapágyházhoz csuklósan kapcsolt két pozicionáló rúd biztosítja. A siklócsapágy csapsúrlódási tényezője – amennyiben a csapágyban a kívánt hidrodinamikai felhajtóerő kialakul – kisebb lehet, mint a gördülőcsapágyas megoldásé. Egy nehézség azonban fennáll, az indításnál, amikor még nincs olajnyomás, az első néhány körülfordulás során a súrlódási tényezőjelentősen nagyobb a gördülőcsapágy súrlódási tényezőjénél. Ez a tény az „indítási ellenállás” megnövekedését jelenti.

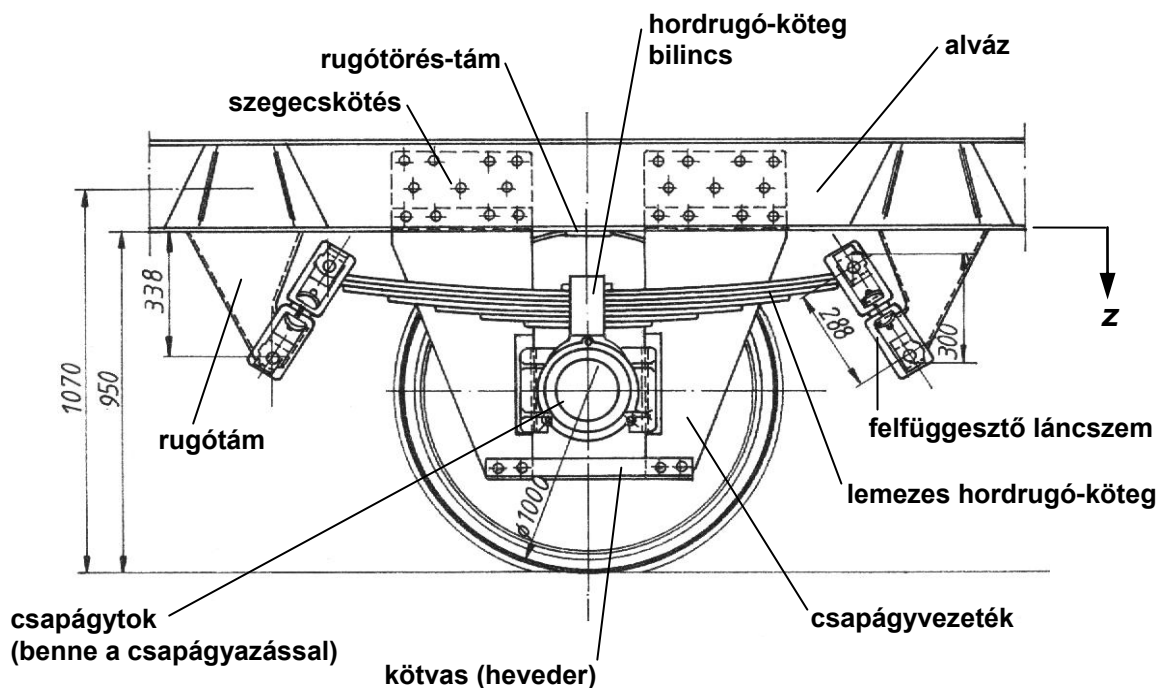
B.) Gördülőcsapágyas ágytok

A vasúti jármű gördülőcsapágyas ágytokját a 31. ábrán szemléltetjük. A csapágyházba két axiális hézag nélkül beépített hengergörgős csapágy szerepel. A tengelycsap külső végén a csaprózsa szerepét tengelyvég-anya veszi át. A tengelyvég-anya meghúzásával a csapágyak belső gyűrűinek axiális helyzete meghatározott, tekintetbe véve a portárcsaülés oldali lépcsős átmérőjű csőszerű távtartót is. Ezen távtartó külső hengeres felülete egyben a portárcsa szerepét átvevő belső ágytokfedél középső furatába bemunkált trapéz keresztmetszetű hornyába helyezett filcből készült tömitőgyűrű felfekvő felületét képezi. A csapágy zsírkenésű. A csapágyház a tengelycsap végi oldalához csavarokkal felerősített külső ágytokfedél zárja le. Az ágytok öntvény felső része vízszintesen síkba van munkálva biztosítva a hordrugó csatlakozási felületét. A jelzett vízszintes felületre merőlegesen készített zsákfurat a rugóbilincs vagy a

rugótányér lefelé kiálló csapjának befogására szolgál. Az így benyúló csap biztosítja a rugó tájolását és a hossz-, illetve keresztirányú erők átadását a rugó és a csapágyház között.

4.3.2.2 Rugózás és csillapítás

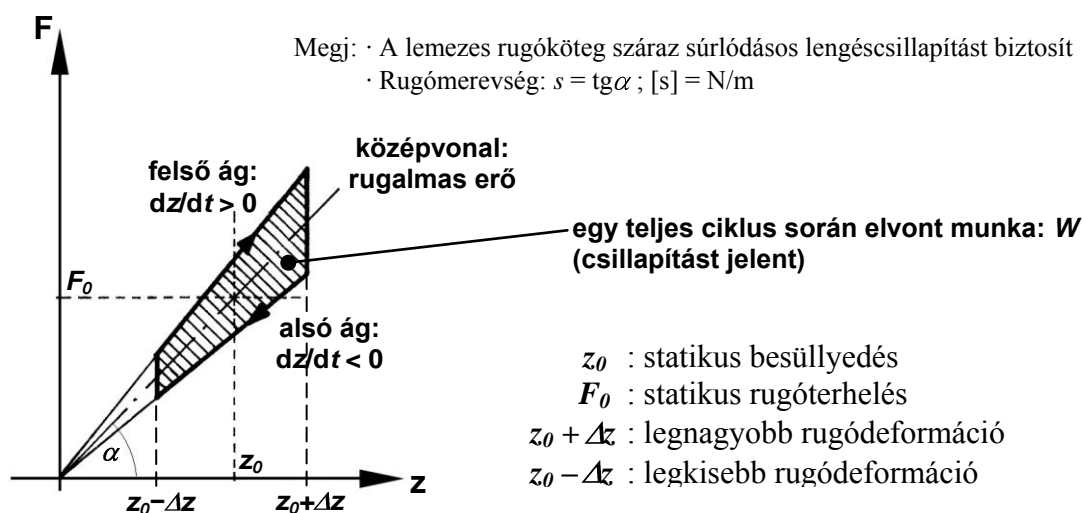
A 32. ábrán bemutatjuk a teherkocsiknál általánosan alkalmazott egyszerű hordmű kialakítást. Itt a csapágytok felső síkja és az alváz alsó síkja közötti erőátadást a lemezes hordrugó biztosítja a két végéhez kapcsolt felfüggesztő kettős láncszem-páron és a két rugótámon át. A rugótámon hegesztett kötéssel csatlakoznak az alváz főhossztartójához. A rugóköteget középen bilincs fogja össze. A rugóköteget legfelső rugólapja a főrugólap, ennek két végén csatlakozó szem van kialakítva a rugó melegüzemi megmunkálása során. Az utóbbi csatlakozó szemekbe helyezett keresztirányú csapszeg csuklós kapcsolatot létesít a felső felfüggesztő láncszemek felső végéhez szoruló téglalap alakú betétdarabokkal. Ugyancsak csuklós kapcsolat létesül az alsó felfüggesztő láncszemek alsó végéhez szoruló téglalap alakú betétdarabok és a rugótámon keresztirányú furatába helyezett csapszegek között. A kettős láncszemek alsó és felső tagját szorítóbilincs fogja össze, de oly módon, hogy a két láncszem keresztirányban el tud fordulni egymáshoz képest. A kettős láncszemes tagok alsó végi csuklós kapcsolatai ferde hatásvonalú húzóerőt vesznek át a rugótámonról.



32. ábra Egyszerű hordmű kéttengelyes teherkocsikhoz

A lemezes hordrugó köteg terhelése alapesetben a rugóköteget összefogó bilincs alsó síkján a csapágytokról átadott felfelé működő függőleges erő. Ezt a középen felfelé ható erőt egyensúlyozza a rúgószemekbe helyezett csapszegeken átadott két ferde hatásvonalú erő. Jelölje F a

rugóköteg középső pontján működő függőleges terhelőerőt. Ennek hatására a kezdetben terheletlen állapotú rugó z nagyságú függőleges alakváltozást szenved. A jelzett folyamatot úgy szemléltethetjük, hogy a járműfelépítményt daruval megemelve képzeljük olyan magasságig, hogy a lemezes hordrugó köteg terheletlen állapotba jusson. Ez után a daruval lejjebb engedjük a járműfelépítményt és fokozatosan ráterheljük a járműsúlyt a hordrugókra. Mérjük a rugó terheletlen állapotához tartozóan az alváz alsó síkjának a sín koronaszintjétől való távolságát, majd a teljes járműsúly ráengedése után, a teljesen terhelt rugókkal biztosított új egyensúlyi helyzetben is meghatározzuk az alváz alsó síkjának a sín koronaszintjétől kialakult lecsökkent távolságát. A két jelzett távolság különbsége adja a hordrugóköteg súlyterhelés alatti z_0 statikus deformációját. Ebben az egyensúlyi helyzetben a rugót terhelő statikus erő jele: F_0 . A rugó lineárisan rugalmas tulajdonsága által meghatározott erőlefutási viszonyok összetettebbé válnak a rugólapok között fellépő csúszósúrlódás miatt. A lemezes hordrugóköteg behajlása esetén ugyanis a rugólapok egymáson kismértékben elcsúszhatnak és a fellépő csúszósúrlódási erő legyőzéséhez a rugó deformálása során a tisztán a rugalmas alakváltozás eléréséhez szükséges erőnél nagyobb erő bevezetésére van szükség. Hasonlóképpen, a rugó visszaterhelésekor – ha a rugó deformációja csökken – a rugó által biztosított rugalmas visszatérítő erőt azonban most a fellépő súrlódóerő csökkenti. Az elmondottak azt jelentik, hogy a lemezes rugóköteg esetén terhelésnöveléskor (ha $dz/dt > 0$) és terheléscsökkenéskor (ha $dz/dt < 0$) az átvitt F rugóerő a z deformáció függvényében kétágú jellegű görbével lesz leírható. A 33. ábrán



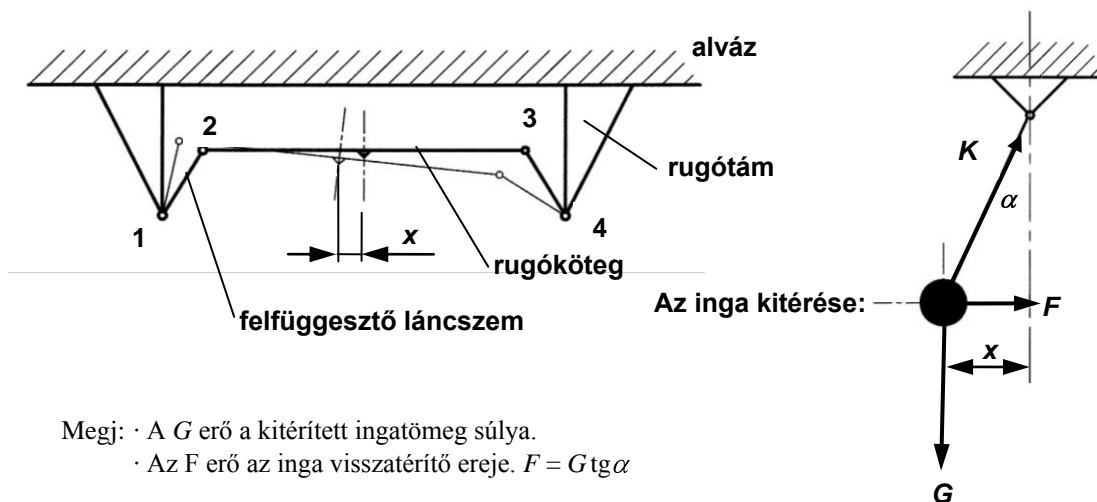
33. ábra A lemezes hordrugóköteg által átvitt F rugóerő a z deformáció és a dz/dt deformációsebesség függvényében

felrajzoltuk a rugódiagram alakulását. Az ábra pontvonallal mutatja a rugóban kialakuló rugalmas visszatérítő erőt. Ezen rugalmas erőhöz a terhelés rávitelekor kialakuló pozitív deformációsebesség (z az időben növekvő) esetén a súrlódás legyőzéséhez szükséges erő hozzáadódik, és

kialakul a felső jelleggörbe ág, terhelésvételkor viszont negatív a deformációsebesség (z az időben csökkenő), ekkor a kialakuló súrlódóerő levonódik, és a hasznosítható visszatérítő erőt ekkor az alsó jelleggörbe ág írja le. Ha a z_0 egyensúlyi helyzet körül kialakul egy lengési periódus, és a z deformáció a $z_0 - \Delta z$, és $z_0 + \Delta z$ határok között változik, akkor a z deformáció növekedésekor a felső jelleggörbe ág, deformáció csökkenés esetén pedig az alsó jelleggörbe ág érvényesül. Az elmondott folyamat az ábrán a vonalkázással kiemelt területet körbefogó, az óramutató járásával egyező körbejárású jelleggörbe szakaszokkal meghatározott trapéz jellemzi. A trapéz területe most munka mérőszámot szolgáltat, mivel a felső jelleggörbe ág és a z tengely közé zárt terület a rugó deformálása során bevezetett munkát adja, a rugó „visszaterhelésekor” nyerhető munkát az alsó jelleggörbe ág és a z tengely közötti terület adja. A két munkaterület különbsége az a munka ami a rugókötegben egy lengési ciklus során a súrlódás miatt disszipálódik (hőenergia formájában a rugó környezetébe szétszóródik). A jelzett energiavesztés jelenléte azt jelenti, hogy a lemezes hordrugó a felépítésével meghatározott súrlódási folyamatok kialakulása miatt egyben csillapítóként is működik. A vasúti jármű hordmúvéba épített lemezes hordrugó kötegek tehát az egyensúlyi helyzet megzavarása után előálló lengésfolyamatok során energiát vezetnek ki a lengőrendszerből mely energia a lengő tömegek mozgási energiájából kerül elvonásra, így bizonyos idő múlva a lengések elhalnak.

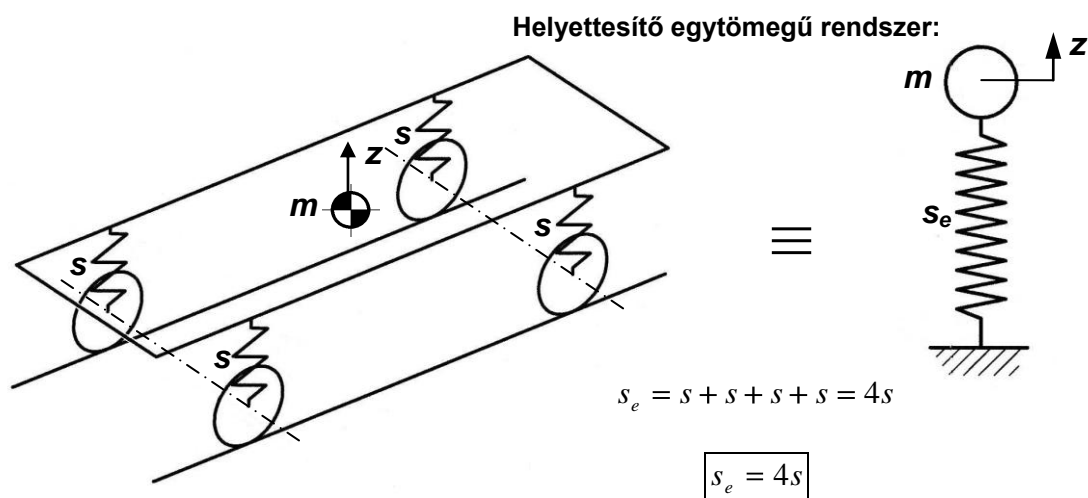
Megvizsgáljuk az ágytokok hosszirányú elmozdulását, mely elmozdulás felső határát az ágyvezetékeken való felütközés bekövetkezése adja. Tekintettel arra, hogy a bemutatott egyszerű lemezugós hordmúben négy csuklós kapcsolat van, ezért az csak a függőleges síkban végezhető mozgást, azaz bizonyos kényszerfeltételek mellett. A jelzett kényszerfeltételek abból adódnak, hogy az ágytokhoz kapcsolódó lemezes hordrugóköteg elmozdulása során a rugófülap végén elhelyezkedő csapszegek középpontjai a rugótámok bekötési középpontjával mint kör középponttal megrajzolt és a felfüggesztő hevederek furattávolságával meghatározott sugarú köríven mozoghatnak. A hosszirányban kimozdult ágytok tehát viszi magával a rugóköteget, miközben a fenti kényszer miatt rugószemek középpontjai körvonalon tudnak elmozdulni, és a két rugószem középpont távolsága gyakorlatilag állandó marad. Az elmondottak szerint a rugóbekötés mint inga működik. A viszonyokat a 34. ábrán szemléltetjük. Az ábrán jól érzékelhető, hogy a rugóköteg középpontja x távolsággal tért ki balra. Ehhez nagyon hasonló értékű – ferde szöghelyzet miatt kicsivel nagyobb – az ágytok közép kitérése. A kitért helyzetben a két függesztő heveder szöge jelentősen eltérő és a heveder által a rugókötegre átvitt vízszintes erőhatások eredeti szimmetrikus helyzetben fenn álló ellentett egyenlősége megbomlik. Látható módon a jobb oldali hevederben ébredő húzóerőnek a rugóra nézve jobbra működő vízszintes komponense nagyobb, mint a bal oldali hevederben ébredő húzóerő bal-

ra mutató vízszintes komponense. Így a rugókötegre ható eredő vízszintes erő jobbra mutat, ha a rugóközép – és vele az ágytok is – balra tért ki. Azt mondhatjuk tehát, hogy a mindenkori vízszintes ágytok kitérés vektoriális értelmével ellentétes értelmű visszatérítő erő működik az ágytokra. Ez a visszatérítő erő, éppen úgy működik a rugóköteg, az ágytok és a hozzá kapcsolt kerékpár-fél alkotta tömegre, mint a kitérített ingánál az inga felfüggesztő fonálában ébredő K erő és a G súlyerő eredőjeként adódó vízszintes F visszatérítő erő hat az inga tömegére. A rugóköteg, a hozzá kapcsolt ágytok és kerékpár tehát a kitérítő hatás megszűnte után a felfüggesztő rendszer saját tulajdonságából következően automatikusan a szimmetrikus hevederhellyel jellemzett középhelyzetbe áll vissza.



34. ábra Az egyszerű hordmú hosszirányban fellépő visszatérítő erejének szemléltetése

A vasúti jármű – mint rugókkal alátámasztott tömeg – lengőrendszert képez. A jármű súlypontjának függőleges lengését – a rázást – a 35. ábra helyettesítő modelljével vizsgáljuk.



35. ábra Kéttengelyes vasúti jármű egyszerűsített lengéstani modellje rázásra

Az ábra szerinti modell kialakításához a következőket vettük figyelembe:

- 1.) a hordmú a kocsiszekrénynek (az m tömegnek) rugózott alátámasztást biztosít,
- 2.) a kéttengelyes jármű egyszerű hordmújében 4 db párhuzamosan kapcsolt hordrugó van,
- 3.) a párhuzamosan kapcsolt lineáris karakterisztikájú rugók s rugómerevségei összeadódnak.

A fentiek szerint meghatározott modell egyetlen tömegből és egyetlen eredő merevségű függőleges rugóból álló rendszerre redukálható. A redukált helyettesítő lengőrendszerben az m tömeget most az $s_e = 4s$ eredő merevségű rugó támasztja alá. A helyettesítő rendszer függőleges lengéseinek sajátkörfrekvenciája pedig az Általános járműgéptan c. tárgyból jól ismert

$$\alpha = \sqrt{\frac{s_e}{m}}; \quad [\alpha] = \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (4.6)$$

képletből számítható, míg a sajátfrekvencia az $f = \frac{\alpha}{2\pi}$ képlettel meghatározott, mértékegysége pedig:

$$f = \frac{1}{s} = \text{Hz}.$$

A vasúti jármű futás közbeni nem kívánt ún. "parazita" mozgásait a 36. ábrán szemléltetjük a mozgásformák megnevezésével együtt. Három haladó (transzlatorikus) mozgás és három forgó (rotatorikus) mozgás szerepel a merev testnek tekintett járműfelépítmény lengések között.

transzlatorikus: $x \rightarrow$ rángatás

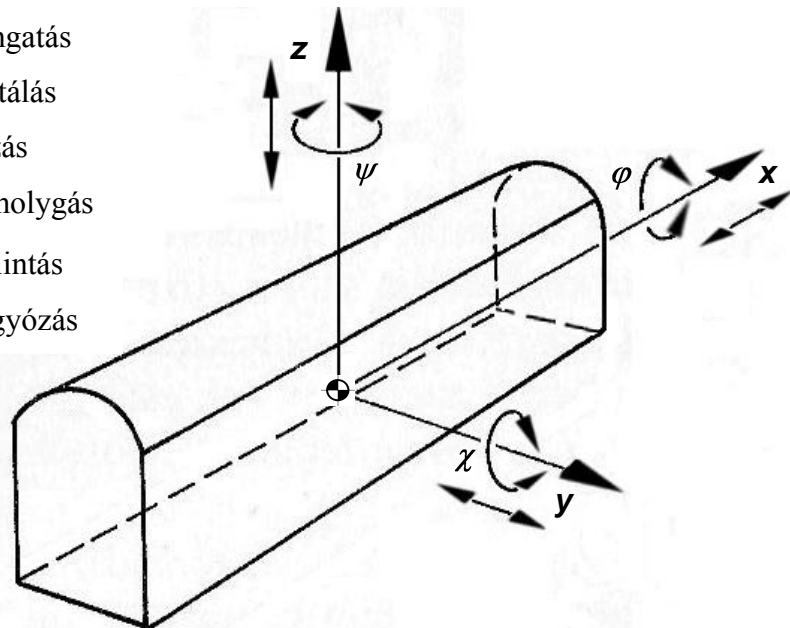
$y \rightarrow$ szitálás

$z \rightarrow$ rázás

rotatorikus: $\varphi \rightarrow$ távolgyás

$\kappa \rightarrow$ bólintás

$\psi \rightarrow$ kigyózás



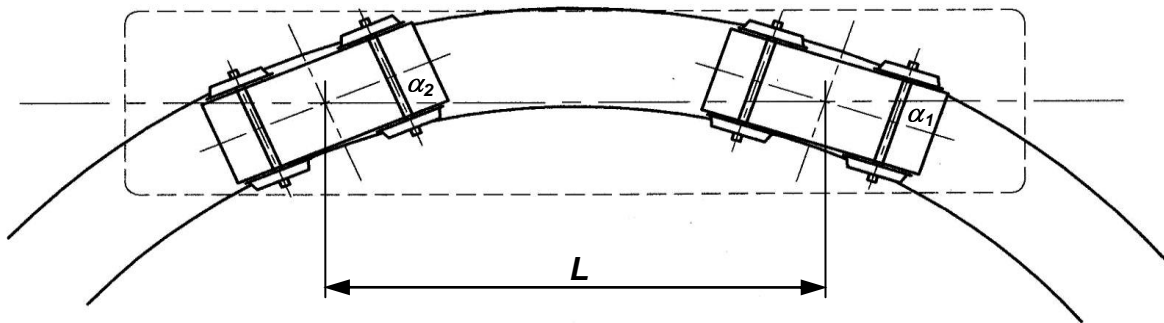
36. ábra A vasúti jármű hat parazita mozgása

4.3.3 A vasúti forgóváz

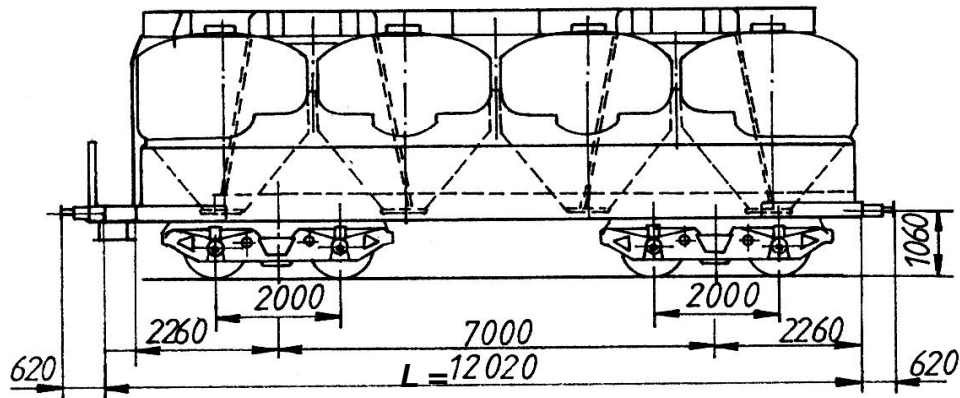
A forgóváz egy kis tengelytávú kéttengelyes járműnek fogható fel. Mint ilyen, jól beáll kisebb sugarú pályán is. A hosszú járműveknél a kis sugarú ívekben a nagy tengelytáv miatt fellépő befeszülés, az ún. *ékelt futás* elkerülésére feltétlenül szükséges a két forgóváz megoldás alkalmazása.

A forgóváz jármű ívbenfutási viszonyait felülnézetben a 37. ábrán mutatjuk be.

a forgóvázak szögkitérése: $\alpha_1 \neq 0, \alpha_2 \neq 0$

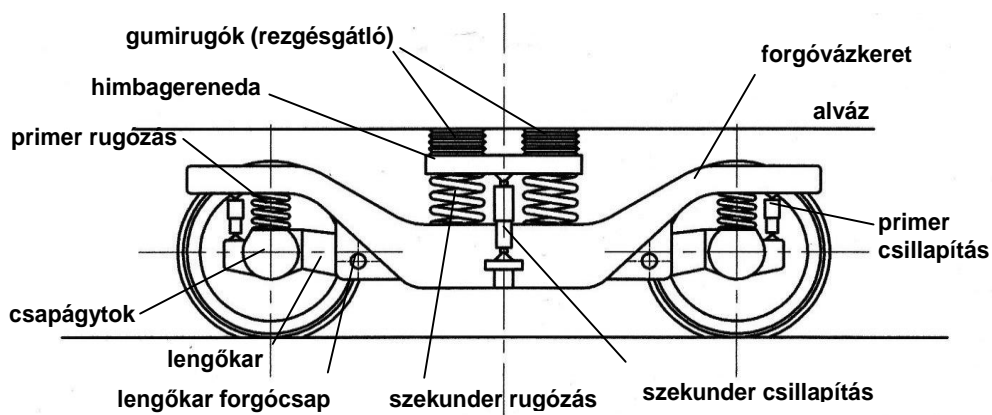


37. ábra A forgóvázak elhelyezkedése a pályához és a járműtesthez képest ívbenfutáskor
A forgóváz cementszállító tartálykocsi oldalnézeti rajzát a 38. ábrán mutatjuk be.



38. ábra Forgóváz cementszállító tarálykocsi

Megjegyezzük, hogy az L forgócsaptáv, személykocsiknál és hosszabb teherkocsiknál 16-18 m is lehet. Jellegzetes személykocsi forgóváz szerkezetet a 39. ábrán láthatunk. A forgóváz kétlépcsős rugózású.

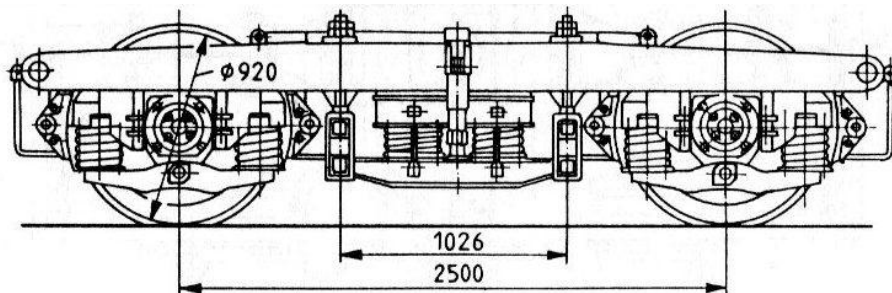


39. ábra. Jellegzetes lengőkaros ágytokbekötésű személykocsi forgóvázé

A következő részben néhány jellegzetes forgóváztypust mutatunk be.

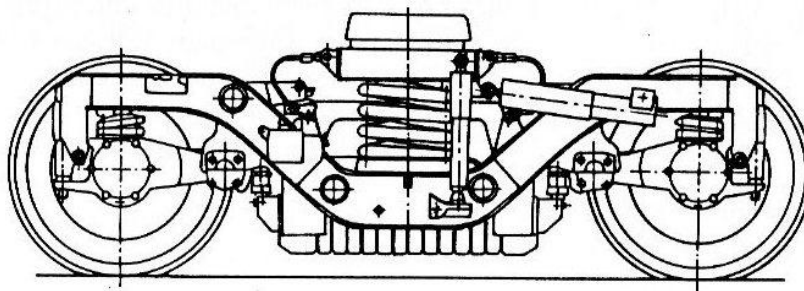
Személykocsi forgóvázak

a.) A **Kaláka III** típusú forgóvázat a MÁV Dunakeszi Járműjavítóban fejlesztették ki az 1960-as években, kisebb átalakításokkal személykocsik alatt ma is használják. A csapágyrugók lengéscsillapítását a csapágyvezetés súrlódása biztosítja, a himbarugózás függőleges lengéscsillapításáról pedig a forgóvázkeret és a himbagerenda közé kétoldalt elhelyezett hidraulikus lengéscsillapítók gondoskodnak. 120 km/h sebességig használható, futásjósága előlött már nem megfelelő. 100 km/h-ig egyszeres, 120 km/h-ig pedig kettős féktuskós rendszert használnak (ez utóbbi esetben egy kereket összesen négy féktuskó fékez).



40. ábra A MÁV Kaláka III. típusú forgóváza

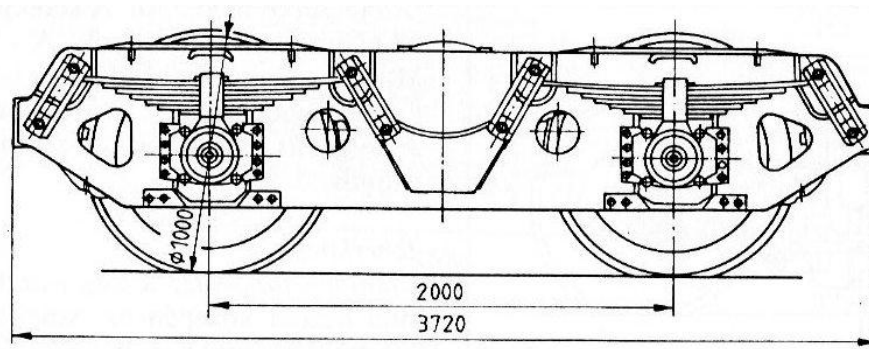
b.) A **CAF GC-5** típusú forgóvázat a CAF spanyol vasúti járműgyár fejlesztette ki a MÁV részére szállított személykocsikhoz. Engedélyezett sebessége 200 km/h, a fékezésről kerékpáronként három féktárcsa és forgóvázoldalanként egy-egy mágneses sínfék gondoskodik.



40. ábra A MÁV CAF GC-5 típusú nagysebességű forgóváza

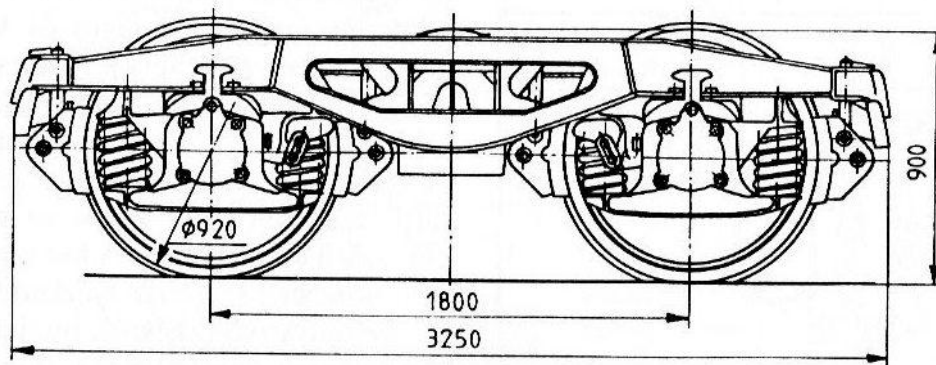
Teherkocsi forgóvázak

a.) A lemezkeretes teherkocsi (ORE) forgóváz esetében a hossztartókat közepén a kereszttartó, a végeken pedig egy-egy U keresztmetszetű tartó köti össze merev keretté. A forgóváz egylépcsős rugózású (nincs szekunderrugózás), maximális tengelyterhelése 200 kN (azaz 20 t). A kocsiszekerény a kereszttartóra szerelt ún. gömbfészkes forgótányéron fekszik fel. A forgóvázak jelenleg nagy számban üzemben vannak.



41. ábra Az ORE–szabványos teherkocsi forgóváz

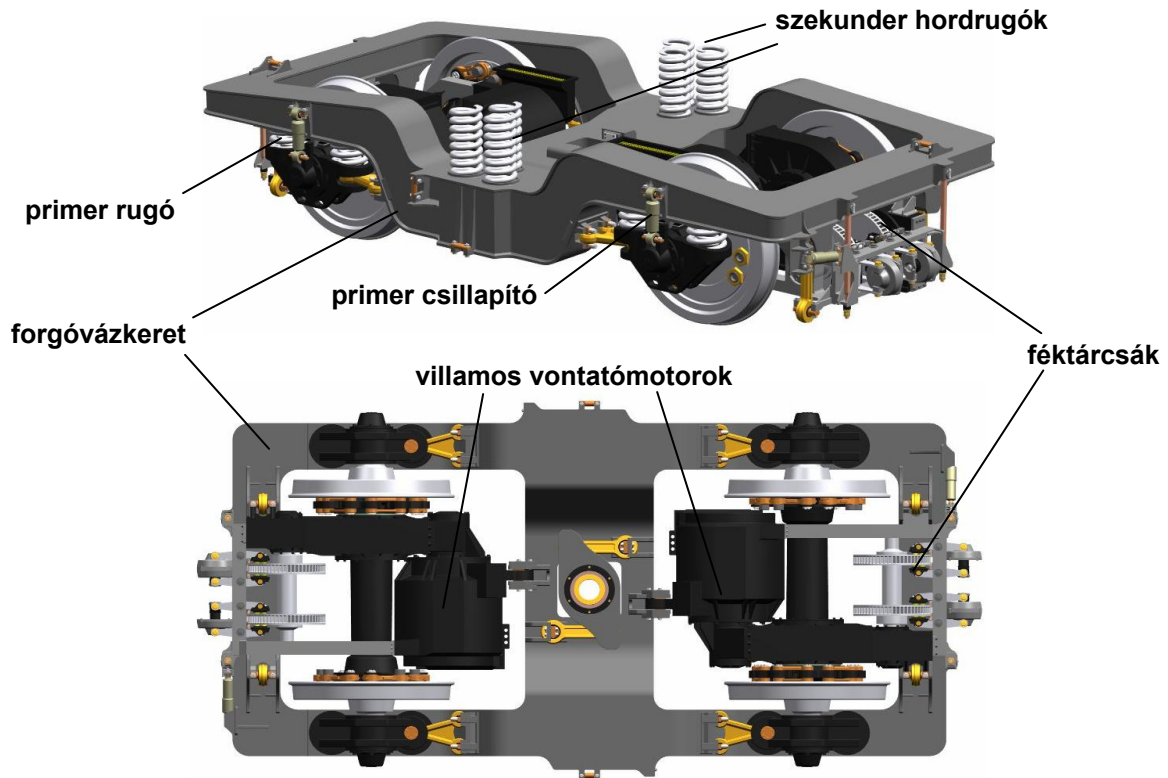
b.) Az **Y 25** típusú teherkocsi forgóvázat Franciaországban az 1950-es évek végén kezdték fejleszteni. 120 km/h sebességig használható, így kettős féktuskókkal és automatikus raksúlyváltóval is felszerelték. (A raksúlyváltó feladata a kocsi rakott vagy üres állapotától függően a fékerő beállítása. Rakott kocsinál nagyobb erővel kell a féktuskókat a kerekre szorítani a megfelelő féklassulás eléréséhez, míg üres kocsi esetén a túl nagy féktuskó-erő a kerék megcsúszását okozhatja.) A hossztartókat közepén a kereszttartó, a végeken pedig egy-egy U keresztmetszetű tartó köti össze merev keretté. Szekunder rugózása nincs, a lengéscsillapítást a csapágyvezetékek csapágyterheléstől függő súrlódása biztosítja. A kocsiszekrény forgótányéron a kereszttartóra fekszik fel. Jelenleg is számos vasúttársaságnál üzemben lévő típus.



42. ábra Y 25 típusú teherkocsi forgóváz

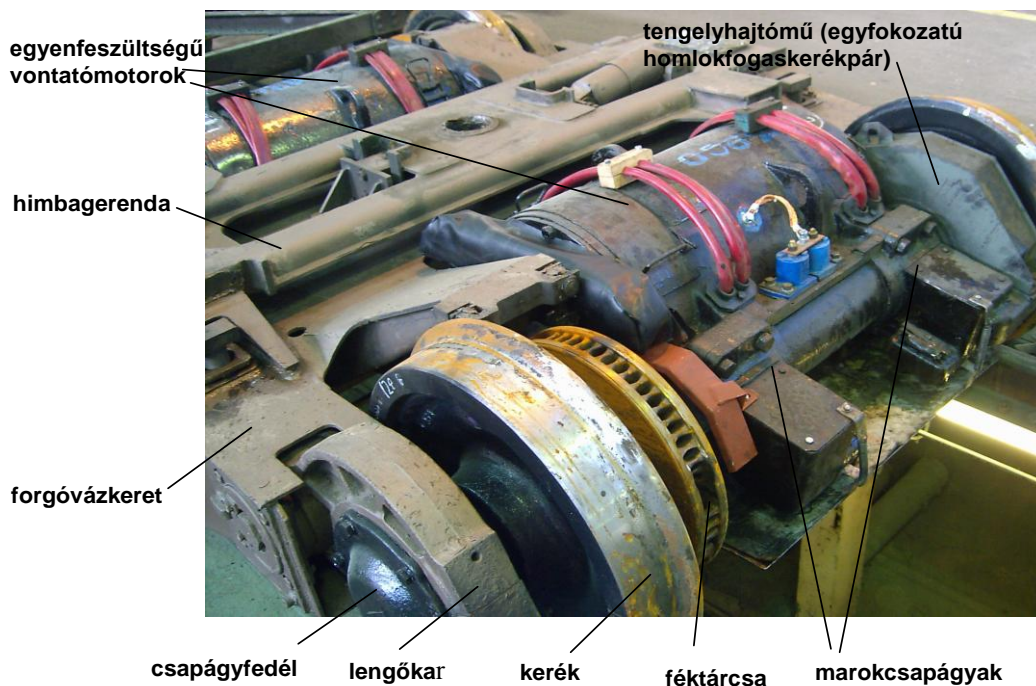
Hajtott forgóvázak

a.) A hajtott kerékpárok tartalmazó forgóvázak gyakori problémája a rendelkezésre álló hely csekély volta. A 43. ábrán bemutatásra kerülő villamosmozdony forgóváza esetében például a féktárcsák már nem férnek el a kerékpártengelyeken, ezért ezek egy-egy külön tengelyen kapnak helyet a forgóváz két végén. Ezek a féktengelyek természetesen egy hajtóművön keresztül kapcsolatban állnak a kerékpártengellyel.



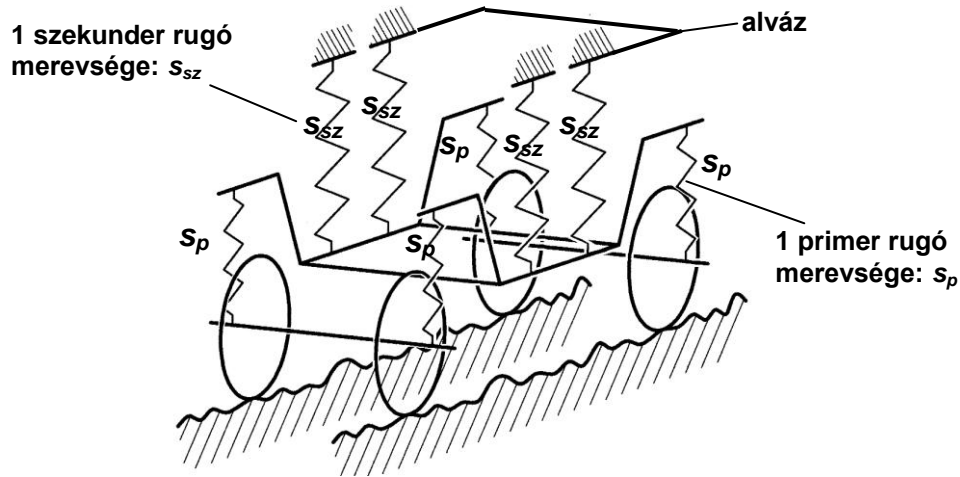
43. ábra Villamosmozdony forgóváza a vontatómotorokkal és a féktárcsákkal

b.) Marokcsapágyas tengelyhajtásra mutat példát a 44. ábrán felrajzolt BKV-HÉV **MX/A** motorkocsi forgóváz. Jól láthatók a marokcsapágyak, a féktárca, az egyfokozatú homlok-fogaskerekes tengelyhajtómű háza, a TC motorok, a csapágyvezetést megvalósító lengőkar, a forgóvázkeret, a himbagerenda és a hajtott kerék.



44. ábra A BKV HÉV MX/A típusú hajtott forgóváz

A bemutatott kétlépcsős rugózású személykocsi forgóváz hordművéhez tartozó eredő rugómerevség a meghatározása előfeltételt jelent a kocsi rázó lengései körfrekvenciájának számításához. A 45. ábrán egyszerűsített vonalas vázlatban felvettük a 39. ábrán bemutatott forgóvázban szereplő primer és szekunder rugókat.



45. ábra Vázlat a kétlépcsős rugózású forgóváz eredő rugómerevségének számításához

A vizsgált forgóváz esetén mind a négy primer hordrugó azonos s_p merevségű és mind a négy szekunder hordrugó azonos s_{sz} merevségű.

A négy primer hordrugó párhuzamosan kapcsolva támasztja alá a forgóvázkeretet, ezért a vizsgált forgóvázra a primer rugózás eredő rugómerevsége: $s_{pe} = 4s_p$. A négy szekunder hordrugó ismét csak párhuzamosan dolgozva támasztja alá járműszekrényt, ezért a vizsgált forgóvázra a szekunder rugózás eredő rugómerevsége: $s_{sze} = 4s_{sz}$.

Mármost a vizsgált forgóvázban az primer és a szekunder rugózás sorba kapcsoltan működik (egyedi rugónként és eredőjükben is azonos erőt visznek át), így a teljes rugórendszer eredő merevségét a primer rugózás s_{pe} és a szekunder rugózás s_{sze} eredő merevségeivel bíró helyettesítő rugók sorba kapcsolásával adódó merevséget kell meghatároznunk. Figyelembe véve az eddig meghatározott részeredő merevségeket, továbbá a sorba kapcsolt rugók merevségét megadó ismert „reciprok-szabályt” és azt a tényt, hogy a vasúti személykocsik szimmetrikus felépítésűek, úgy hogy a két forgóvázban érvényesülő eredő s_1 és s_2 merevségek azonosak, a következő eredmény adódik a kocsiszekrényt a forgócsapoknál alátámasztó két rugó merevségére:

$$s_1 = s_2 = \frac{1}{\frac{1}{s_{pe}} + \frac{1}{s_{sze}}} = \frac{1}{\frac{1}{4s_p} + \frac{1}{4s_{sz}}} \quad (4.7)$$

A két forgóváz fentiek szerinti s_1 és s_2 eredő alátámasztó merevségű helyettesítő rugója párhuzamosan dolgozva támasztja alá a kocsiszekrényt, ezért ezek eredője lesz az az eredő he-

lyettesítő rugó, amelynek merevségéből és a teljes kocsiszekrény tömegéből már meg lehet határozni a kocszi rázómozgásának saját-körfrekvenciáját.

Ennek megfelelően kiszámítjuk a két forgóváz függőleges rugózását együttesen jellemző eredő s_e függőleges támasztómerevségét a párhuzamosan kapcsolt s_1 és s_2 forgóváz merevségek figyelembe vételével:

$$s_e = s_1 + s_2 = \frac{2}{\frac{1}{4s_p} + \frac{1}{4s_{sz}}} = 8 \cdot \frac{1}{\frac{1}{s_p} + \frac{1}{s_{sz}}} . \quad (4.8)$$

A kocsiszekrény tömegközéppont rázómozgásának saját-körfrekvenciája a most nyert s_e eredő merevség és a kocsiszekrény m_{sz} tömege ismeretében meghatározható:

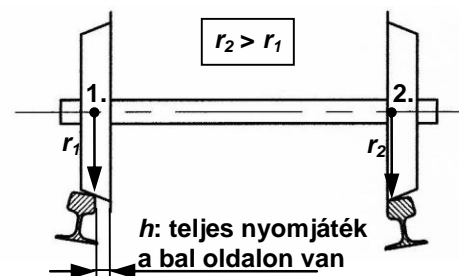
$$\alpha = \sqrt{\frac{s_e}{m_{sz}}} =; \quad [\alpha] = \frac{\text{rad}}{\text{s}} . \quad (4.9)$$

4.3.4 A kerék-sín rendszer

A vasúti járműnek a vasúti pályával való együttműködését alapvetően meghatározzák a kerék-sín rendszerben megvalósuló mozgásviszonyok és az átvitt erők. A mozgásviszonyok vizsgálatát merev kerekek feltételezésével élve a geometriai viszonyokra vezetjük vissza.

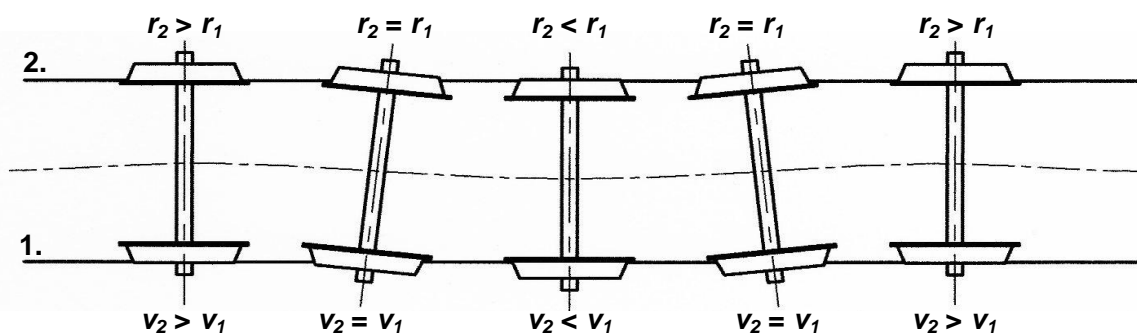
a.) Geometriai viszonyok

A jelen vizsgálatunkban feltételezzük, hogy a kerékpár merev test, a kerék futófelülete pedig kúpos kialakítású. A 46. ábrán szemléltetjük a vágányon elhelyezkedő kerékpárt, amelynél most a teljes h nyomjáték a bal oldalon van, azaz a jobb kerék nyomkarimája felfekszik a sínfej belső oldalán. Az így elhelyezkedő kerékpár tehát a középhezletből jobbra $h/2$ távolsággal ki van térítve. Az így kitérített kerékpár esetén a két kerék görbülési sugarára az $r_2 > r_1$ rendezés érvényes, és mivel a kerékpár mindkét kereke közös szögsebességgel merev testként együtt forog, a két kerék kerületi sebessége eltérő lesz: $v_2 > v_1$. Az eltérő kerületi sebességek jelenlétéből következik az egyenes pályán a 46. ábra szerinti kezdeti helyzetből tovagördülő kerékpár középpontjának „szinusz-szerű” önvezérlő mozgása, az ún. „szinusz futás” jelensége. A 47. ábrán felrajzoltuk az egyenes pályán tovagördülő kerékpár elhelyezkedésének alakulását rögzítő pillanatfelvételeket arra az estre, amikor a kerékpár a 46. ábrának megfelelően, a pályára merőleges forgástengellyel indul a bal oldali szélső ábra szerint, és a teljes h nyomjáték az alsó 1. jelű sínszálnál érvényesül, azaz a középhezletéből felfelé $h/2$ távolság-



46. ábra A kerékpár h nyomjátéka

gal kimozdított kerékpár felső kerekének nyomkarimája éppen hozzáér a 2-es sínszálhoz. Ebben a helyzetben a két kerék kerületi sebessége a 46. ábrával kapcsolatos magyarázatban mondott ok szerint eltérő: $v_2 > v_1$. A kerékpár tiszta gördüléssel való mozgása során, mikor is a kerületi sebesség abszolút értéke megegyezik a kerékközéppont haladási sebességének abszolút értékével, a felső kerék gyorsabb előremozdulása miatt a kerékpár keresztirányú mozgást is végez és a kerékpár tengelye a balról második ábra szerint pillanatnyi ferde helyzetet vesz fel. A második ábra azt a pillanatot ábrázolja, amikor a kerékpár mindkét kerekén megegyező a gördülőköri sugár, azaz $r_1 = r_2$ és ez automatikusan azt jelenti, hogy egyrészt a kerékpár tömegközéppontja ekkor éppen a pálya középvonalára (a pályatengelyre) illeszkedik, másrészt pedig azt, hogy ebben a pillanatban a két keréknél megegyező $h/2$ nagyságú nyomjáték alakult ki. Ebből a ferdén elhelyezkedő tengellyel jellemzett helyzetből tovagördülve a kerékpár alsó kereke nagyobb gördülőköri sugárra kerül, míg a felső kerék gördülőköri sugara lecsökken. Az így változó gördülőköri sugarak miatt – a szögsebesség továbbra is állandó – a kerületi sebességek kezdőhelyzetben fennálló rendezése megfordul, kialakul a $v_2 < v_1$ viszony, és a harmadik ábra szerinti időpillanatban a kerékpár tengely az alsó kerék időközbeni gyorsabb előrehaladása következtében ismét a pályatengelyre merőleges helyzetet vesz fel, miközben a teljes h nyomjáték most a felső 2.jelű sínszálnál jelentkezik. Ez azt is jelenti, hogy a kerékpár tömegközéppontja ebben a helyzetben $h/2$ értékkel lefelé tért ki a pálya középvonalától. Az eddigiek szerint kiadódik, hogy a kerékpár tömegközéppontja egy $h/2$ amplitúdójú koszinusz félhullám alakú pályát írt le az első és a harmadik ábrával megjelenített pillanatnyi helyzet között a pályatengely x hosszkoordinátája függvényében.

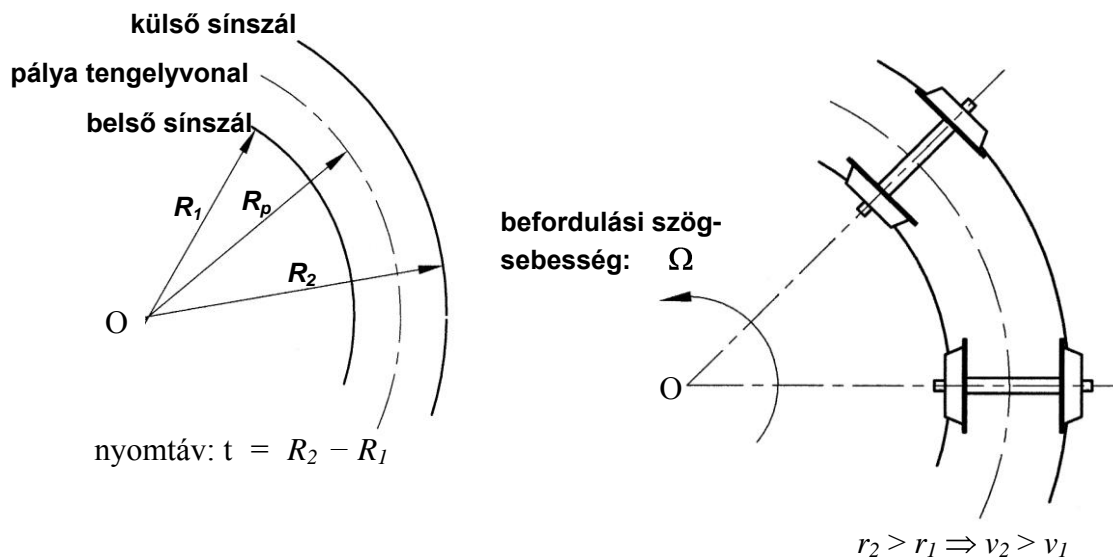


47. ábra A kúpos futófelületű vasúti kerékpár „szinuszfutása”

A kerékpár további - a harmadik pillanatfelvételi helyzettől az ötödik helyzetig megvalósuló - mozgására az előzőekben megadott magyarázat értelemszerű folytatása érvényes a második koszinusz félhullám származtatására. A magyarázat átgondolását az olvasóra bízva csupán annyit fűzünk hozzá a témához, hogy a Magyarországon a normál nyomtávú vasutaknál alkalmazott kerékpárok futófelületénél a félkúpszög tangense $\operatorname{tg}\beta = 1/20$ nagyságú és ekkor a

„szinuszfutás” hullámhosszára $\Lambda = 16,5$ m adódik. A Németországban alkalmazott félkúpszög tangense: $\operatorname{tg}\beta = 1/40$, ehhez $\Lambda = 24$ m hullámhossz adódik. A két fajta félkúpszög értékhez tartozó hullámhossz értékek mutatják az általános tendenciát is: *nagyobb félkúpszögű futófelület esetén a szinuszfutás hullámhossza kisebbre adódik.*

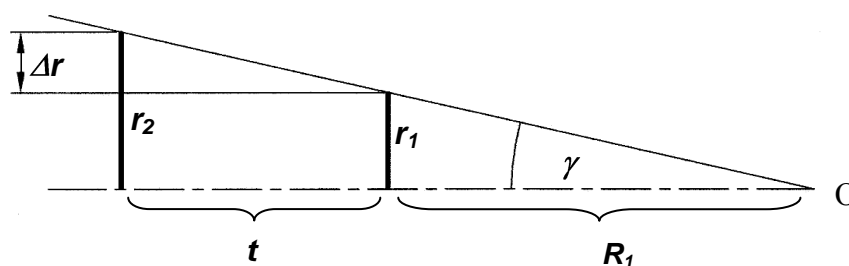
A vasúti kerékpár ívben haladásának vizsgálata során újabb előnyös tulajdonsága derül ki a kúpos – vagy ahhoz hasonló progresszív – futófelület profilnak. Az ugyanis a helyzet, hogy a kúpos futófelület és a nyomtágasság jelenléte lehetővé teszi a kerékpár számára, hogy az egy adott R_1^* belső sínszál ívsugárnál nagyobb sugarú belső sínszál esetén a kerékpár a tiszta gördülésnek megfelelően tud elhelyezkedni a nyomcsatornában, azaz elvileg csúszásmentes gördüléssel haladhat az íves pályán, ami a kerék- és sínkopás alacsony szinten tartása szempontjából egyaránt igen kedvező.



48. ábra A vasúti kerékpár körívben haladása tiszta gördüléssel

A 48. ábrán felvázoltuk egy köríves vágányrészt, megnevezve a jellemző körívek sugarait. A nyomtáv t értéke a belső sínszál és a külső sínszál sugara különbségeként adott: $t = R_2 - R_1$. A pályatengely sugara a belső és a külső sínszál sugarak számtani átlaga: $R_p = 0,5 (R_1 + R_2)$. Ha a kerékpár a körívben tiszta gördüléssel halad, akkor a tengelye minden helyzetben radiális irányban áll, azaz tartóegyenese átmegy a kör O középpontján. A kúpos futófelületek radiális elhelyezkedésével bizonyos pályáívsugar felett lehetőség van arra, hogy a teljes nyomjáték kimerülése nélkül (azaz a külső kerék nyomkarimájának a sínfej belső felületével való érintkezése nélkül) a belső és a külső kerék futókörén olyan kerületi sebesség alakuljon ki a kerékpár ω szögsebessége mellett, mint amilyen kerületi sebességeket a pálya belső sínszálának R_1 és külső sínszálának R_2 sugara a kerék Ω befordulási szögsebességével számított kerületi sebessége mellett megkövetel. A 49. áb-

rán megrajzolt háromszögek alapján mód van a csúszásmentes gördüléssel, radiálisan beálló tengelyű haladással még bejárható legkisebb pályaivsugar meghatározására. A legkisebb bejárható ívsugarhoz tartozó határhelyzetben a külső sínzálon futó kerék nyomkarimája éppen felfekszik a sínfej belső felületére, azaz a határhelyzetben a teljes h nyomjáték a belső sínzálon futó keréknél jelentkezik. A h nyomjáték és a kerekek méretének ismeretében a Δr sugárkülönbség meghatározható. A jelzett a határhelyzetet a 49. ábra alapján tett megfontolások alapján lehet meghatározni. Az ábra nagyobbik derékszögű háromszögének vízszintes befogója a pálya geometriájával meghatározott $t + R_1$ hossz. A nagy háromszög O pontból indított a γ hajlásszögű egyenese adja az átfogót. A γ hajlásszöget az határozza meg, hogy a tiszta gördülést még éppen biztosító határhelyzetben lévő kerékpár esetén a belső kerék r_1 és a külső kerék r_2 gördülőköri sugarát a vízszintes befogón az O ponttól R_1 és $R_1 + t$ távolságú pontoktól függőlegesen felmérve azok végpontjai éppen el érik a γ hajlásszögű egyenest.



49. ábra A legkisebb tiszta gördüléssel bejárható ívsugar meghatározása

Az ábráról leolvashatóan a szereplő γ hajlásszög tangense két félképp is felírható:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{\Delta r}{t} = \frac{r_1}{R_1}, \quad (4.10)$$

ahonnan a második egyenlőségből a belső sínzál keresett mértékadó R_1^* sugara kifejezhető:

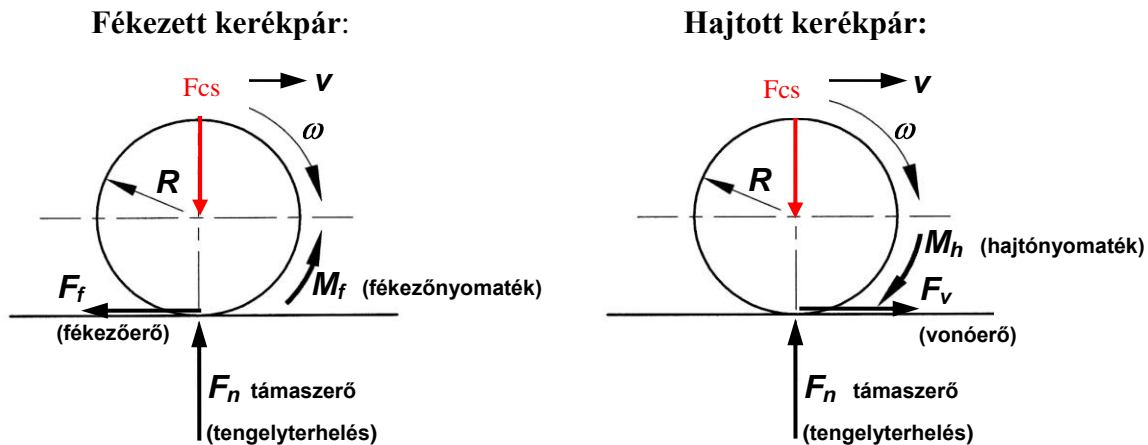
$$R_1^* = \frac{t r_1}{\Delta r}. \quad (4.11)$$

Ha tehát az $R_1 > R_1^*$ feltétel teljesül, akkor az ilyen pályáivben a kerékpár tiszta gördüléssel, irányú tengelybeállítás mellett haladhat. Normál nyomtáv esetén $R_1^* \approx 1350$ m lehet mértékadó.

2.) Dinamikai (erőtani) viszonyok

A kerekek gördüléssel való tovamozgását közvetlen okként a sínfejről a kerékre átvitt pálya hosszirányú erő idézi elő. Vontatott járműveknél a kerék forgómozgását gátolni igyekvő csapsúrlódási nyomatékot a kerék-sín kapcsolati helyen átadódó kerületi erő nyomatéka ellensúlyozza. Ez az erő olyan értelmű, hogy a kerék forgását elősegíteni, azonban a kerék haladó

mozgását ellenálláserőként gátolni igyekszik. Vontatójárműveknél a kerék-sín kapcsolati helyen átadódó kerületi erő nyomatéka a hajtó nyomatékot ellensúlyozza, így hatása forgást gátolni, azonban a hajtott kerék haladó mozgását elősegíteni igyekszik. Az 50. ábrán egymás mellett rajzoltuk fel a fékezett és a hajtott kerékpárt a rájuk működő erőhatások és nyomatékok feltüntetésével, jeleztük továbbá a kialakuló haladó és forgómozgás irányát.



50. ábra A kerék és a sín gördülőkapsolatában átvitt erők magyarázatához

Két alapvető megállapítás tehető meg a gördülő mozgást végző kerékpár dinamikájával kapcsolatban:

1. A kerékpárt függőlegesen az F_{cs} csapágyerő terheli, ezt az F_n támasztóerő egyensúlyozza.
2. A kerékre működő M_f fékezőnyomatékkal a kerék/sín érintkezési felületen (a kontaktfelületen) átvitt F_f fékezőerő $F_f R$ nyomatéka ellensúlyozza, és a kerékre működő M_h hajtónyomatékkal a kerék/sín érintkezési felületen átvitt F_v fékezőerő $F_v R$ nyomatéka ellensúlyozza.

Mind a kerék/sín kapcsolatban a kerékre átvitt F tangenciális erő jellemzésére célszerű bevezetni a kis görög „mü”-vel jelölt *erőkapcsolati tényezőt* a következő értelmezéssel:

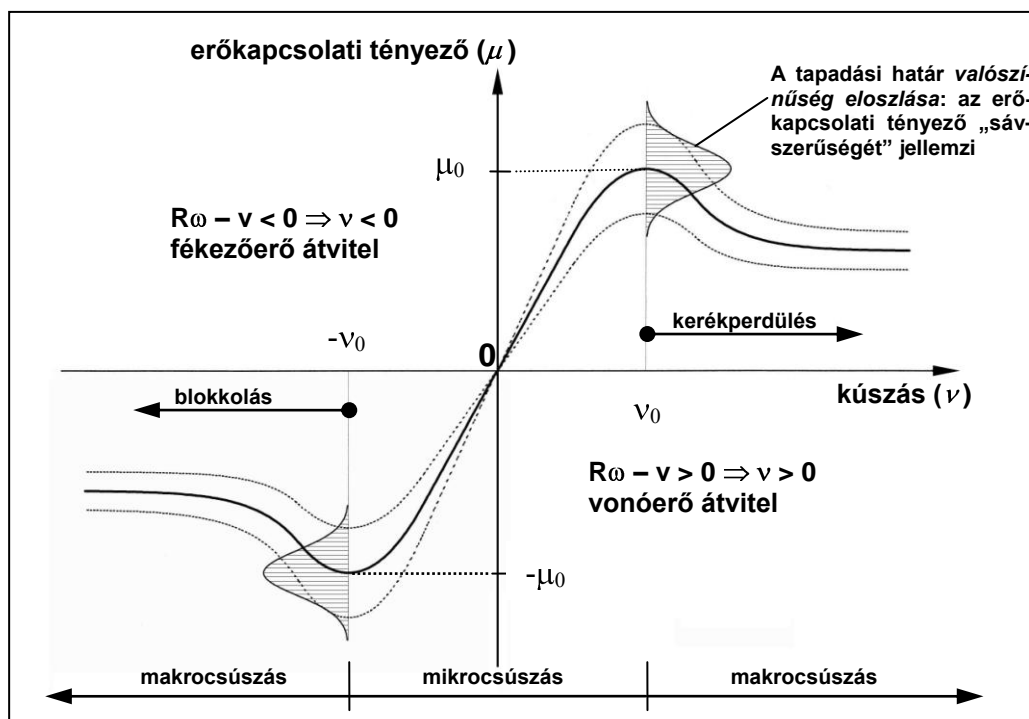
$$\mu = \frac{F}{F_n} \quad (4.12)$$

Az erőkapcsolati tényező tehát az *átvitt F tangenciális erő és a gördülőkapsolatban fellépő F_n támasztóerő (normálerő) hányadosaként* van értelmezve.

Mivel a különböző üzemállapotokban más és más lehet az a kerékpárra átvitt tangenciális erő, ezért az utóbbi mozgásállapot-függését is meg kell adni. A gördülő kerék mozgásállapotának jellemzésére bevezetjük a kerék szögsebességét és haladási sebességét magába olvasztó kis görög „nü”-vel jelölt *hosszirányú kúszás* (longitudinal creepage) fogalmát:

$$\nu = \frac{\overset{\text{def}}{R\omega - v}}{v} \Big|_{v \neq 0} \quad (4.13)$$

A bevezetett két új mennyiség – a kúszás és az erőkapcsolati tényező – összefüggését az 51. ábrán felrajzolt diagrammal szemléltetjük. A megjelenített diagramba foglalt összefüggések széleskörű elméleti és kísérleti (méréses) elemzések alapján kerültek rögzítésre. Először is megállapítható, hogy adott v kúszási abszcisszához erőkapcsolati tényező több lehetséges kimeneteli értéke van hozzárendelve (a μ valószínűségi változó), mely kimeneteli értékek körülbelül Gauss-eloszlás szerint szóródnak és bizonytalansági sávot alkotnak. A lehetséges erőkapcsolati tényező értékek *középtértékét jeleníti meg a sáv közepén haladó folytonos vonal*.



51. ábra A kerék/sín erőkapcsolati tényező kúszásfüggése és sávyszerűsége

Hangsúlyozni kell az ábrából leolvasható tény: **zéró kúszás, zéró tangenciális erő!** Ez azt jelenti, hogy vonó- vagy fékezőerő megjelenéséhez a kerék kerületi sebességének ha kismértékben is de el kell térnie a kerék haladási sebességétől. Pozitív haladási sebesség esetén a vonóerő megjelenéséhez az $R\omega - v > 0$ feltételnek kell teljesülnie, míg fékezőerő kifejtésnél az $R\omega - v < 0$ feltételnek kell fennállnia. A diagram azt is mutatja, hogy az erőkapcsolati tényező abszolút értéke a zérusból kimozduló kúszás abszolút értékének növekedésével egy darabig növekszik, egy bizonyos $|v| = \mu(v_0) = \mu_0$ kúszási értéknél lokális szélsőértéket ér el, majd ha $|v| > v_0$, akkor pozitív kúszás esetén (vonóerőkifejtés) megindul kerék perdüléshez vezető csúszása, ill. negatív kúszás esetén (fékezőerőkifejtés) megindul kerék blokkoláshoz vezető csúszása. Az erőkapcsolati tényező pozitív szélsőértékét μ_0 jelöli, neve: *tapadási határ* (adhéziós határ). A bevezetett jelölések alapján érvényes, hogy $\mu(v_0) = \mu_0$, illetve $\mu(-v_0) = -\mu_0$. A

jármű normális üzemében a kúszás értéke a $(-v_0, v_0)$ intervallumban van, az ábrán jelzett „mikrosúszási” tartományban. Ha $|v| > v_0$, akkor a kúszás belép a nem kívánatos csúszó-súrlódással (megnövekedett kopás) megvalósuló és lecsökkent abszolút értékű erőkapcsolati tényező értékekhez vezető (kisebb vonóerő, vagy fékezőerő kifejtés) „makrosúszás” tartományába. Összefoglalva: a kúszásos erőzárással jellemzett gördülőkapcsolatban átvitt vonó- és fékezőerőkifejtés számítására az előzőek alapján a következő képlet pár szolgál:

$$\text{vonóerő } F_v = \mu(v) \cdot F_n, \quad v > 0, \quad \text{fékezőerő } F_f = \mu(v) \cdot F_n, \quad v < 0. \quad (4.14)$$

4.3.5 A vasúti járművek fékrendszere

A 2. Fejezetben a fékezés kiemelt közlekedésbiztonsági vonatkozásai miatt már áttekintettük a szárazföldi járművek fékrendszereit. Vasúti járművek esetében minden jármű fel van szerelve disszipatív fékkel, esetleg többfélével is. Kiemelt szerepük van a disszipatív fékeknek, ezek közül is a *súrlódásos fékek* a legelterjedtebbek. A súrlódásos fékek közé tartoznak a tuskós fékek, a tárcsás fékek és a sínfékek. Ritkán alkalmazásra kerül vasúti járművek esetén is a dobfék. A nem súrlódásos disszipatív fékek közül vasúti villamos vontatójárművek és villamos motorkocsik esetében a fékellenállásokra dolgozó (ott disszipáló) elektrodinamikus fékek gyakran kerülnek alkalmazásra (pl. városi villamos, HÉV, metró). Elektrodinamikus disszipatív fékezésnél a vontatómotorokat generátorként működtetve a jármű kinetikus energiáját elvonjuk és villamos energiává alakítjuk, majd ezt a villamos energiát a fékellenállásokon felémésztjük, azaz a környezetbe szétszórjuk. Szintén nem súrlódásos disszipatív fék az egyes hidrodinamikus erőátvitelű vontatójárműveknél és motorkocsiknál alkalmazott hidrodinamikus fék, melynél a jármű mozgási energiáját az erőátviteli rendszerben lévő turbina szivattyúként való működtetésével előbb folyadék munkaképességgé transzformálja, majd ezt a munkaképességet zéró hatásfokú üzemiállapotokon átvezetve a hidraulikaolaj felmelegedését okozva a hűtőben annak hőtartalmát elvonja és a környezetben szétszórja. Az elmondottakból jól látszik, hogy a disszipatív fékek esetében a járműben a fékezés megkezdésekor jelen volt kinetikus energia hőenergiává alakítva a további hasznosítás számára végleg elvész, a környezetben szétszóródik.

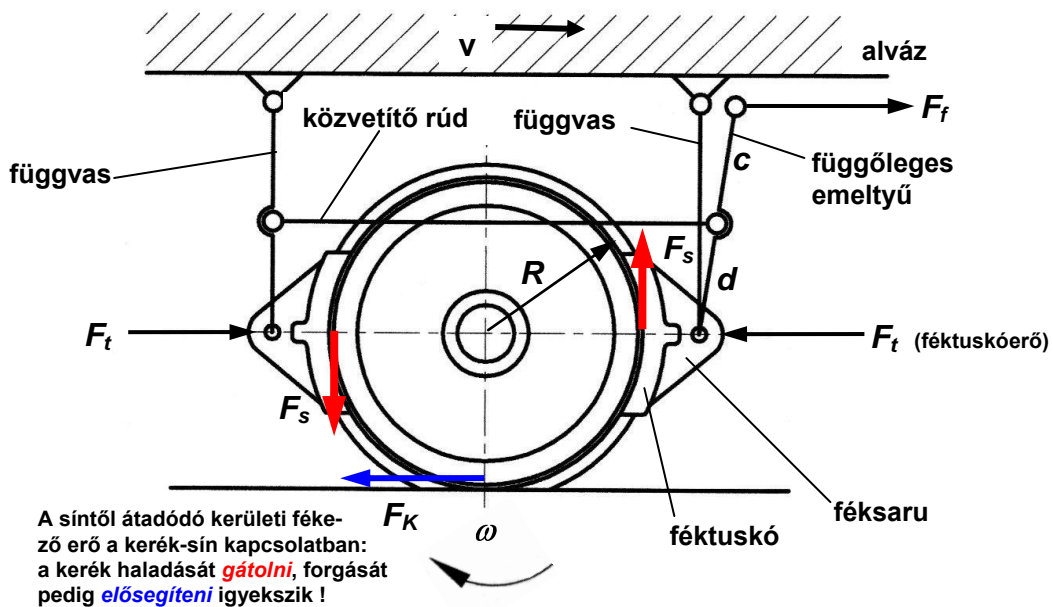
A vasúti járművek fékezésének gazdaságos megoldását adják a *regeneratív fékek*. Ezeknél a jármű tömegeiből fékezéssel elvont kinetikus energia nem kerül felemésztésre, hanem vagy azonnali más célú felhasználás valósul meg, vagy eltároljuk későbbi felhasználásra. A regeneratív elektrodinamikus fékezéskor a villamos jármű generátorként működő vontatómotorjai által termelt villamos energiát visszavezetjük a villamos feszültségellátást biztosító felsővezetékbe (pl. nagyvasút, HÉV, városi villamos), vagy az áram hozzávezető sínbe (pl. metró). A

regeneratív villamos féket ezért *visszatápláló* vagy *rekuperáló* féknek nevezzük. A feszültségellátó rendszerbe visszavezetett villamos energiát a fékező járművel azonos betáplálási szakaszon éppen gyorsító vagy állandó sebességgel haladó másik villamos jármű felhasználja saját energiaigénye részleges fedezésére. Amennyiben a fékező járművel azonos betáplálási szakaszon nem tartózkodik a feszültségellátó rendszer felé éppen energiaigénnyel jelentkező másik jármű, akkor a fékező járműnél a visszatáplálás miatt megemelkedett feszültség még a vonali ohmos feszültségesés után is nagyobb lehet, mint az alállomás betápláló sínén érvényes tápfeszültség, és így a fékezéssel rekuperált energia az átviteli hatások miatti elkerülhetetlen veszteség mellett visszatáplálható az országos hálózatba.

A regeneratív fékezésnek további formáiról a 2. fejezetben már szóltunk, nevezetesen a vasúti járműveken elhelyezhető, az elektrodinamikus fékezés során generált villamos energiával gyorsított egyedi giroszkópokról, ill. a fékezésnél elvont energiát egyedi hidro-pneumatikus energiátárolóba tápláló rendszerekről. Ugyancsak szó esett az elektrodinamikus fékező vasúti villamos járművek által a hálózatba visszatáplált villamos energiának egy központi giroszkóp gyorsítására való felhasználásának lehetőségéről. A jelen tárgyalásunkban ezen rendszerek részletesebb vizsgálatával nem foglalkozunk.

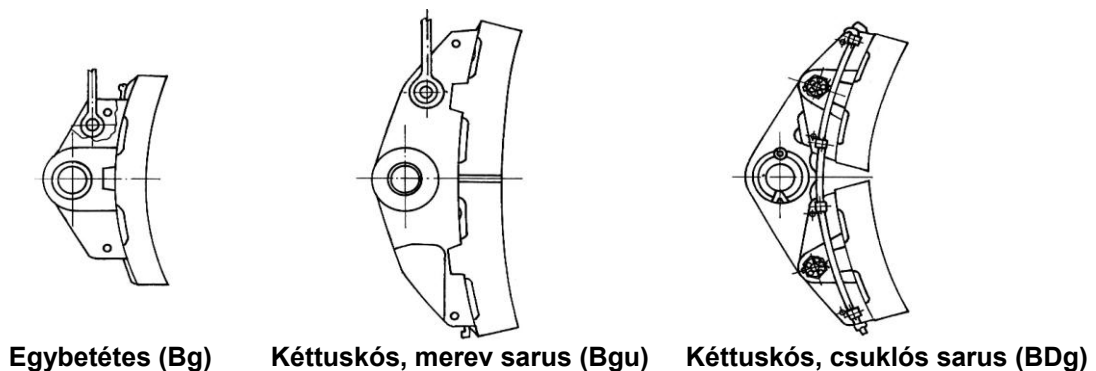
A vasúti fékezés alapváltozata a tuskós fékezés. A tuskós fékrendszer járműkerék-közeli mechanikus alkatrészeit az 52. ábrán mutatjuk be. Az ábrán két oldalról fékezett kerék látható. A fékezés során az energiadiSSIPációt a kerék futófelületéhez szorított féktuskók valósítják meg a kerékabronccsal kialakult csúszósúrlódásos kapcsolat során. A féktuskókat a féksaruk fogadják magukba. A féksarukat függvasak kötik a járműalvázhhoz, melyeken húzó ill. nyomóerő átvitel történik a fék működése során. A féktuskók és a kerék futófelület súrlódásos kölcsönhatásának megvalósításához a sarukra – és ezeken keresztül a tuskókra - vízszintes erőt kell rávinni. Ez a sarukra működtetett F_t tuskóerővel valósul meg mind a két oldalon. A két oldalon kialakuló tuskóerő vektorok a vázolt elrendezés esetén ellentettben egyenlők. Az a tuskók kerékhez szorítása érdekében a jobb oldali féksaru csapjához egy második közel függőleges emeltyűt kötünk be, mely kétkarú emelőként a felső végére működtetett F_f erőt képes átvinni a kararányoknak megfelelően transzformálva az F_t tuskóerőbe az $F_t = (c/d)F_f$ összefüggés szerint. A kétkarú emelőként való működés az által válik reálissá, hogy a függőleges emeltyű középső pontját csuklós kapcsolatú vízszintes közvetítő rúddal ugyancsak csuklósan bekötjük a bal oldali függvas közepére. Mármost a féktuskóerő kifejtés a következő mozzanatokkal valósul meg: Az működésbe lépő F_f erő a függőleges emeltyű felső végét kicsit jobbra mozditja, ezzel egy időben a jobb féktuskó a kerék felé mozdul és eléri a futófelületet, azon megtámaszkodik. Következő mozzanat az F_f erő további működése következtében a függőle-

ges emeltyű középső pontja - ahová a vízszintes közvetítő rúd jobb végpontja csuklósan be van kötve – jobbra mozdul és ezt a mozgást átviszi a bal oldali függvas középső pontjára, minek következtében ez a pont is jobbra mozdul, és felfekteti a bal oldali féktuskót is a kerék futófelületére. Ettől a pillanattól kezdve a kifejtett F_f erő hatására mindkét tuskó F_t erővel neki-szorul a kerék futófelületének, biztosítva a csúszósúrlódásos kölcsönhatás kialakításához szükséges felületre merőleges normál erő jelenlétét. A vízszintes közvetítő rúdban ekkor a nyomatéki egyensúly feltételéből számítható $F_{közv} = [(c+d)/d] F_f$ húzóerő ébred. Ha most a rajz szerinti $c = d$ karhosszak érvényesülnek, akkor a közvetítő rúdban $F_{közv} = 2 F_f$ húzóerő ébred.



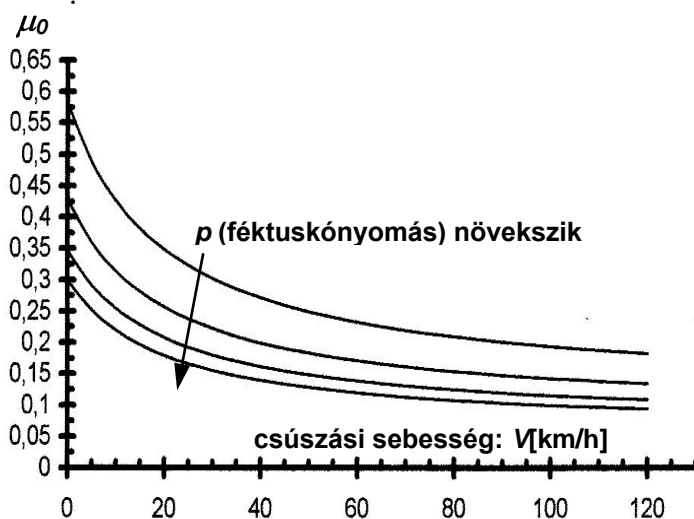
52. Két oldalról tuskós fékkel fékezett kerék szerkezeti vázlata az erőhatásokkal

A tuskós fékeknél a féksaru alkalmazását azon gyakorlati szempont magyarázza, hogy a fékezések során kopásnak kitett és így méretében fogyó, és működési valamint szilárdsági kockázatot jelentő tuskókat egyszerűen cserélni lehessen. A féktuskókat a rajtuk kiképzett orr üregén felülről átdugott ékes kötéssel rögzítik a féksaruzhoz. Nagyobb terhelésű fékek esetén egy saruba két féktuskó kerül behelyezésre. Jellegzetes szerkezeti kialakításokat mutat be az 53. ábra.

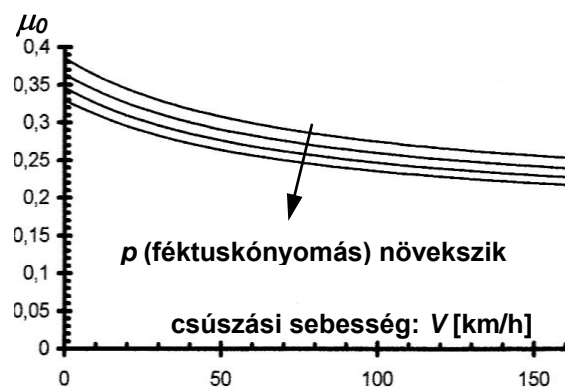


53. ábra Különböző féksaru kialakítások. A tuskókat ékkötés rögzíti

A tuskós fék működésének hatásossága szempontjából alapvetően fontos a féktuskó és a kerek futófelület csúszósúrlódásos kapcsolatában érvényesülő súrlódási tényező alakulása. A súrlódási tényező erősen függ az anyagpárosítástól. Hagyományosan a féktuskó anyaga foszfor ötvözésű öntöttvas. Napjainkban számos műanyagfajta (kompozit) is megjelenik a féktuskó anyagok között. Követelmény a nagy szilárdság, a nagy hőmérséklet elviselése, alacsony kopási sebesség, valamint a magas súrlódási tényező. A fékezési folyamat szempontjából a féktuskónyomás és a csúszási sebesség gyakorol alapvető befolyást a súrlódási tényező alakulására. A súrlódófelület egységnyi részén a fékezés során felszabaduló hőenergiát a $q = p \cdot v \cdot \mu$ szorzat, a súrlódási hőáramsűrűség jellemzi, melynek mértékegysége: $[q] = \text{W/m}^2$. Leolvasható, hogy a tuskónyomás és a sebesség szorzata döntően befolyásolja az energiaáramot és ezen keresztül a súrlódó partnerekben a fékezési folyamat során kialakuló hőmérsékletet.



54. ábra Féktuskó/kerék súrlódási tényező öntöttvas féktuskó esetén

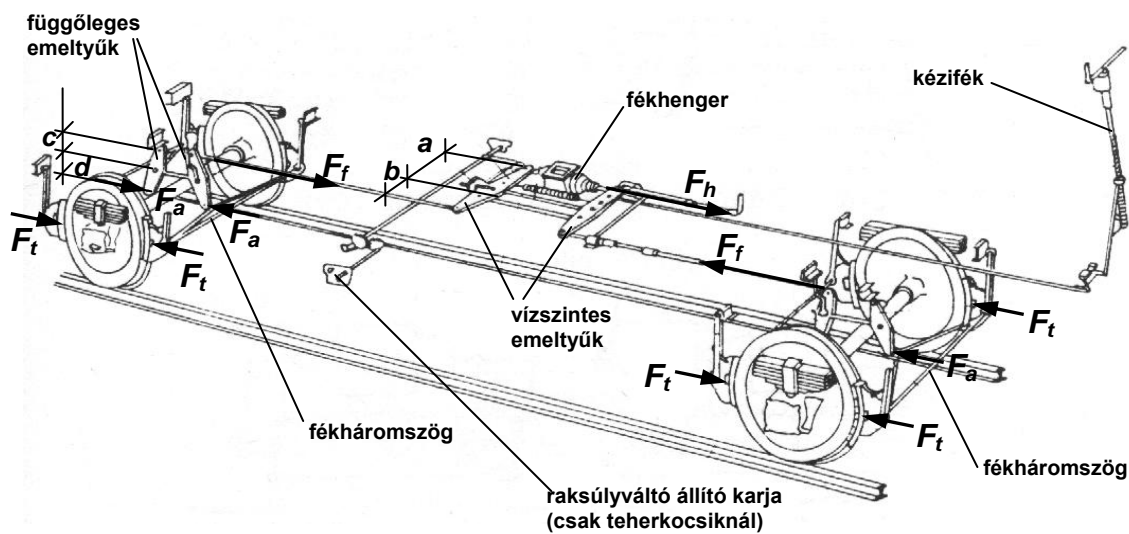


55. ábra Féktuskó/kerék súrlódási tényező kompozit (műanyag) féktuskó esetén

A féktuskó/kerék súrlódási tényező nagyságrendjét és üzemi jellemzőktől (sebesség, féktuskónyomás) való függését öntöttvas tuskóra és kompozit tuskóra az 54. és 55. ábrákon szemlélítjük.

A féktuskó és a kerek súrlódó kapcsolatának áttekintése után megvizsgáljuk egy teljes kéttengeles légfékes jármű fékrendszerének mechanikai alrendszerét. Az 56. ábra a kéttengeles vasúti kocsit axonometrikus képén mutatja be a fékrendszer mechanikus elemeit és kapcsolataikat. A fékezőerő generálásának centrális eleme a pneumatikus fékhenger, mely a kocsiközéprészén a hossztengeletől jobbra oldalt helyezkedik el. A henger tengelye és benne a fékdugattyú tengelye a kivezető dugattyúrúddal egyetemben a kocsiközéprészén a hossztengeleyével párhuzamos. A fékhengerbe sűrített levegőt vezetve a fékhengerben a dugattyú kifejti bejelölt irányú F_h

fékhengererőt. Ezen F_h fékhengererő megjelenésekor a vízszintes fékemeltyűk segítségével a kocsí hossz tengelyében haladó két felső húzórúdban kialakul az F_f erő. Ezt az F_f erőt azután a függőleges emeltyűk a fékháromszögekhez továbbítják a függőleges emeltyűk kararányainak megfelelő módosított F_a nagyságban. A fékháromszögek – amelyek a két oldali kerekekhez tartozó féksarukat keresztirányban összekapcsoló erőelosztó gerendák, egyenlő arányban osztják el a középpontjukra bevezetett F_a erőt a hozzájuk kapcsolt féksaruk között. Így tehát minden egyes féksarun és a beléjük illesztett féktuskón megjelenik a súrlódási kölcsönhatást kiváltó F_t tuskóerő.



56. ábra Kéttengelyes vasúti kocsí a fékrendszere mechanikus elemeinek kapcsolata

Az 56. ábra szerinti fékberendezés vázlat mutatja, hogy a fékhenger által kifejtett erőt a vízszintes és függőleges fékemeltyűk karáttételei módosítják. A fékezés mechanikai vizsgálatokhoz szükség van a járművet fékező tuskóerők összegének meghatározására. Ezt teszi lehetővé a

$$k = \frac{\text{össztuskóerő}}{\text{a fékhengerben kifejtett erő}} = \frac{\sum F_t}{F_h} \quad (4.15)$$

definícióval meghatározott k erőmódosítás ismerete. Az erőmódosítás értékét a következő gondolatmenet alapján lehet meghatározni a karáttételek jellemzői segítségével. Abból célszerű kiindulni, hogy ha a fékhenger dugattyúja F_h erőt fejt ki, akkor a jármű középvonalában a vízszintes emeltyű fékhengerrel ellentétes végéhez csuklósan bekötött fékvonórudakban F_f erő ébred, melynek nagyságát a vízszintes emeltyűk karhosszait figyelembe véve a vízszintes emeltyű nyomatéki egyensúlya alapján az

$$F_f b = F_h a \Rightarrow F_f = \frac{a}{b} F_h \quad (4.16)$$

képlet szolgáltatja. A fékvonórúd másik vége a kerékpárhoz közeli függőleges fékemeltyű felső végéhez csuklósan kapcsolva. Így a fékhengertől módosítással átvett F_f erő a fékvonórúd közvetítésével a függőleges fékemeltyű felső végére működik. A függőleges fékemeltyű karhosszait figyelembevéve a függőleges emeltyű alsó csuklós csatlakozási pontján a fékháromszög középső pontjára átvitt F_a vízszintes erő a függőleges emeltyű középső csuklópontjára felírt nyomatéki egyensúlyi egyenlet alapján kiadódik:

$$F_f c = F_a d \Rightarrow F_a = \frac{c}{d} F_f = \frac{c}{d} \frac{a}{b} F_h . \quad (4.17)$$

A kéttámaszú tartóként működő fékháromszög sajátosságaiból adódóan a közepén bevitt F_a erő fedezi a két oldali féktuskókon a kerékre átadóerőt, más szóval F_a a két féktuskó ereje között egyenlő arányban oszlik meg:

$$F_a = 2F_t \Rightarrow F_t = \frac{1}{2} F_a . \quad (4.18)$$

Tekintetbe véve az F_a erőnek a fékemeltyűk kararányait tartalmazó képletet, az egy féktuskóról a kerék futófelületre átvitt tuskóerőt a

$$F_t = \frac{1}{2} \frac{c}{d} \frac{a}{b} F_h . \quad (4.19)$$

Képlet szolgáltatja. Mivel a járművön nyolc féktuskó van, és a bemutatott gondolatmenet mindegyikre egyenként érvényes, ezért a nyolc tuskóval együttesen kifejtett össz-tuskóerő:

$$\Sigma F_t = 8 \cdot \frac{1}{2} \frac{c}{d} \frac{a}{b} F_h = 4 \cdot \frac{c}{d} \frac{a}{b} F_h . \quad (4.20)$$

Most már minden rendelkezésre áll a fékrudazat eredő erőmódosításának meghatározásához:

$$k = \frac{\Sigma F_t}{F_h} = \frac{4 \cdot \frac{c}{d} \frac{a}{b} F_h}{F_h} , \quad (4.21)$$

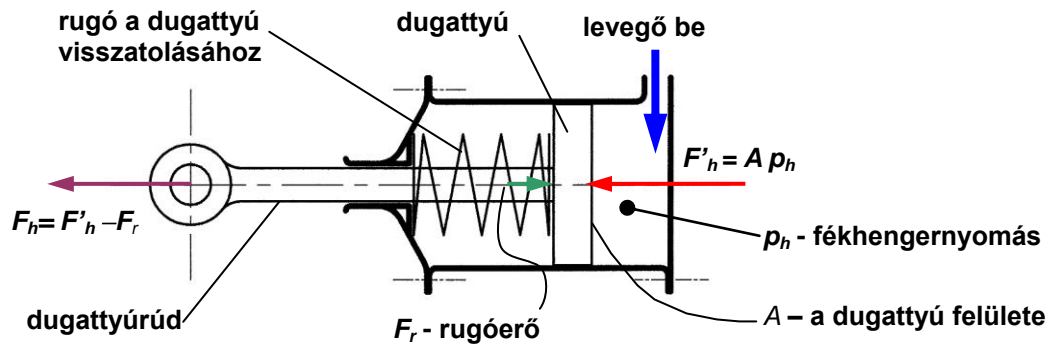
Végrehajtva a lehetséges egyszerűsítést az eredő erőmódosításra a

$$\boxed{k = 4 \cdot \frac{c}{d} \frac{a}{b}} \quad (4.22)$$

képletet kapjuk.

A következőkben ismertetjük a fékhenger felépítését. A fékhengerbe vezetett sűrített levegő nyomása biztosítja a dugattyúra ható F_h „hengererő” kialakulását. Az 57. ábrán vázoltuk az összeépített fékhenger – fékdugattyú alrendszert. A henger jobb oldali végén található a sűrített levegő bevezetését megvalósító csatlakozó nyílás. A bevezetett sűrített levegő nyomása a fékdugattyút balra mozdítja. Eközben deformálódik a dugattyú rudat körülvevő és a fékdugattyú bal felülete valamint a fékhenger bal oldali végéhez csavarozott hengerfedél függőle-

gesre kiképzett támasztófelülete közé beépített nyomórugó, amely a dugattyú jobb oldalán a fék oldásakor környezeti nyomásra lecsökkent levegőnyomás esetén a dugattyút és a hozzá kapcsolt részeket (dugattyúrúd, vízszintes emeltyűk, fékvonórúd, stb.) jobbra mozgatva visszaállítja a dugattyú alaphelyzetét.



57. ábra A fékhenger szerkezeti vázolata

Az ábra alapján a fékdugattyún kifejtett F_h hasznos erő a fékhengerben uralkodó levegőnyomás és a dugattyúfelület ismeretében, figyelembe véve a visszaállító rugóban ébredő F_r erőt is az

$$F_h = \left(p_h - \frac{F_r}{A} \right) A \quad (4.23)$$

képlettel határozható meg. Az egy kerékpárra működő fékezőnyomatékot a kerekek két oldalán működő, összesen 4 féktuskót tekintetbe véve, és az egyes féktuskókon a futókör sugarára redukált súrlódóerőt F_s -sel jelölve:

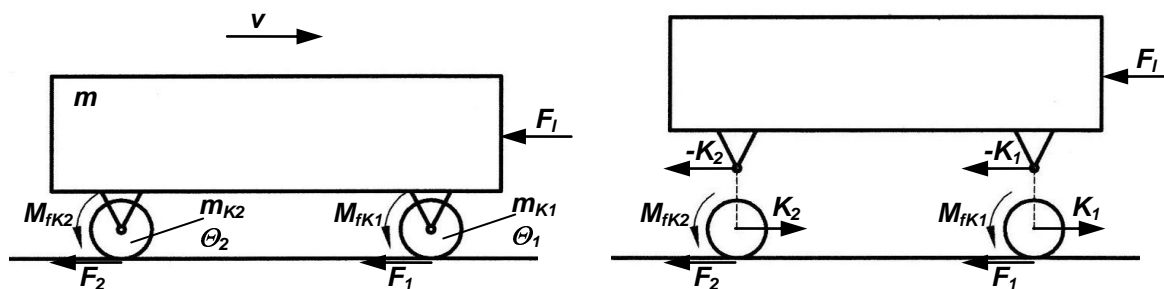
$$M_f = R \cdot 4F_s = 4R\tilde{\mu}F_t \quad \begin{matrix} F_t = \frac{1}{2} \frac{c}{d} \frac{a}{b} F_h \\ \downarrow \\ = 4R\tilde{\mu} \frac{1}{2} \frac{c}{d} \frac{a}{b} F_f \end{matrix} \quad (4.24)$$

A képlet levezetésekor figyelembe vettük a korábbiakban az F_h hengererő és az F_t tuskóerő között levezetett $F_t = \frac{1}{2} \frac{c}{d} \frac{a}{b} F_h$ függvénykapcsolatot. A képletben szereplő $\tilde{\mu}$ jelölés a kerék és féktuskó közötti ún. *virtuális súrlódási tényezőt* azonosítja. A jelzett megnevezés abból adódik, hogy az összefüggésben az egy tuskó által a kerékre kifejtett F_s eredő súrlódó erőt az R futókör sugarra helyezve vettük figyelembe. A tényleges eredő súrlódó erő azonban $R + \delta$; $\delta > 0$ karon hat. (Miért?)

Dinamikai modell (síkmmodell)

A fékezett vasúti jármű egyszerűsített dinamikai modelljét az 58. ábrán rajzoltuk fel. Az ábra baloldali részén feltüntettük a járműre ható F_l légellenállásérőt és a keréktalpakon a sínről a

járműre átvitt F_1 ill. F_2 fékezőerőket, valamint a kerékpárokra a fékmű által kifejtett M_{fk1} ill. M_{fk2} fékezónyomatékokat is. Feltüntettük. Szerepeltettük továbbá a járműfelépítmény és a kerékpárok m , m_{k1} és m_{k2} tömegeit, valamint a kerékpárok Θ_1 és Θ_2 tehetetlenségi nyomatékait is.



58. ábra A fékezett vasúti jármű egyszerűsített dinamikai modellje

Az ábra jobb oldalán „szétszedtük” a szereplő tömegeket, és így be tudtuk mutatni a kerékpárok és a járműfelépítmény között működő K_1 és K_2 kapcsolati erőket melyek a kerékpárokra hatnak tükrözve a fékezés során a járműfelépítmény tömeg előre felé tehetetlenül tovalendülni kívánó viselkedését. Természetesen a kerékpár csapágyazása visszahat a járműfelépítményre Newton III. axiómája szerint, a $-K_1$ és $-K_2$ vízszintes erőkkel visszatartja az előreendülni kívánó tehetetlen járműfelépítmény tömeget. Röviden összefoglalva a K_1 és K_2 vízszintes csapágyerők összekapcsolják a járműfelépítmény és a kerékpárok haladó mozgását.

A mozgásegyenletek konstrukciójához Newton II. axiómájából indulunk ki. Mindhárom haladó mozgást végző tömegre, a két kerékpár és a járműfelépítmény hosszirányú transzlatorikus mozgására a $\Sigma F = ma$ összefüggés aktualizálható, a két kerékpár rotatorikus mozgására pedig a $\Sigma M = \Theta \epsilon$ összefüggés aktualizálható. Összesen tehát 3 haladó mozgásra és 2 forgó mozgásra vonatkozó mozgásegyenletünk lesz. Előbb a három haladó mozgásra vonatkozóan írjuk fel az eredő vízszintes erőt a bal oldalon, majd egyenlővé tesszük ezeket a tömeg és a gyorsulás szorzatával. Ezt követően a két forgó tömegre ható nyomatékok eredőjének a kerék sugárral osztott értékét írjuk fel a bal oldalon, majd egyenlővé tesszük ezeket a tehetetlenségi nyomaték és a szöggyorsulás szorzatának a kerék gördülési sugarával osztott értékével:

1. $-K_1 + K_2 - F_1 = ma$ ← haladó mozgás
2. $K_1 - F_1 = m_{k1}a$ ← haladó mozgás
3. $K_2 - F_2 = m_{k2}a$ ← haladó mozgás
4. $-\frac{M_{fk1}}{r} + F_1 = \frac{\Theta_1}{r^2}a$ ← forgó mozgás (a nyomatéki egyenletet $\frac{1}{r}$ -rel szoroztuk)

$$5. -\frac{M_{fk2}}{r} + F_2 = \frac{\Theta_2}{r^2} a \quad \leftarrow \text{forgó mozgás (a nyomatéki egyenletet } \frac{1}{r} \text{-rel szoroztuk)}$$

A két utolsó egyenletben kihasználtuk azt, hogy a kerékpárok gördülőmozgása jó közelítéssel csúszásmentes tiszta gördülésnek tekinthető, és ezért a forgó mozgás szöggyorsulása és a haladó mozgás gyorsulása között érvényes az $\varepsilon = a/r$ összefüggés. A felírt öt egyenlet mindegyike erő-mértékegységben van (az utolsó két egyenletnél a nyomatékot leosztottuk a sugárral, azaz távolsággal, tehát $[M/r] = N.$), így az öt egyenlet baloldalait és jobb oldalait össze szabad adni. Az eredmény:

$$-\frac{M_{fk1}}{r} - \frac{M_{fk2}}{r} - F_l = \left(m + m_{k1} + m_{k2} + \underbrace{\frac{\Theta_1}{r^2} + \frac{\Theta_2}{r^2}}_{\Sigma m_{red}} \right) a . \quad (4.25)$$

A jobb oldalon szorzóként szereplő a gyorsulás kifejezhető, kapjuk, hogy:

$$a = \frac{-\frac{M_{fk1}}{r} - \frac{M_{fk2}}{r} - F_l}{\left(m + m_{k1} + m_{k2} + \underbrace{\frac{\Theta_1}{r^2} + \frac{\Theta_2}{r^2}}_{\Sigma m_{red}} \right)} . \quad (4.26)$$

Kicsit tömörebb alakra hozva a fékezési lassulás – melynek értéke negatív - a következő alakot nyeri:

$$a = \frac{-\frac{M_{fk1}}{r} - \frac{M_{fk2}}{r} - F_l}{m + m_{k1} + m_{k2} + \Sigma m_{red}} . \quad (4.27)$$

A haladó mozgás gyorsulásának a < 0 lassulásának ismeretében a jármű időben egyenletesen csökkenő sebességfüggvénye és degresszív parabolaként növekvő befutott útja a kinematikai összefüggések alapján könnyen számítható. Meghatározhatók a belső erők is, nevezetesen a tárgyalt F_1 és F_2 keréktalpi vízszintes erők, amelyek a kerékpárok és a pálya kapcsolatában lépnek fel. A negyedik és ötödik mozgásegyenlet kis átrendezésével az a < 0 lassulás ismeretében:

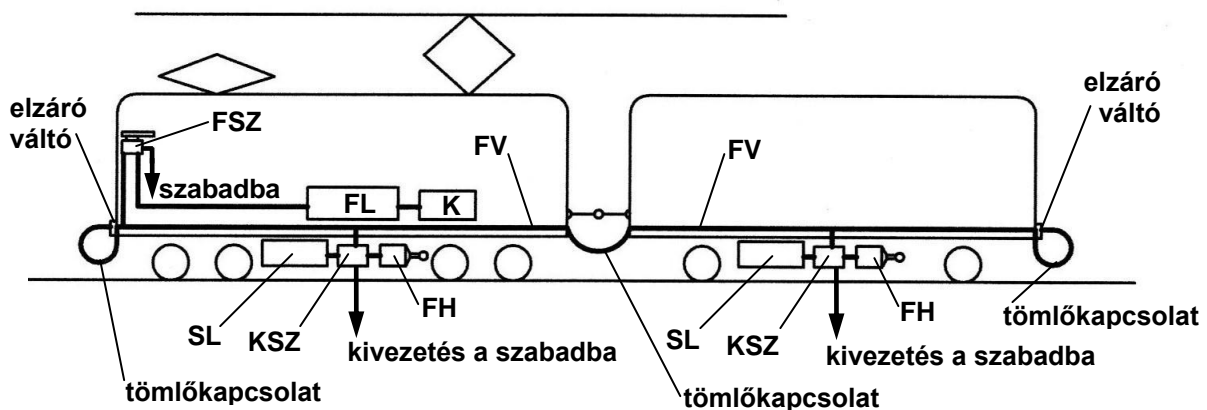
$$F_1 = \frac{\Theta_1}{r^2} a + \frac{M_{fk1}}{r} , \quad F_2 = \frac{\Theta_2}{r^2} a + \frac{M_{fk2}}{r} . \quad (4.28)$$

Ha a keréktalpi erők ismertek, akkor a második és harmadik egyenletből a kerékpárok és a járműfelépítmény kapcsolati erői már számíthatók:

$$K_1 = m_{k1} a + F_1 , \quad K_2 = m_{k2} a + F_2 . \quad (4.29)$$

A több járműből összeállított vonat pneumatikus fékrendszerének vonalas vázlatát az 59. ábrán rajzoltuk fel egy vontatójármű (mozdony) és egyszerűség kedvéért csupán egy vontatott jármű (kocsi) szerepeltetésével. A fő egységeket azonosító jelöléseket az alábbiakban adjuk meg:

- kompresszor K
 - főlégtartály FL
 - fékezőszelep (ezt kezeli a járművezető) FSZ
 - főlégvezeték FV a.) légszállító funkció
b.) vezérlő funkció
 - kormány szelep (elosztó szelep) KSZ
 - 4 csöcsatlakozás: 1. fővezetékkel
2. segédlégtartállyal
3. fékhengerrel
4. szabad levegővel
 - segédlégtartály SL
 - fékhenger FH
- } csak a vontatójárművön
- } minden (vontató- és vontatott) járművön



59. ábra A vonat pneumatikus fékrendszerének vázlata

A fékműködtetéshez szükséges sűrített levegő előállítására a mozdonyon elhelyezett K kompresszorral történik. A sűrített levegőt a mozdony FL főlégtartályában tároljuk. A főlégtartály az FSZ mozdonyvezetői fékezőszeleppel van összekötve. A fékezőszeleppel a mozdonyvezető szándékától függően a főlégvezetékkel összekötheti a főlégtartállyal (ekkor főlégvezetékben nyomás növekedés valósul meg, azaz $dp_f/dt > 0$), majd fékezés kezdeményezésekor a fékezőszeleppel levegőt enged ki a főlégvezetékből (ekkor a főlégvezetékben nyomáscsökkenés va-

lósul meg, azaz $dp_f/dt < 0$). Érzékelhető tehát, hogy bár a fékezés vezérlése a mozdonyvezetői fékezőszelepről történik, a fékműködtetés mégis indirekt módon valósul meg: a főlégvezeték nyomásfolyamatainak közbejöttével jön létre vagy szűnik meg a fékhengerbeli levegőnyomás. A fékrendszer működését a jellegzetes működési mozzanatok magyarázatával ismertetjük. A működési mozzanatok a mozdonyvezetői fékezőszelep beállításától függenek.

1.) töltő-oldó állás a fékezőszelepen: a főlégtartályt a *fékezőszelep* összekapcsolja a főlégvezetékkel. Ekkor a főlégvezetékbeli nyomás növekszik: $\frac{dp_f}{dt} > 0$. A járműveken elhelyezett és

a főlégvezetékhez állandóan hozzákapcsolt *kormány szelepek* ekkor érzékelik a fővezeték nyomásnövekedését és összekapcsolják a fővezetékkel a járműveken elhelyezett *segédlégtartályokkal* és azokat a fővezeték nyomásszintjéhez közeli nyomásszintre feltöltik. A kormány szelep ezzel egyidejű másik működési funkciója a *fékhengereknek a szabad levegővel való összekötése*, ami a fékhengeryomások csökkenésével járó folyamatot, a fék *oldási folyamatát* valósítja meg.

2.) fékező állás a fékezőszelepen: Ekkor a főlégvezetékben nyomáscsökkenés valósul meg,

mert a *fékezőszeleppel* levegőt engedünk ki a főlégvezetékbeli a környezetbe. Ekkor tehát $\frac{dp_f}{dt} < 0$.

A főlégvezetékben kialakuló nyomáscsökkenést érzékelik a járműveken elhelyezett *kormány szelepek*, és működésbe lépve egyrészt összekötik a járműveken elhelyezett, és a megelőző töltési folyamattal nyomás alá helyezett *segédlégtartályokat* a járművek fékhengereivel, miáltal a fékhengerben kifejlődő nyomásemelkedés következtében kialakul a fékhengerben lévő dugattyúra ható erő, és ez a fékrudazaton át kiváltja a féktuskóerőket, majd a súrlódásos erőkapcsolaton át a kerekekre ható fékezőnyomatékat.

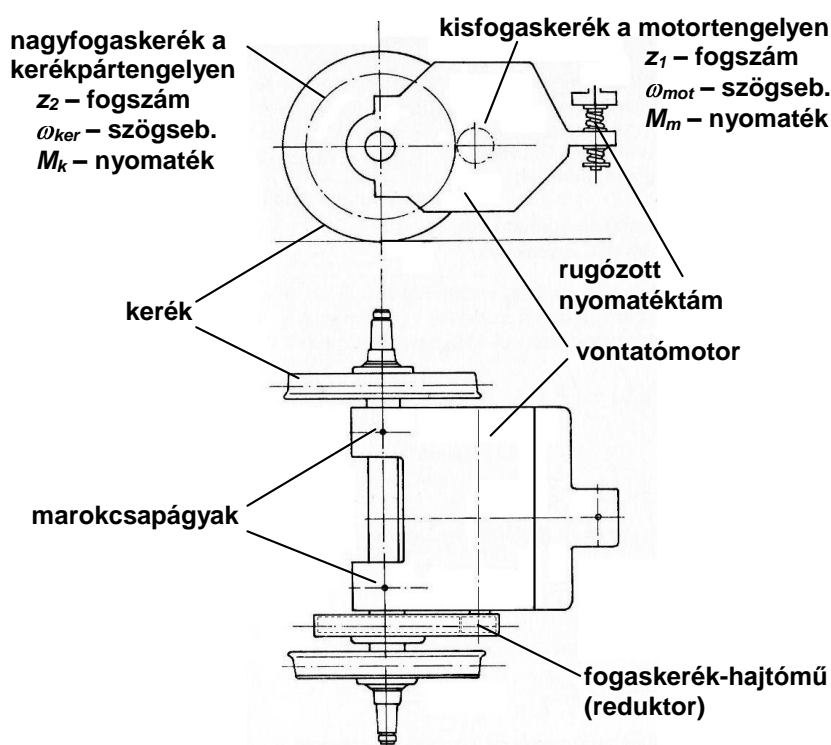
4.3.6 A vasúti járművek hajtásrendszere

A hajtásrendszer *hajtó erőgépből és erőátviteli rendszerből* áll. Az erőgép (pl. dízelmotor, vagy villamos motor) létrehozza a jármű hajtásához szükséges nyomatékat és forgómozgást, az erőátviteli rendszer pedig a szükséges átalakításokat (módosításokat) végrehajtva eljuttatja a hajtó erőgép forgását és nyomatékát a vontatójármű (mozdony vagy vontató-motorkocsi) hajtott kerékpárjaihoz. Mivel a nyomatékátvitel (M) forgás jelenlétében (ω) valósul meg és ezért energiaáram (teljesítmény: $P = M \cdot \omega$) átvitel is lezajlik a hajtásrendszerben az erőgéptől a jármű hajtott kerekéig. A legegyszerűbb esetet a villamos motorokkal fogaskerék-kapcsolatokon át hajtott kerékpárok esete jelenti. Elsőnek a villamos motorral hajtott járműveknél gyakori *marokcsapágyas* hajtásrendszert mutatjuk be. Ez után a dízelmotoros járművek erőátviteli rendszereiben található mechanikus *vég-hajtóművekkel* foglalkozunk, megjegyezve, hogy

a sebességváltó és a kardánhajtás kérdéskörét a motoros járművekkel foglalkozó fejezetben fejtjük ki részletesen.

a.) Marokcsapágyas, homlokfogaskerekes tengelyhajtás

A marokcsapágyas hajtás villamos vontatójárműveknél (villamos mozdony, villamos motor-kocsi) vagy villamos erőátvitelű dízelmozdonyoknál (lásd később). A hajtásrendszer oldalnézeti és felülnézeti képét a 60. ábrán vázoltuk fel. A vontatómotor tengelycsonkjára z_1 fogszámú homlokfogazatú kisfogaskerék van szilárd illesztésű kötással vagy reteszkötéssel van felerősítve. A jármű hajtott kerékpárjának tengelyének tengelytörzsére kovácsolt tárcsához csavarkötéssel van felszerelve a z_2 fogszámú ugyancsak homlokfogazatú, a kisfogaskerékkel azonos modulusú nagyfogaskerék. A vontatómotor marokcsapágiai két helyen fogják körül a tengelytörzs két megmunkált felületét. A motortest marokcsapágyakkal ellentétes oldalán helyezkedik el a rugókon feltámaszkodó nyomatéktám, melynek funkciója a motor nyomaték kifejtés közben szögelfordulásának behatárolása $\pm 0,5 \dots 1^\circ$ értékben. Mivel a motortest elfordulása behatárolt, a kisfogaskerék a kerékpára szerelt nagyfogaskereket „kénytelen” forgásba hozni.



60. ábra Villamos hajtású vasúti vontatójármű marokcsapágyas vontatómotorral

A fogaskeréppárral megvalósított tengelyhajtás i_{th} szögsebesség módosítása, k_{th} nyomatékmódosítása és η_{th} hatásfoka az „Általános járműgéptan” c. tárgyban tanult formulákkal könnyen megadható:

$$i_{th} = \frac{\omega_{ker}}{\omega_{mot}} = \frac{z_1}{z_2}, \quad k_{th} = \frac{M_k}{M_m}, \quad \eta_{th} = \frac{P_k}{P_m}. \quad (4.30)$$

A három fenti mennyiség között természetesen érvényes az ismert $\eta_{th} = k_{th} \cdot i_{th}$ összefüggés.

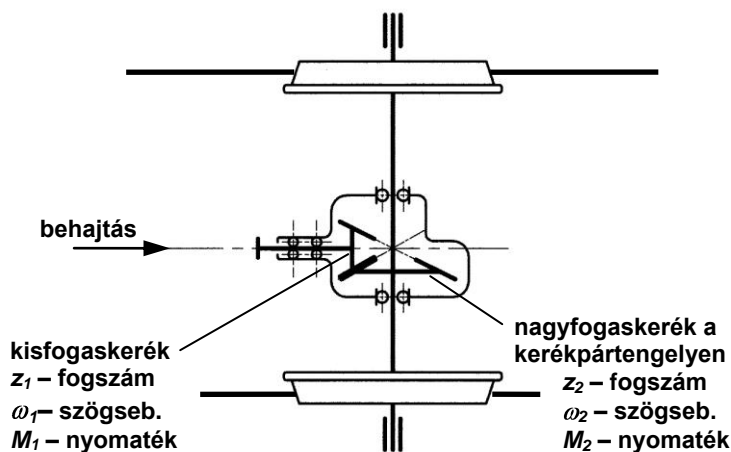
A jármű kerékpárjáról leszerelt marokcsapágyas villamos vontatómotort hajtócsonkján a kisfogaskerékkel a 61. ábrán fényképen mutatjuk be. Jól látható a marokcsapágy osztási síkja, mert a fedélrögzítő csavarok most lazák.



61. ábra A járműből kiserelt marokcsapágyas villamos vontatómotor

b.) Egyfokozatú kúp fogaskerekes tengelyhajtás

A 62. ábrán vonalas vázlattal felülnézetben szemléltetjük az egy fokozatú tengelyhajtóművet.



62. ábra Kúp fogaskerekes egyfokozatú tengelyhajtás

A kis kúp fogaskerék tengelye a vízszintes osztássíkú hajtóműházban van csapágyazva. A behajtó tengely bal oldali végén lévő hajtótárcsa a hajtó erőgéptől (pl. villamosmotor), vagy a sebességváltótól (dízelmotoros járművek) kardántengelyen át kapja a behajtó nyomatékot. A kisfogaskerékhez kapcsolódik a

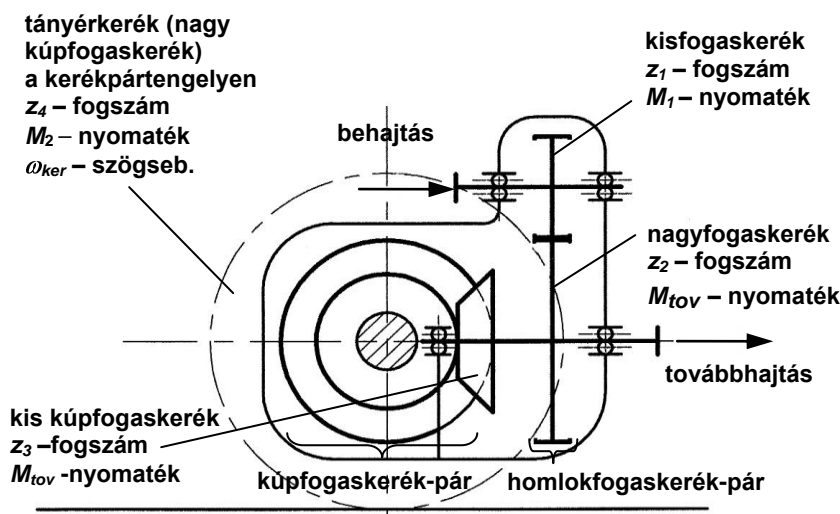
kerékpár tengelytörzsére kovácsolt karimához csavarkötéssel kapcsolt nagy kúpkerék (neve: tányérkerék). A tengelyhajtómű ház a kerékpár tengelytörzsének megmunkált felületeire felhúzott gördülőcsapágyazással kapcsolódik a kerékpár tengelyhez. A behajtó oldalon érkező nyomatékot a kapcsolódó kúp fogaskerekek átviszik a kerékpárra működő gördítőnyomatékba. Az ennek hatásaképpen előregördülni kívánó kerékpár a két tengelyvégi csapja megmozdítja az ágytokokat és végül vágányirányú haladómozgásra kényszeríti teljes járművet. A kúpfo-

gaskerékpár módosításjellemzőit most is az $i_{th} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2}$, $k_{th} = \frac{M_k}{M_m}$, $\eta_{th} = \frac{P_k}{P_m}$ összefüggések

határozzák meg és érvényes az ismert $\eta_{th} = k_{th} \cdot i_{th}$ összefüggés is.

c.) Kétfokozatú, homlok- és kúpfogaskerékpárt tartalmazó „tornyos” tengelyhajtás

Vontatójárművek esetén sokszor nem lehet megvalósítani a szükséges i_{th} tengelyhajtómű módosítást egyetlen fogaskeréppárral. Erre az esetre a 63. ábrán a vasúti pálya hossztengejére illeszkedő sikkal felvett metszettel mutatjuk be a kétfokozatú tornyos tengelyhajtómű felépítését. Mint látható, a behajtás balról érkezik a felül elhelyezett kis homlokkerék gördülőcsapágyakkal csapágyazott tengelyének hajtótárcsájára. A kis homlokkerékről a hajtó nyoma-



63. ábra Kétfokozatú tornyos tengelyhajtómű

ték a nagy homlokfogaskeréken át hajtja a kerékpár tengelymagasságában elhelyezkedő, gördülőcsapágyas csapágyazású alsó tengelyt. Ennek az alsó tengelynek a bal oldalára van felerősítve a kis kúpfogaskerék, amely a járműkerékpár tengelyére szerelt nagy kúpfogaskereket (a tányérkereket) hajtja meg.

Az alsó tengely jobb végén

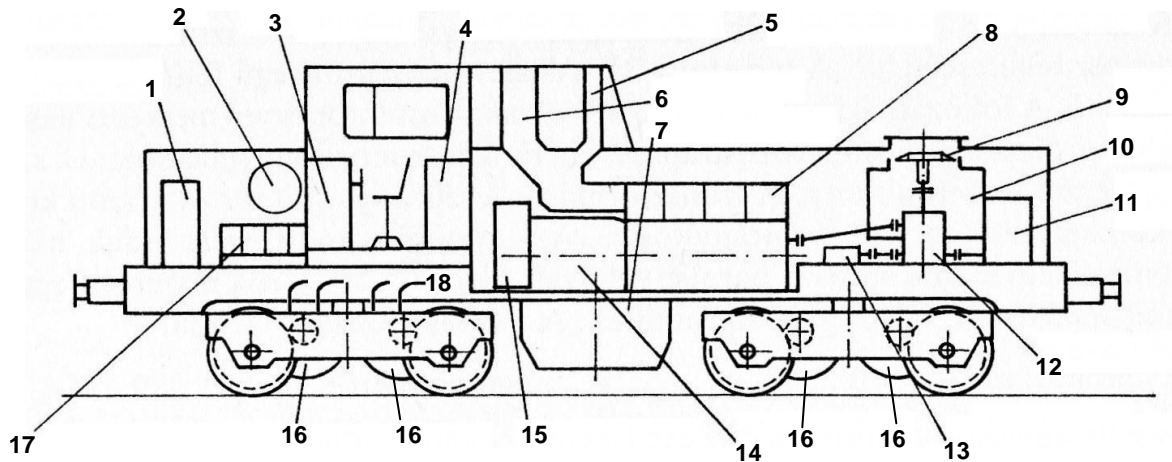
újabb hajtótárcsa található, ez szolgál arra, hogy a tekintett kerékpárral azonos forgóvázban elhelyezkedő másik kerékpárt a jelzett hajtótárcsához kapcsolt összekötő kardán tengellyel meg lehessen hajtani, pl. egy egyfokozatú tengelyhajtómű alkalmazásával. A hajtóműház alakja magyarázza a „tornyos tengelyhajtómű” megnevezést. Fordítsuk figyelmünket a módosításjellemzők alakulására! Világos, hogy a szögsebesség módosítás és a nyomatékmódosítás a két fogaskerékfokozatnak megfelelően valósul meg. Az „Általános járműgéptan” c. tárgyban tanultak szerint az eredő módosítások a fokozati részmodosítások szorzataként adódnak, azaz:

$$i_{th} = \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4}, \quad k_{th} = \frac{M_{toV} M_2}{M_1 M_{toV}} = \frac{M_{ki}}{M_{be}} \quad (4.31)$$

A tornyos tengelyhajtómű eredő hatásfoka pedig az ismert $\eta_{th} = k_{th} i_{th}$ képlet alapján már meghatározható.

A vontatójárművekben megvalósuló tengelyhajtás elrendezéseket a következőkben villamos és hidraulikus erőátvitelű dízelmozdonyok esetére mutatjuk be.

A marokcsapágyas villamos vontatómotorok forgóvázban való elhelyezkedését a 64. ábrán szemléltetjük dízel-villamos mozdony esetére, ahol is a mozdony dízelmotorja generátort hajt és a generátor által termelt villamos feszültséget kapcsoljuk azután a vontató motorokra. Az ábrán mutatott mozdonynak két forgóvázába két-két motor van beépítve, a mozdonynak mind a négy tengelye tehát külön „saját” vontatómotorral (az ábrán 16-os sorszám) van meghajtva.



- | | |
|-----------------------|-------------------------|
| 1.) fűtőkazán | 10.) hűtő |
| 2.) főlégtartály | 11.) légsűrítő |
| 3.) vezetőpult | 12.) elosztó hajtómű |
| 4.) kontaktorszekrény | 13.) világítási dinamó |
| 5.) kipufogócső | 14.) főgenerátor |
| 6.) szívócső | 15.) generátor szellőző |
| 7.) gázolajtartály | 16.) vontatómotor |
| 8.) dízelmotor | 17.) akkumulátorok |
| 9.) ventilátor | 18.) tápkábelek |

64. ábra Dízel-villamos hajtásrendszerű mozdony marokcsapágyas tengelyhajtással

A bemutatott egyfokozatú és tornyos tengelyhajtóművek legtöbbször hidraulikus erőátvitelű dízelmotoros vontatójárművekbe kerülnek beépítésre, azonban ezek a tengelyhajtómű változatok egyes villamos járműveknél is előfordulnak.

A jelzett villamos járműveknél egy forgóváz mindkét tengelyét egyetlen villamos vontatómotor hajtja meg, és ez a vontatómotor nem a forgóvázába van beépítve, hanem a jármű alvázára van felfüggesztve. Ekkor a motor nyomatéka kardántengely segítségével hajtja a tornyos tengelyhajtómű felső tengelyét, onnan a nyomaték felső tengelyre erősített kis homlokfogaskeréken át az alsó tengelyre erősített nagy homlokfogaskereket hajtja meg. A nagy homlokfogaskerékről a hajtó nyomaték elágazva halad tova. Egyrészt az alsó tengelyen lévő kis kúpfogas-

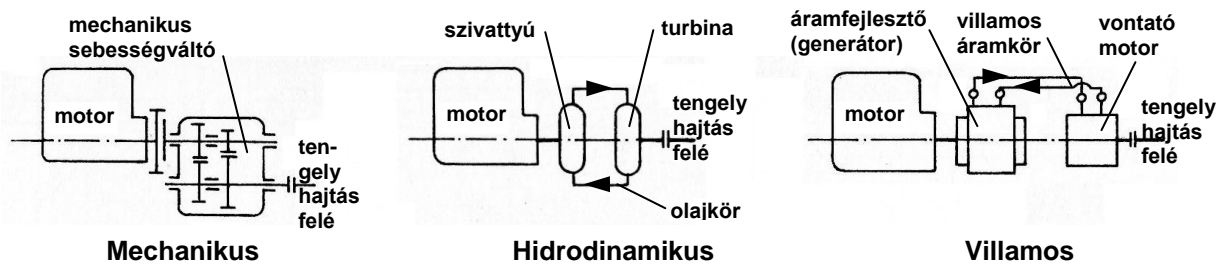
kerék a hajtást a tornyos tengelyhajtóművel hajtott kerékpár tengelyére szerelt tányérkerékre viszi át, másrészt az alsó tengely hajtóműházból kivezető csonkjához csatolt összekötő kardántengelyen át eljut a hajtónyomaték másik része az azonos forgóvázban lévő másik kerékpár hajtására beépített egyfokozatú kúpkerékes tengelyhajtómű behajtó csonkjára. Ilyen hajtásrendszerű villamos jármű például a MÁV BDVmot sorozatú villamos motorvonatának vontató motorkocsija. Ennél a két forgóváz asztató motorkocsinál, a két forgóváz tehát az alvázra függesztett két „saját” vontatómotortól kapja a hajtó nyomatékot.

A dízelmozdonyoknál és dízel-vontatómotorkocsiknál három féle erőátviteli rendszer alkalmazása terjedt el.

1. *Mechanikus erőátviteli rendszer*nél a dízelmotor többfokozatú sebességváltót hajt meg. Az egyes sebességi fokozatokban a motor tengelye és a jármű hajtott kerékpárjai között eltérő módosítást kell megvalósítani, éspedig az első (indítási) fokozatban kell a módosításnak a legkisebbnek lennie, vagy ami ugyanaz, ebben a fokozatban kell a motor szögsebességét a legnagyobb mértékben lecsökkenteni a kis haladási sebességek lehetővé tételéhez. A felsőbb sebességi fokozatokban a megvalósítandó módosítás nagyobb lehet, de még a végsebességi (pl. az 5-ik) sebességi fokozatban is értéke szinte mindig az egységnyi érték alatt marad. A mechanikus sebességváltó-rendszert a motoros járművekkel foglalkozó 5. fejezet részletesen elemezni fogjuk.

2. *Hidrodinamikus erőátviteli rendszer*nél a dízelmotor többfokozatú hidrodinamikus sebességváltót hajt meg. A hidrodinamikus sebességváltó egyes sebességi fokozatainak működése során hidrodinamikus nyomatékváltók vagy hidrodinamikus tengelykapcsolók üzemelnek. Ezek felépítésének tanulmányozása más tantárgyakban történik meg. Most csupán azt a tényt domborítjuk ki, hogy hidrodinamikus elemek esetén a hajtásrendszer valamely keresztmetszetében a hajtó energia teljes egészében folyadék munkaképesség formájában van jelen. Ez azt jelenti, hogy kétszeres (kétszeres) energiaátalakulás megy végbe ezen járművek hajtásrendszerében: egyrészt a dízelmotor szolgáltatja mechanikai energiát folyadék munkaképességé kell alakítani alkalmas szivattyú meghajtásával. Másrészt a folyadék munkaképességét újból mechanikai energiává kell alakítani a nagy munkaképességű folyadék turbinán történő keresztáramoltatásával. Ily módon zárt hidraulikus kör működik az erőátviteli rendszer minden sebességi fokozatában: A szivattyú megemeli a zárt hidraulikus körben áramló folyadék munkaképességét. Az így megnövelt munkaképességű folyadék a turbinába áramlik és ott leadja munkaképességét, majd a zárt körfolyamban tovaáramolva ismét belép a szivattyúba, stb. A turbináról elvezetett energiaáram használható fel azután a járműhajtás energiaigényének fedezésére.

3. *Villamos erőátviteli rendszer esetében* a dízelmotor generátort hajt meg. A generátor kapcsain keletkező feszültséget azután rákapcsoljuk a vontatómotorok kapcsaira. Itt is kétszeres (kétszeres) energiaátalakulás megy végbe. Egyrészt a dízelmotor szolgáltatja mechanikai energiát villamos energiává kell alakítani a generátor meghatásával. Másrészt a villamos energiát újból mechanikai energiává kell alakítani a vontatómotorokkal. Ily módon zárt villamos kör működik a dízel-villamos erőátviteli rendszer üzemében. A villamos motorok tengelyéről a már ismert mechanikai hajtáselemekkel vehető le a járműkerekek mozgathatóságához szükséges hajtó nyomaték. A 65. ábrán három elvi vázlatlal szemléltetjük az erőátviteli rendszerekkel kapcsolatban fent elmondottakat.



65. ábra Elvi magyarázó ábrák a vasúti erőátviteli rendszerekről

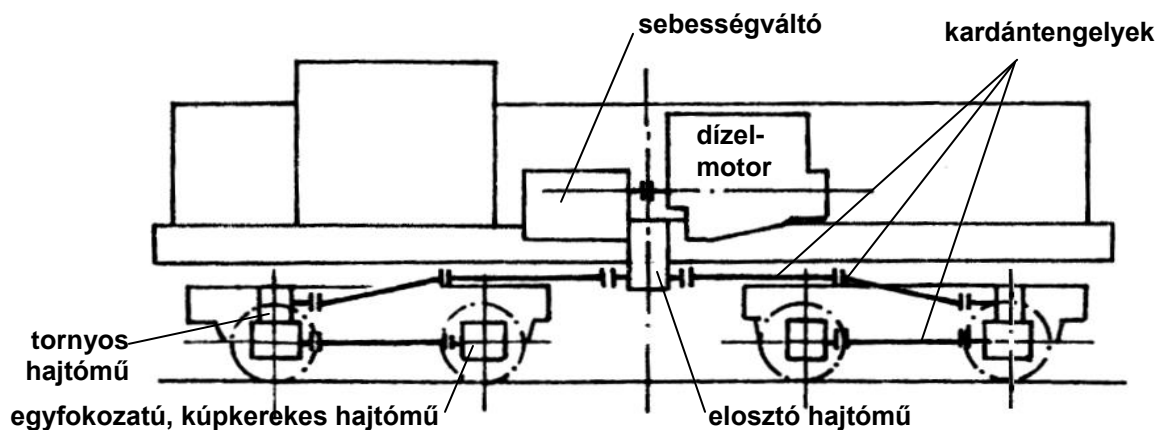
Az erőátviteli hatásfok szempontjából a mechanikus erőátviteli rendszer a legkedvezőbb, elérhető a 0,9...0,93 hatásfok érték. Hidrodinamikus és villamos erőátvitelnél a hatásfok változik a sebességtartomány mentén. Hidrodinamikus erőátvitelnél a 0,82...0,86 csúcshatásfok érték érhető el. Villamos erőátvitel esetén ez a csúcshatásfok némiképp kedvezőbb 0,85...0,90 értékű lehet. A mechanikus erőátviteli rendszer korlátozott teljesítmény kapacitása és nehézkes üzemű miatt a sokkal kedvezőbb üzemi tulajdonságú hidrodinamikus és villamos erőátviteli rendszerek alacsonyabb hatásfokuk ellenére is kerülnek előtérbe.

A mechanikus erőátviteli rendszer a vontató motorkocsiknál és tolatómozdonyoknál 300...500 kW névleges teljesítményig kerülhet alkalmazásra. A hidrodinamikus és villamos erőátviteli rendszerek széles teljesítmény tartományban alkalmazást találnak a vasúti vontatójárműveknél, a felső teljesítmény határ 4000 kW körül mozog, megjegyezve, hogy a nagyobb névleges teljesítmények leggyakrabban dízel-villamos erőátvitelű járműveknél fordulnak elő.

Dízel vontatójárművek esetében – de néha villamos vontatójárművek esetében is – kardántengelyes forgás-és nyomatékátvitelt valósítunk meg a már tárgyalt fogaskerekes tengelyhajtóművek felé. A kardáncsuklók alkalmazása lehetővé teszi, hogy a hajtás be- és kihajtó keresztmetszetei forgás és nyomatékátvitel közben is kis mértékben elmozdulhassanak és elfordulhassanak az eredeti névleges helyzetükhöz képest, amely mozgások a rugózott alátámasztású járműtest és a kerékpárokhoz rugózatlanul kapcsolódó tengelyhajtóművek esetén a jármű

lengései miatt a kardántengelyek üzemében folyamatosan előfordulnak. A 66. ábrán egy hidrodinamikus erőátvitelű dízelmozdony esetére mutatjuk be a kardánhajtás vonalas vázlatát.

A hidrodinamikus hajtóműben legtöbbször két hidrodinamikus nyomatékváltó van beépítve, de előfordulnak nyomatékváltókat és hidrodinamikus tengelykapcsolót hidrodinamikus tartalmazó sebességváltók is. A kardántengelyek felépítésével és működésével az 5.6.4 pontban fogunk részletesen foglalkozni. Az elosztóhajtómű funkciója azon kívül hogy ezen át vihető át a forgás és a hajtó nyomaték a két forgóvázra, az is, hogy a mozdony haladási irányát az elosztóhajtóműben lévő irányváltó szerkezet biztosítja a kihajtócsonkok forgásirányának megváltoztatásával.



66. ábra Kardán hajtású dízel-hidraulikus mozdony vonalas vázlata

4.3.7 Vasúti vontatójárművek erőgépei

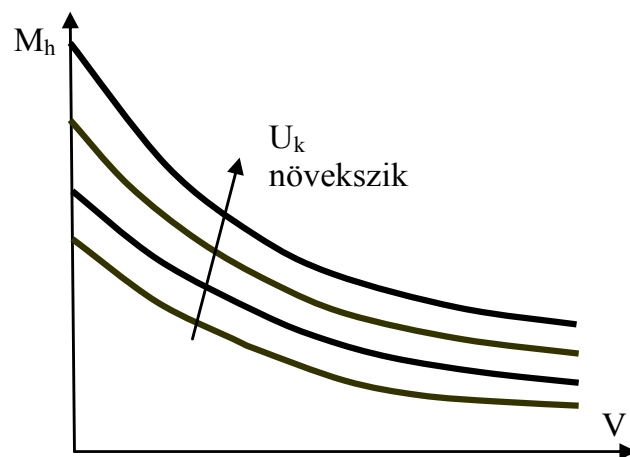
Ebben a fejezetben a villamos vontatómotorok mint erőgépekkel történő vonóerő generálás a erőgépeinek jelleggörbéivel foglalkozunk. A dízelmotorok mint erőgépek a szerkezeti és üzemi jellemzőit az 5. Fejezetben tárgyaljuk.

A villamos vontatómotor mind a hálózatról táplált vontatójárműveknél, mind a dízelvillamos vontatójárműveknél azonos konstrukciós kialakítással szerepelnek. A motor villamos táplálási rendszerétől függően alapvetően két jellegzetes vontatómotor típus terjedt el. Az egyik az egyenfeszültségű táplálás esetén alkalmazott soros gerjesztésű motor, a másik a többfázisú a váltakozó feszültségű táplálás esetén alkalmazott aszinkron (vagy indukciós) motor.

1.) Egyenfeszültségű táplálás (DC-motor, DC = Direct Current)

Az egyenfeszültségű soros kapcsolású motor tekercselésében folyó egyenáram mágneses teret hoz létre a gép pólusai között. A forgórész pólusain lévő tekercselésben a mágneses tér indukció vektorára merőleges irányban – a gép forgástengelyével párhuzamosan – áram folyik. Ismeretes, hogy ha egy mágneses térbe helyezett vezetőben áram folyik, akkor a vezetőre az áram és az indukció vektora alkotta síkra merőlegesen erőhatás működik. Ez az erőhatás adja

a motor forgórészére ható kerületi erőt, amely forgásba hozza a forgórészt és biztosítja a terhelőnyomaték leküzdését. Mivel a gép forgásba jön, a forgórész tekercsei metszik a főpólus mágneses terét, és a gép forgórészében U_f forgási feszültség is indukálódik, melynek hatása a motorra kapcsolt U_k kapocsfeszültséggel szembe dolgozik. Ekkor az U_k kapocsfeszültség és az U_f forgási feszültség különbsége hajtja át a motor I áramát az R_b belső ellenálláson. Az Ohm törvény szerint tehát $U_k - U_f = I R_b$. Az U_f forgási feszültséget ki lehet fejezni, mint a gép Φ fluxusának és n fordulatszámának szorzatával arányos mennyiséget: $U_f = c \Phi n$. A gép pólusai között keletkező Φ fluxus azonban függ az állórész tekercselésen átfolyó I árammal: $\Phi = \Phi(I)$. A motor által leadott M nyomatékot pedig szintén arányos az áramfüggő $\Phi(I)$ fluxusnak az I árammal vett szorzatával: $M = k \Phi(I) I$. A $\Phi(I)$ fluxusnak az I áramtól való függése a mágneses telítettség jelentkezése előtt gyakorlatilag lineáris, ezért a telítettség jelentkezése előtti üzemállapotokban írható, hogy $M \approx K I^2$. Az elmondottakból következik, hogy ha azonos n fordulatszám mellett a nagyobb motornyomatékot kívánunk kifejteni, akkor azt az U_k kapocsfeszültség növelésével érhetjük el. Ily módon a soros kapcsolású egyenfeszültséggel táplált motor vezérlését a kapocsfeszültség igény szerinti változtatásával lehet megvalósítani. A 67. ábrán bemutatjuk az egyenfeszültséggel táplált villamos vontatómotorral a hajtott kerékpárra kifejthető M_h hajtónyomatéknak a jármű V sebességének függvényében különböző U_k kapocsfeszültségek esetén adódó jelleggörbéit. A vontatómotor nyomatékát a legnagyobb megengedett



67. ábra Az egyenfeszültségű soros motorral hajtott jármű hatott kerékpárra működő nyomatéka a sebesség függvényében

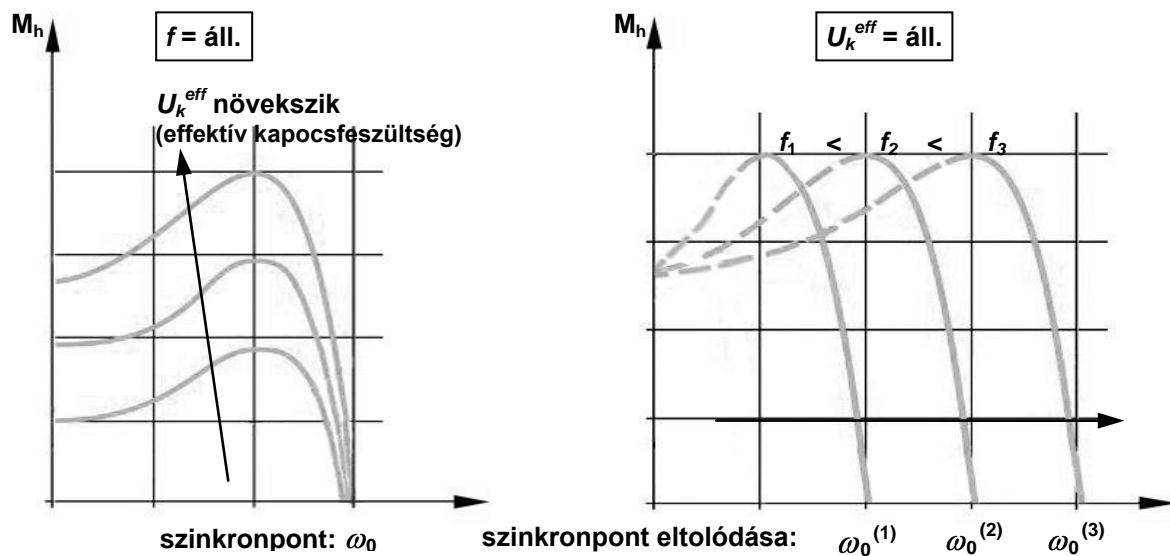
kapocsfeszültség rákapcsolása után az állórész tekercsek fluxusának csökkentésével, azaz a mágneses mező gyengítésével lehet növelni. Ennek megvalósítása az állórészen lévő gerjesztő mágnes tekercseléssel párhuzamosan kapcsolt sönt ellenállással lehetséges. A söntölt ágon folyó áram csökkenti a mágnes tekercsben folyó gerjesztő áramot, ami a fluxus csökkenéséhez vezet.

2.) Többfázisú, váltakozó feszültségű táplálás (AC-motor, AC = Alternating Current)

A háromfázisú váltakozó feszültséggel táplált aszinkron motor működésének rövid magyarázatához annak előrebocsátása szükséges, hogy a motor állórészén egymáshoz képest 120° -ban a motor forgástengelyére merőleges középvonallal helyezkednek el a gerjesztő tekercs-

párok (pólus-párok), amelyeket csillag-kapcsolásban háromfázisú feszültség alá helyezve forgó mágneses mezőt jön létre a gép belsejében. A gép forgórésze ún. „kalickás” forgórész, amely alakját tekintve a „mókuskerék”-hez hasonlít. Természetesen a forgástengellyel párhuzamos rudak, amelyek a kerék két koszorúját összekötik, most fémes (réz) rudak. A két koszorú tehát fémesen össze van kötve – ezért „rövidre zárt” forgórészű motorról beszélünk. Ezen rudakban a forgó mágneses tér feszültséget indukál a rúd két vége között, és áram indul meg a forgástengellyel párhuzamos rudakban, melyek a forgórész kerületén helyezkednek el egyenletes osztásban. Ha most a mágneses térben a rudakban áram folyik akkor a rudakra kerületi erő fog működni, amely erő nyomatéka forgásba hozza a forgórészt. A forgásba jövő forgórész szögsebessége növekszik és egyre közelebb kerül a forgó mágneses tér szögsebességéhez ezért a forgórész rudak végpontjai között indukált feszültség csökken. Ez az indukált feszültség annál kisebb lesz minél közelebb van a forgórész szögsebessége a mágneses forgómező körfrekvenciájához. Végül, ha a forgórész szögsebessége eléri a forgó mágneses mező körfrekvenciáját, akkor a rudak mágneses erővonal metszése megszűnik, és a rudakban folyó áram zérus értékű lesz. Ha zérus az áram, zérus a forgórész által leadott hajtónyomaték is.

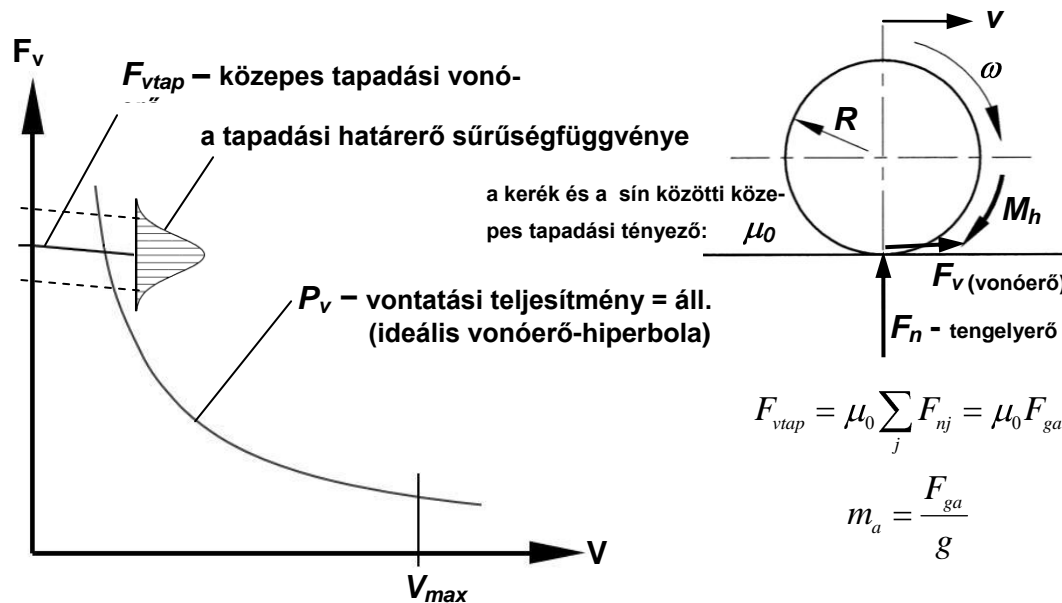
Az aszinkron motor forgórészének a zérus nyomaték kifejtéshez tartozó szögsebességét szinkron szögsebességnek (röviden szinkronpontnak) nevezzük. A szinkronponthoz tartozó ω_0 szögsebességet meghatározza a tápláló háromfázisú váltakozófeszültség f frekvenciája. Ha az állórészben lévő póluspárok száma p , akkor a szinkron szögsebesség az $\omega_0 = 2\pi (f/p)$. Az aszinkron motor vezérlését egyrészt a tápfeszültség frekvenciájának változtatásával, másrészt pedig a kapcsolófeszültség U_k^{eff} effektív értékének változtatásával lehet megvalósítani. A 68. ábrán felrajoltuk a két vezérlési mód esetén beállítható $M_h = f(\omega)$ diagram sorozatokat. Elképzelhető a két jelzett vezérlési mód kombinált megvalósítása is.



68. ábra Az aszinkron vontatómotor karakterisztikái effektív kapocsfeszültség és frekvenciavezérlés esetén

A bal oldali ábrán a konstans frekvenciájú váltakozófeszültségű táplálás esetén a különböző U_k^{eff} effektív feszültségek mellett adódó hajtónyomatéki jelleggörbéket mutatjuk be, míg az ábra jobb oldalán a konstans effektív tápfeszültség esetén a különböző f_i frekvenciák mellett adódó hajtónyomatéki jelleggörbéket szemléltetjük. Az elmondottak alapján világos, hogy a bal oldali ábrán az $M_h(U_k^{\text{eff}}, \omega)$ kétváltozós függvény által meghatározott módon három különböző állandó U_k^{eff} kapocsfeszültség mellett, mint hajtásvezérlési értékek mellett adódó szögsebességfüggő feltételes hajtónyomatéki diagram-sorozat szerepel, másrészt pedig az, hogy a jobb oldali ábrán az $M_h(f, \omega)$ kétváltozós függvény által meghatározott módon három különböző (de állandó) f_1 , f_2 és f_3 frekvenciájú táplálás mellett, mint hajtásvezérlés értékek mellett adódó szögsebességfüggő feltételes hajtónyomatéki diagram-sorozat szerepel.

Befejezésképp a vasúti vontatójárművek vonóerő-kifejtési viszonyainak szemléltetésére a 69. ábrán néhány fontos jellemzőt foglaltunk össze. Az ábra tartalmazza azokat az alapinformációkat, amelyek alapján egy vontatójármű üzemi alkalmazhatóságáról kép alkotható. Az ábra bal oldalán a sebesség függvényében egy vonóerő hiperbolát rajzoltunk fel, amely a vontatójármű névleges P_v vontatási teljesítményének kifejtésekor valósul meg.



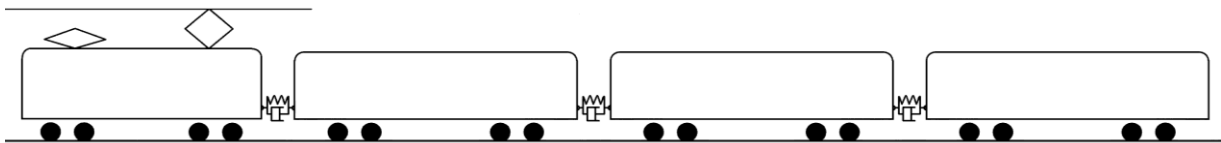
69. ábra A vonóerő-kifejtési viszonyok magyarázatához

A különböző hajtásvezérlési értékekhez tartozó vonóerőgörbék ezen hiperbola alatt helyezkednek el. A gördülőkapcsolatról korábban mondottak szerint vonóerő-kifejtést felülről korlátozza a kerék/sín kapcsolatban érvényes tapadási határerő. Mivel tapadási tényezőt és tárgyalásunkban már *valószínűségi változóként* azonosítottuk, a tapadási határerő mint a tapadási tényezőnek és a hajtott kerékpárok függőleges tengelyerői összegének szorzata, maga is *valószínűségi változó* lesz. Az ábrában feltüntettük a tapadási határerő valószínűségi sűrűségfüggvényét megjelenítő Gauss-féle haranggörbét. Az ábra jobb oldalán felvázoltuk a hajtott kerékpárt. A vontatójármű által kifejtethető F_{vtap} közepes tapadási (adhéziós) vonóerő mármost a μ_0 közepes tapadási tényező és a hajtott kerékpárok függőleges tengelyerőinek összegével adódik $F_{vtap} = \mu_0 \sum_j F_{nj}$ alakban. A képletben tehát az összegzés a hajtott tengelyek tengelyerőire vonatkozik. Az utóbbi megfontolás a „tapadási súly” fogalmával is végigvihető. A hajtott kerékpárokra eső $\sum_j F_{nj}$ járműsúlyt F_{ga} tapadási (adhéziós) súlynak nevezve egyszerű $F_{vtap} = \mu_0 F_{ga}$ képlet adja meg a közepes tapadási vonóerőt. Természetesen be lehet vezetni a vontatójármű össztömegének azt a részét, amely a hajtott tengelyekre esik, ez az ún. „adhéziós tömeg”, melynek képlete az adhéziós súlyból kiindulva értelemszerűen: $m_a = F_{ga}/g$.

4.3.8 A vonat a vasúti közlekedés alapvető objektuma

A vonat egy *járműfüzér*, járművek összekapcsolt rendszere. A járművek tömegeit összekapcsoló ütköző és vonókészülék szándékolt rugalmassággal és energiaelvezetést biztosító csillapítással bíró szerkezeti részekkel van kialakítva a vonóerő és fékezőerő változásokból kelet-

kező hossz-irányú lökések lágyabb felvétele céljából. A járműfűzérben a járművek tömegei mint kinetikus energiatárolók, a járműkapcsolatokban érvényesülő rugalmas részek mint potenciális energiatárolók működnek. A vonatot alkotó járműfűzér így egy többtömegű lengés-képes dinamikai rendszerként azonosítható, amelyben a kialakuló hosszirányú lengések során a mozgó tömegekben jelen lévő kinetikus energia és a deformált rugalmas elemekben lévő potenciális energia folyamatosan átalakul egymásba a kialakuló lengések konkrét lefutásától függően. Röviden: a vonat *többtömegű hosszdinamikai rendszer*. A hosszirányú (longitudinális) lengésekre képes vonatot a 70. ábrán bemutatott hosszdinamikai modell jeleníti meg.



70. ábra A vonat mint többtömegű lengő rendszer

A szomszédos járművek közötti rugalmas és disszipatív kapcsolatot az ábrán párhuzamosan működő rugók és csillapítók reprezentálják. A csillapítók arra szolgálnak, hogy a lengések során kialakuló kinetikus energia növekmény egy részét hő formájában kivezessék a lengő rendszerből, és ezáltal a lengések intenzitását csökkentsék, sőt lehetőleg előbb utóbb megszüntessék a hosszlengéseket.

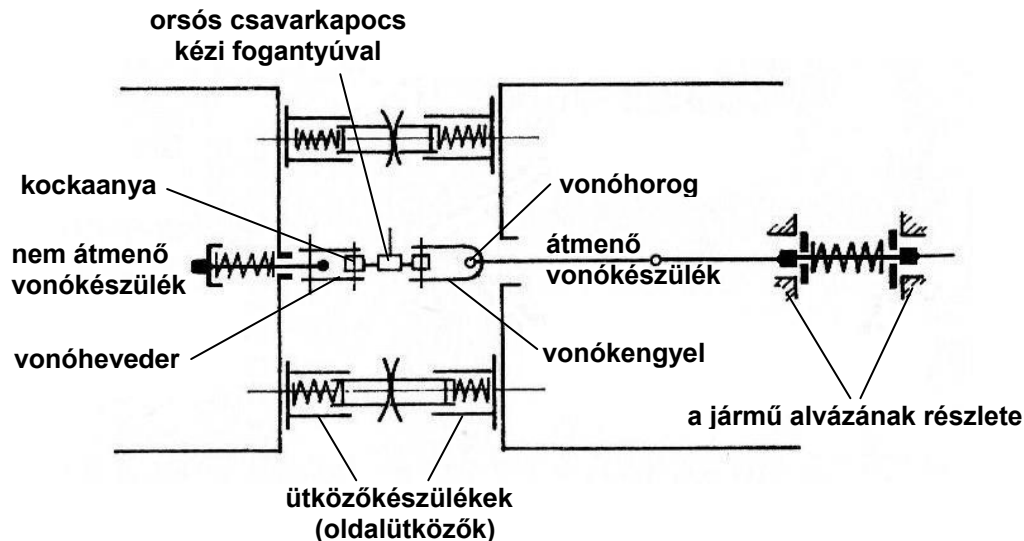
A járműkapcsolatok szerkezeti kialakítása több féle lehet. A szabványos kialakítású hagyományos oldalütközős és csavarkapcsos vonókészülékkel bíró járműkapcsolat lehetővé teszi, hogy különböző járművekből szinte tetszés szerint lehessen vonatot képezni. A járműkapcsolat másik gyakorlatban alkalmazott változata a központi ütköző és vonókészülék. Az európai vasutaknál ez a típus főként a zárt motorvonategységekbe sorolt járművek esetében, illetve két vagy több motorvonat-egység egymáshoz kapcsolásának igénye esetén kerül alkalmazásra. Megjegyezzük azonban, hogy egyes országok vasútjainál a központi ütköző- és vonókészülékes járműkapcsolat a kizárólagosan használt változat, pl. Ukrajnában, Oroszországban, de a tengeren túl is, az USA-ban, Kanadában és Japánban. A városi és elővárosi vasutaknál valamint a metró szerelvényeknél viszont széles nemzetközi viszonylatban is kizárólagos a központi ütköző- és vonókészülékkel megvalósított járműkapcsolatok alkalmazása.

Az ütközőkészülék funkciója a járműkapcsolatban kialakuló nyomóerő átvitele. A vonókészülék funkciója a járműkapcsolatban kialakuló húzóerő átvitele. Mozdonyos vontatásnál a megindításnál és a vonatmozgás során a szomszédos járművek között a vonókészülékekkel való vonóerő átvitel játssza az alapszerepet. A vonókészülékek tehát húzásra vannak igénybe véve. A vonat rendeltetésszerű üzemében azonban lassítások és megállások is szükségképp előfordulnak. Ekkor a szükségessé váló fékezések során a szomszédos járműkapcsolatokban nyo-

nyomóerő átvitel valósul meg, amit az ütközőkészülékek visznek át. A fékhatás ugyanis a vonatba sorolt járműveken nem azonos időben jelenik meg, hiszen a tanultak szerinti légfék esetén a vonat mentén végighaladó fő légvezetékbeli a nyomáscsökkenésnek „el kell jutnia” az egyes kocsikhoz, és ez időt vesz igénybe. Bár a fékjel terjedési sebessége 120 m/s körüli érték, mégis a hátrább futó kocsik valamennyi ideig fékezetlenül rátorlódnak a vonat elején lévő és részben már megfékezett kocsikra. Kialakul tehát az ütközőkészülékek alapigénybevétele: a nyomóerőátvitel. Amennyiben olyan vonattal állunk szemben, amelynél minden jármű saját hajtásrendszerrel és fékrendszerrel van felszerelve (pl. a budapesti metrószerelvények), így a villamos hajtás-, és a fékrendszer az elektromos vezérlőrendszernek köszönhetően egyes járműveken gyakorlatilag egyidejűleg lép működésbe, akkor az ütköző- és vonókészülékekben csupán az egyes járműveken ébredő eltérő menetellenállások miatt lép fel hosszirányú erőátadás.

A következőkben előbb a legjobban elterjedt hagyományos nagyvasúti oldalütközős járműkapcsolatot ismertetjük, és bemutatjuk az ott szerepet nyelő ütközőkészülékek és csavarkapcsos vonókészülékek szerkezeti felépítését, majd végül megadjuk a nagyvasúti központi ütköző- és vonókészülékes járműkapcsolatot felülnézeti elvi vázlatát.

A 71. ábrán felülnézeti vázlaton mutatjuk be a hagyományos oldalütközőkkel és csavarkapcsos vonókészülékkel megvalósított járműkapcsolatot. A szomszédos járművek között a hosszirányú nyomóerő rugózott átvitelét a négy szembe dolgozó ütközőkészülék biztosítja. Látható, hogy a két jármű azonos oldali, közvetlenül érintkező ütközőkészülékében lévő rugók rugó sorba van kapcsolva, hiszen mind a kettőn ugyanakkora nyomóerő megy át. Világos azonban az is, hogy a sorba kapcsolt rugók deformációja összeadódik. A járműkapcsolat két oldalán (az ábrán fent és lent) ily módon kialakuló két-két sorba kapcsolt rugóoszlop egymással párhuzamosan dolgozik, a két rugó oszlop deformációja azonos, így a teljes járműkapcsolat az egyes oldalakon lévő soros rugópárral megjelenő rugóoszlop által átvitt hosszirányú erő kétszeresét fogja átvinni.



71. ábra A hagyományos oldalütközős, csavarkapcsos ütköző és vonókészülék

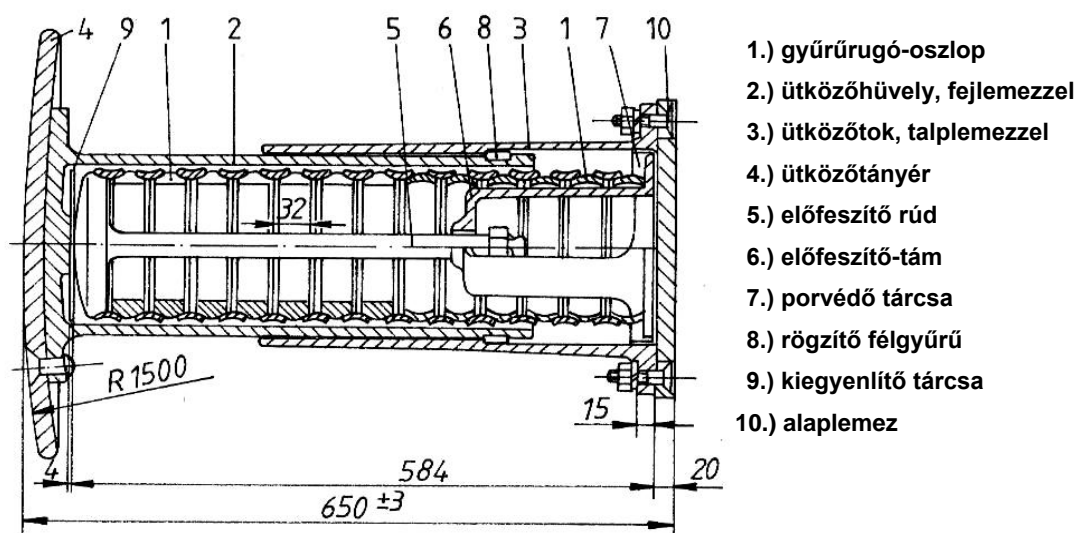
A két kapcsolódó kocsi vonókészüléke eltérő rendszerű. A bal oldali kocsi „osztott” vonókészülékes, a vonókészülék rugója közvetlenül a mellgerenda mögé van beépítve. Ez a beépítési mód azt eredményezi, hogy a jármű vonókészülékén átvitt teljes erőhatás rá van vezetve a jármű alvázára, annak szerkezeti elemeit terheli. A jobb oldali kocsi „átmenő” vonókészülékes. Az átmenő vonókészülék vonórúdja tehát végighalad a jármű alatt és a jármű másik végében ismét vonóhorogban végződik. Ennél a vonókészüléknél a jármű mozgatásához szükséges erő az átmenő vonórúdról a jármű középtáján elhelyezett vonórugóval kerül levételre, tehát csak a jármű mozgatásához szükséges erők tevődnek át az alvázra. Az átmenő vonókészülékes jármű esetében az alváz vonóerőből származó igénybevétele kisebb, szemben az osztott vonókészülékes esettel, ahol is az alvázat a vizsgált vonókészülék-bekötés mögött elhelyezkedő összes jármű mozgatásához szükséges eredő erő terheli. Az osztott vonókészülékes járművekből összeállított vonatnak csak az utolsó kocsija kap olyan alvázterhelést, mint az átmenő vonókészülékes járművekből összeállított vonat bármely járműve. Mindazonáltal mégis az osztott vonókészülékes járművek száma növekszik. Az ugyanis a helyzet, hogy a központi ütköző és vonókészülék esetében csak az osztott vonókészülékes megoldás alkalmazható. Elhatározott dolog viszont, hogy az európai vasutak is valamely későbbi időpontban át fognak térni az központi ütköző- és vonókészülékek kizárólagos alkalmazására, és a jelenleg érvényes nemzetközi szabványok erre készülve, már egyértelműen az osztott vonókészülék alkalmazását írják elő.

Visszatérve a 71. ábrához, a vonókészülék rugókról megállapítható, hogy azok soros kapcsolatban dolgoznak a most vizsgált két szomszédos jármű közötti húzóerő átvitel során, tehát a rajtuk átvitt erők megegyeznek, viszont a két vonórugón fellépő rugódeformációk összeadó-

nak. Nem ilyen egyszerű a helyzet, ha több átmenő vonókészülékes jármű kerül összekapcsolásra, mert átmenő vonókészülékek esetén a valamely adott járműkapcsolatban átvitt erő nem független a távolabbi járműveknél átvitt vonórúgó-erőktől. Ez a kérdés az osztott vonókészülékes járművekből összeállított vonatoknál nem lép fel.

A 71. ábrán mutatóvonalak alkalmazásával megadtuk a csavarkapcsolós vonókészülék fő alkatrészeinek megnevezését. A funkciójellemezést a 73. ábra kapcsán adjuk meg.

A 72. ábrán a leggyakrabban alkalmazott gyűrűs rugós ütközőkészülék hosszmetzeti rajzát mutatjuk be a 13 darab belső felületén kettős kúppal kialakított külső gyűrűben 13 darab külső felületén kettős kúppal kialakított gyűrű helyezkedik el. A szerkezeti elemek megnevezéseit mutatóvonalakkal adtuk meg. Az ábra egyben informál az ütközőkészülék fő méreteiről is.

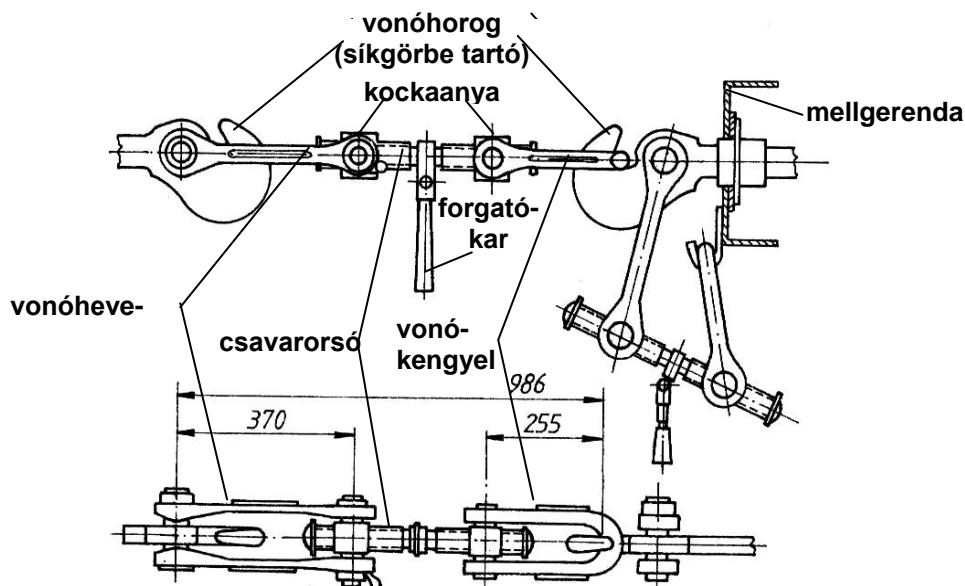


72. ábra A gyűrűs rugós ütközőkészülék hosszmetsete

A külső és belső gyűrűk ily módon váltakozva építik fel a teljes rugóoszlopot. Amennyiben ezt a rugóoszlopot hosszirányú (az ábra szerint vízszintes) erő terheli akkor a kúpos belső gyűrűk axiálisan beljebb hatolnak a kúpos külső gyűrűkbe. Az utóbbiakat a bennük ébredő tangenciális (érintő) irányú húzóerő szétfeszíti, míg a belső gyűrűk tangenciális irányú nyomóigénybevételt kapnak. A külső gyűrűkben ébredő húzófeszültségek és a belső gyűrűkben ébredő nyomófeszültségek a gyűrűk kerületi irányú alakváltozásához (külső gyűrűknél megnyúláshoz, belső gyűrűknél rövidüléshez) vezetnek. Következésként a rugóoszlop hossza megrövidül a kúpos érintkezési felületeken egymáson súrlódás jelenlétében elcsúszva egymásba hatoló gyűrűk miatt. Érzékelhető, hogy a rugóoszlop hosszának csökkenésekor jelentős súrlódási munkavégzés is megvalósul, azaz a gyűrűs rugós szerkezet mind a növekvő (ráterhelés), mind a csökkenő (visszarugózás) rugódeformáció során egyben jelentős mennyiségű energiát is disszipál. Ez azt

jelenti, hogy az ilyen gyűrűs rugós ütköző egyben nagy csillapító hatást is biztosít a rugójáték során, ami a vonat hosszleengéseinek megszüntetése szempontjából igen kedvező.

A csavarkapcsos vonókészülék szerkezeti ábráját a 73. ábrán mutatjuk be. Jól látható a két összekapcsolt kocsi két egymással szemben elhelyezkedő vonóhorga. A vonóerő átadás húzott csuklós rúdláncként együttműködő szerkezeti elemeken át valósul meg. A jobb oldali vonóhorogba

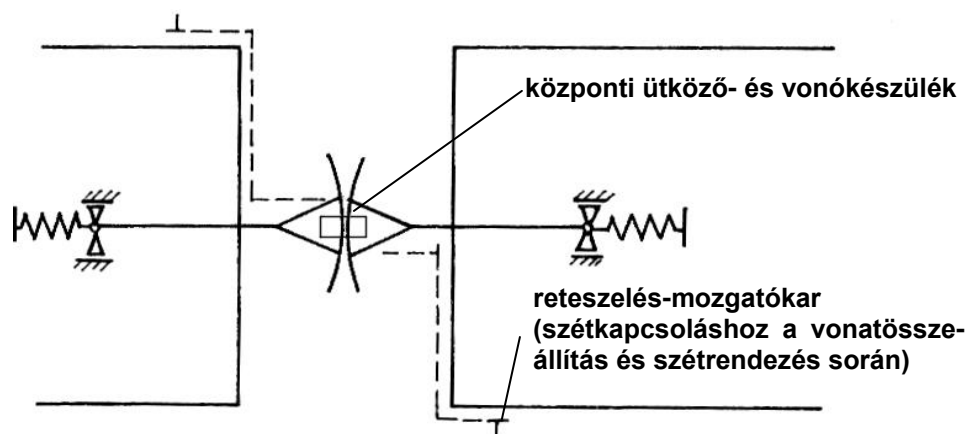


73. ábra Csavarkapcsos vonókészülék szerkezeti rajza

beakasztott vonókengyelről a hozzá csuklósan kapcsolódó menetes kockaanyán át biztosított a húzóerő átadás a behajtott csavarorsó egyik oldalára, a csavarorsó másik oldalán szintén egy menetes kockaanya csavarmenettel kapcsolódik az orsóhoz, ez utóbbi kockaanya pedig a hozzá két oldalról csuklósan kapcsolódó két vonóhevedernek adja át a húzóerőt, mely vonóhevederek másik vége csapszegekkel csuklósan kapcsolódik a bal oldali másik jármű vonóhorgához. Ahhoz, hogy a csavarorsónak a középső forgatókarral történő körülfordításakor a két kockaanya valóban közeledjék egymáshoz és meg lehessen feszíteni a kapcsolatot, az szükséges, hogy az orsó egyik végén jobbmenet a másik végén pedig balmenet legyen. Az orsón lévő menet szabványos menetemelkedése 7 mm. Figyeljük meg, hogy a jobb oldali vonóhorog nyakánál lévő furatba egy másik csavarkapcsos vonókészülék van csapszeggel csuklósan kapcsolva, mely vonókészülék most négy csuklós rúdláncként törött vonal alakot vesz fel és a végén lévő vonókengyel a mellgerenda alsó negyedére hegesztett horogra van felakasztva. Az elmondottak alapján rögzíthetjük, hogy valamely jármű mindkét végének vonóhorgához egy teljes csavarkapcsos rendszer van felszerelve, azonban két jármű összekapcsolásakor a járműkapcsolatban mindig csak az egyik partner jármű csavarkapcsának vonókengyele van be-

akasztva a másik vonóhorgába, ezért a másik jármű csavarkapocs rendszer „hidegtartalék-ként” visszahajtva az alváz horgába beakasztva található.

A 74. ábrán a központi ütköző-vonókészülék kialakításának elvi magyarázatára alkalmas ábrát rajzoltunk fel. Mindkét járművégen a vonókészülék rúdja egy egyenesbe vezetett keresztfejbe van csuklósan bekötve. Ez biztosítja a vonókészülék rudak vízszintes síkban való elfordulásának lehetőségét, ami az ívben haladás során feltétlenül szükséges. Az egyenesbe vezetés függőlegesen is megvalósul azonban a vonórudak függőleges síkban történő kis mértékű szögelfordulása is biztosított. A keresztfejek a járműalváz kereszttartójához rugószerkezettel csatlakoznak, oly módon, hogy mind húzó, mind nyomóerő átadható legyen az alváz kereszttartójára. Az ábrából jól látható, hogy a központi ütköző és vonókészülék az „osztott vonókészülék” elvét valósítja meg. Tekintettel arra, hogy a nyomóerők átvitele most a keresztfejet az ütközőfejjel összekapcsoló rúdon történik, a nyomott rúd méretezésének olyannak kell lennie, hogy a dinamikus kihajlás ne következhesse be. Két kocsi tolatással egymásra tolva azok automatikusan összekapcsolódnak az ütközőfejekben elhelyezett rugós mechanizmusnak köszönhetően. A



74. ábra A központi ütköző-vonókészülék vonalas vázlata

vonat szétrendezése során a központi ütközőkészülék oldása a szaggatott vonallal jelzett reteszelés oldó mechanizmussal a kocsi mellől biztonságos módon lehetséges. Ezen retesz rendszer szerkezeti részleteivel és működésével jelen tárgy keretében nem foglalkozunk.

5. MOTOROS JÁRMŰVEK

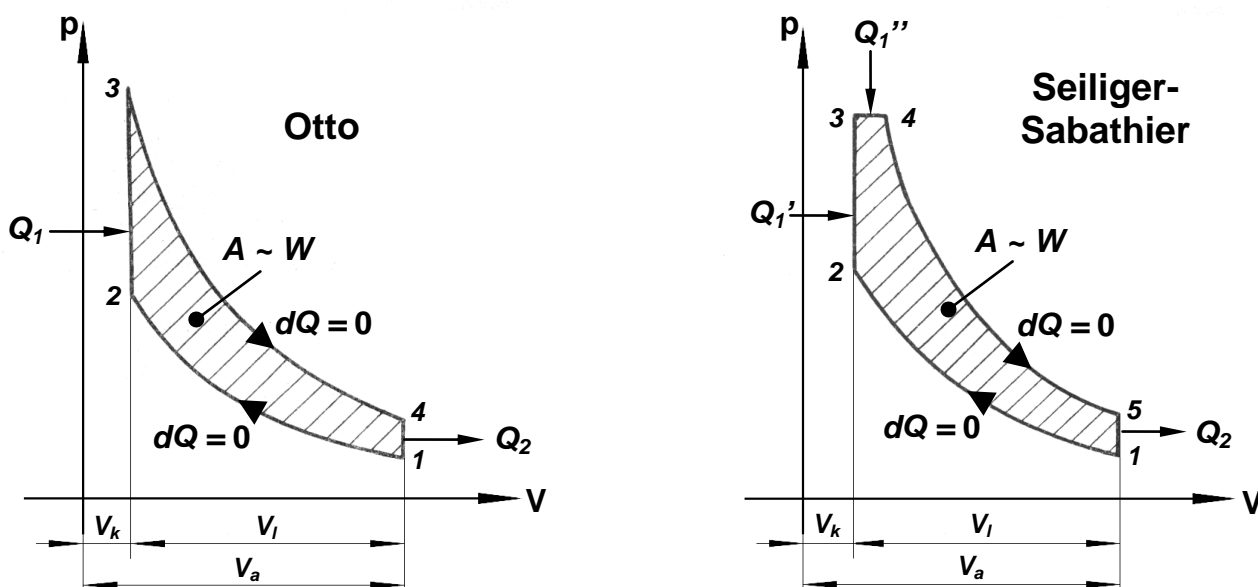
5.1 Bevezető megjegyzések

Motoros járműveken szűkebb értelemben a belsőégésű motorral hajtott szárazföldi járműveket értjük, ide tartoznak a dízelmozdonyok és dízel-motorkocsik, továbbá a közúti a közlekedés megvalósításában résztvevő összes gépjármű, a motorkerékpártól a személy- és teherautókon valamint az autóbuszokon át egészen a közúti mobil munkagépekig. Szélesebb értelemben természetesen a motoros járművek közé tartoznak a belsőégésű motorral mint erőgéppel hajtott légi és vízi járművek is. A motoros járművek tanulmányozásának első lépése a hajtó erőgép, a belsőégésű motor működési elvének és felépítésének megismerése, majd az üzemi jellemzőik áttekintése. Ez után kerülhet sor a járműben a motor forgását és nyomatékát a kezekhez közvetítő erőátviteli rendszer felépítésének és üzemi jellemzőinek tanulmányozására. A motoros járművekben erőgépként szóba jöhető belsőégésű motorok közül csak a dugattyús motorokkal foglalkozunk. A belsőégésű dugattyús motorok hőerőgépek, melyek a tüzelőanyag kémiai kötött energiáját a megvalósított égési folyamat során felszabadítva azt hőenergia formájába konvertálják, majd az így rendelkezésre álló hőenergiát mechanikai munkává alakítják. A jelen tárgyban csak benzin, ill. dízelolaj tüzelőanyaggal dolgozó motorokkal, a benzinmotorokkal, ill. a dízelmotorokkal foglalkozunk.

5.2 A belsőégésű motor ideális munkafolyamata

Az „Általános járműgéptan” c. tárgyban már foglalkoztunk az ideális hőerőgép körfolyamatokkal. Most idézzük fel az Otto-körfolyamatra és a Seiliger–Sabathier-körfolyamatra vonatkozó elemi ismereteket! Az ideális körfolyamatok munkaközegeként az ideális gázt tekintettük, amely definíciója szerint követi a $pV = mR_sT$ állapotegyenletet. Itt p a gáz nyomása V a gáz térfogata, m a gáz tömege R_s a gáz specifikus gázállandója T pedig a gáz abszolút hőmérséklete. Az ideális motorikus körfolyamatok az ideális gázra vonatkozóan korábban már tanulmányozott elemi állapotváltozás szakaszok egymáshoz kapcsolásával valósulnak meg. A körfolyamat megvalósulása során a munkaközeget – most ez ideális gáz – valamely (p_0, V_0, T_0) értékhármassal jellemzett kezdőállapotból kiindulva, majd a gázba meghatározott folyamatszakaszokon hőt bevezetve ill. a gázból hőt elvonva a munkaközeget visszajuttatjuk a kiindulási (p_0, V_0, T_0) állapotba. Az ideális körfolyamatoknál a hőbevezetés és a hőelvonás „hőtartályokkal” való hőcsere elvi folyamatában valósul meg. A gáz állapotváltozásai közül az állandó térfogaton végbemenő (izochor), az állandó nyomáson megvalósuló (izobár) és a környezettől tökéletesen hőszigetelve végbemenő *adiabatikus* folyamatok játszanak döntő

szerepet.



75. ábra Otto körfolyamat és a Seiliger–Sabathier-körfolyamat

A 75. ábrán felrajzoltuk a dugattyús belsőégésű motorok körfolyamatát modellező két alapvető ideális körfolyamat p - V diagramját. A jobb oldali ábrarészen látható Otto körfolyamat az 1. jelű pontból adiabatikus sűrítéssel (kompresszióval) indul. Az adiabatikus folyamat során az egymás után megvalósuló differenciálisan kicsi folyamatelemek a környezettel való energiacsereét kizárva mennek végbe, azaz az adiabatikus folyamatelemek mindegyikére érvényes a zero hőcserét indikáló $dQ = 0$ egyenlőség. Az 1. jelű pontból induló adiabatikus kompresszió a 2. jelű pontban véget ér, és megindul a V_k térfogatúra komprimált gázban a térfogat ezen értékének állandósága mellett a kívülről a gázba bevitt Q_1 hőenergiaközlés által kiváltott izochor állapotváltozás. A 2. jelű pontból induló izochor állapotváltozás és az azt előidéző hőbevitel a 3. jelű pontban véget ér. A 3. jelű pontban megindul egy újabb adiabatikus folyamat, mely most azonban térfogatnövekedéssel megy végbe (adiabatikus expanszió). Így a 3. jelű ponttól a 4. jelű pontig ismét a környezettel való energiacsereét kizárva megy végbe a gáz állapotváltozása, és az adiabatikus folyamatelemek mindegyikére érvényes a zero hőcserét indikáló $dQ = 0$ egyenlőség. A 4. jelű pontban az adiabatikus expanszió véget ér. A 4. jelű pontból kiindulva a gáz az állandó nagyságú V_a térfogaton ismét izochor állapotváltozáson megy keresztül és visszaérkezik az 1. jelű kezdőponthoz. Az állandó térfogaton megvalósuló nyomáscsökkenést az váltja ki, hogy a gázból $|Q_2|$ nagyságú hőt elvonunk. Azt, hogy a gázból hőelvonás történt az jelzi, hogy az elvont hő negatív előjelet kap, így $Q_2 < 0$. Ily módon a kialakult gáz állapotok egy zárt körfolyamatot rajzolnak ki a p - V síkon, melynek körüljárási iránya az óramutató járásával megegyező. A zárt körfolyamat által szolgáltatott W munka a fo-

lyamatszszakaszok által körülzárt területtel arányos. Ezt könnyű belátni, mivel a 3 – 4 folyamat szakaszon a gáz expanzió során végzett munka a 3 – 4 diagramszakasz alatti területtel arányos, és ezen munka egy része fedezi a folyamat 1 – 2 görbeszakasza során jelentkező kompresszió munkát amely az 1 – 2 diagramszakasz alatti területtel arányos. A felső nyomásgörbe és az alsó nyomásgörbe közötti maradék terület tehát így szükségképp a teljes körfolyamat által szolgáltatott munkával arányos.

A 75. ábra bal oldali ábrarészén a felrajzolt Seiliger-Sabathier körfolyamat a dízelmotorokban megvalósuló munkafolyamat modelljét szolgáltatja. Az 1. jelű pontból itt is adiabatikus kompresszióval indul a folyamat. A 2 jelű pontban V_k térfogaton megkezdődik az izochor hőbevitel, melynek nagysága Q_1' , majd a 3. jelű pontban a nyomás állandósul és izobár hőbevitel valósul meg, melynek nagysága Q_1'' . Így a teljes hőbevitel most $Q_1' + Q_1''$ értékű. A hőbevitel megszűnik a 4. jelű pontban, ahonnan megindul az adiabatikus expanzió egészen az 5. jelű pontig. Az 5. jelű ponttól a V_a térfogat állandó értéke mellett ismét izochor folyamat lép be, melynek során hőelvonás valósul meg: $Q_2 < 0$. Ezzel a körfolyamat záródik, és az egyszeri megvalósulás során nyerhető W munka most is a folyamatszszakaszok alkotta zárt tartomány területével arányos.

A hőerőgép működési elve mindkét esetben azon energetikai összefüggésben jelenik meg, hogy a gázba bevitt hőenergia nagyobb mint a gázból elvezetett hőenergia, és így az energiamegmaradási elv érvényesülését Otto körfolyamatra a $W = Q_1 - |Q_2|$, Seiliger-Sabthier körfolyamatra pedig a $W = (Q_1' + Q_1'') - |Q_2|$ egyenletek jelenítik meg.

A két körfolyamat termikus hatásfokára a következő képletek írhatók fel, mint a hasznosított és a ráfordított energiajellemzők hányadosai:

$$\text{Otto körfolyamatra: } \eta_t = \frac{W}{Q_1}, \quad (5.1)$$

$$\text{Seiliger-Sabathier körfolyamatra: } \eta_t = \frac{W}{Q_1' + Q_1''}. \quad (5.2)$$

Az állandó térfogaton és az állandó nyomáson bevitt ΔQ hőenergia kifejezhető a folyamatszszakaszok kezdeti és véghőmérsékletének ΔT különbségével. Állandó térfogaton végbemenő folyamatnál a $\Delta Q = c_v m \Delta T$, míg állandó nyomáson végbemenő folyamatnál a $\Delta Q = c_p m \Delta T$ formula érvényesítendő. Ezek figyelembe vételével a termikus hatásfok a körfolyamat sarokponti hőmérsékleteinek függvényeként adódik:

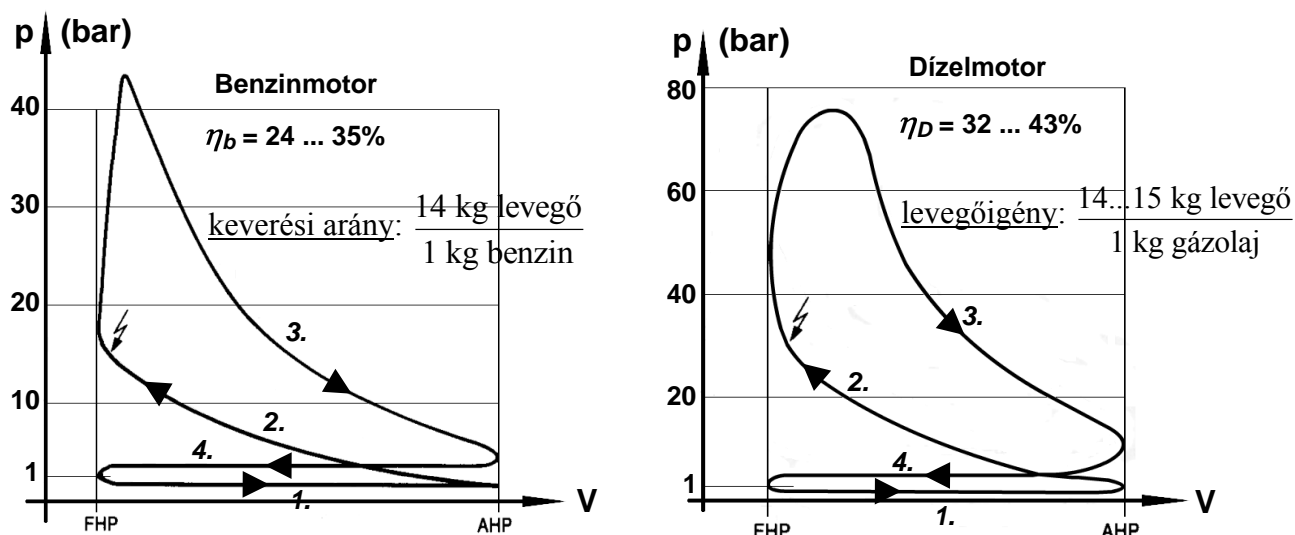
$$\text{Otto körfolyamat esetén } \eta_i = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2)}, \quad (5.3)$$

$$\text{Seiliger-Sabathier körfolyamat esetén } \eta_i = 1 - \frac{mc_v(T_5 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2) + mc_p(T_4 - T_3)}. \quad (5.4)$$

5.3 A dugattyús motor valóságos munkafolyamata

A valóságos motor működése során a munkaközegbe történő hőbevezetés tényleges égés során valósul meg. A hőelvonás pedig az expandált – és így munkát végzett – gáz kipufogásával valósul meg. Így tehát a motor a külső légtérből levegőt szív be. A beszívott levegőhöz kellő pillanatban hozzáadódik a tüzelőanyag (a benzin vagy a gázolaj) és az így kialakuló égésképes hengertöltet adott időpillanatban meggyullad és a kémiaiilag kötött energia az égés során hőenergiává alakul. A megemelt energiájú égéstermék füstgáz formájában expandálva munkát végez, mely expandált gázt a ütem végén el kell távolítani a hengerből. A szívás és a kipufogás folyamatát egybefogva gázcsere folyamatról beszélünk.

A dugattyús motorok lehetnek négyüteműek, melyeknél a hengerben két fordulatonként történik meg a tüzelőanyag elégetésével járó hőbevezetés, és lehetnek kétüteműek, mikor is a tüzelőanyag elégetésével járó hőbevezetés minden fordulat során megtörténik. A dugattyús motor hengerében lejátszódó nyomásváltozási folyamatokat az indikátordiagram felvételével lehet vizsgálni. A következőkben a négyütemű motor esetére vonatkozóan vizsgáljuk a viszonyokat. A négy működési ütem a következő: 1.) szívás, 2.) kompresszió, 3.) égés és expanzió, 4.) kitolás. A 76. ábrán bemutatjuk a négyütemű benzinmotor és a négyütemű dízelmotor indikátordiagramját. A diagramokon feltüntettük megvalósítható hatásfok értékek tartományát, valamint a motor üzemére jellemző egységnyi tüzelőanyag tömegre eső levegőtömeg szükséglet értéktartományát. A diagram ágak mellé beírtuk a működési ütem sorszámát is. Megjegyezzük, hogy a vízszintes térfogat tengelyen az AHP jelölés az alsó holtponi munkatér térfogatot (= forgattyú oldali holtpont), a FHP jelölés pedig a felső holtponi munkatér térfogatot (= hengerfej oldali holtpont) azonosítja. Az így azonosított két holtponi térfogat között különbség adja meg a lökettérfogatot.



76. ábra A négyütemű benzinmotor és a négyütemű dízelmotor indikátordiagramja

Az indikátor diagram jelleggörbe ágai irányítottak. Amennyiben egy zárt hurok irányítása megegyezik az óramutató járásával, akkor az a körfolyamat munkát termel. Ha viszont egy zárt a hurok irányítása az óramutató járásával ellentétes, akkor azon folyamat fenntartáshoz külső munkabevezetés szükséges.

Jelölje W a négy ütem megvalósulása alatt a motorról levett és hasznos munkát, akkor a motor indikált középnyomását azon konstans \bar{p}_i nyomás érték adja, amely egy löket során az A dugattyúfelülettel számított $F_d = A p_i$ erővel és a dugattyú s lökétével számolva éppen W nagyságú munkát szolgáltatna. Képletszerűen: $W = F_d s = A \bar{p}_i s$, ebből az $V_l = A s$ lökettérfogat bevezetésével a következő explicit meghatározás adódik:

$$\bar{p}_i = \frac{W}{A s} = \frac{W}{V_l} \quad (5.5)$$

Benzin motor esetén az indikált középnyomás értéke 5...8 bar, míg dízelmotor esetében a 6. ... 10 bar értékközben fordul elő. Az alábbiakban táblázatban foglaljuk össze a benzinmotorok és a dízelmotorok lényeges jellemzőinek szokásos értéktartományait. A táblázatban V_k a kompressziótérfogatot, V_l pedig a lökettérfogatot jelöli.

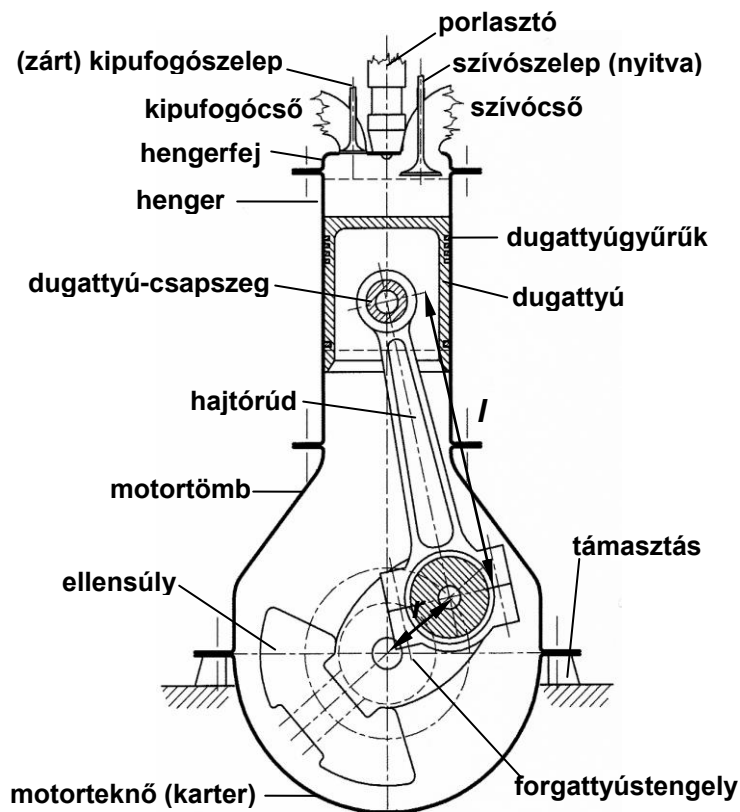
	<u>benzinmotor</u>	<u>dízelmotor</u>
- szívási depresszió:	0,1...0,2 bar	0,1...0,2 bar
- kompresszió viszony:	$\frac{V_k}{V_k + V_l} = \frac{1}{7} \dots \frac{1}{10}$	$\frac{V_k}{V_k + V_l} = \frac{1}{14} \dots \frac{1}{22}$
- kompresszió végnyomás:	10...15 bar	30...55 bar
- kompresszió véghőmérséklet:	400...500 °C	700...900 °C
- égési csúcsnyomás:	40...60 bar	60...80 bar
- égési csúcshőmérséklet:	2000...2500 °C	2000...2500 °C
- kipufogási gáznyomás:	4...7 bar	4...8 bar
- kipufogógáz hőmérséklete:	~ 200 °C közép- ill. ~ 600 °C nagy terhelés esetén	
- fordulatszám max.:	3500...6000 1/min (max. 10000 1/min)	1500...3000 1/min (max. 4000 1/min)
- hatásfok:	$\eta_b = 24...35 \%$	$\eta_d = 32...43 \%$
- keverési arány (levegőigény):	$\frac{14}{1} \frac{\text{kg levegő}}{\text{kg benzin}}$	$\frac{14...15}{1} \frac{\text{kg levegő}}{\text{kg gázolaj}}$

5.4 A dugattyús motor szerkezeti felépítése

A jelen tárgyalásunkban csak a négyütemű motor szerkezeti felépítését tekintjük át. A motort három fő szerkezeti egységre szokás felosztani:

- 1.) hengerfej (szelepekkel)
- 2.) motorblokk – hengertömb, forgattyúház felsőrész
 - henger lehet · léghűtéses (bordázott)
 - vízhűtéses (a henger persely – és a külső köpeny között hűtővíz)
 - nagy motoroknál a henger és a hengertömb két külön, szétválasztható egységet képez
- 3.) forgattyús mechanizmus (a dugattyút is ide véve), motorteknő (karter=olajtér), motortámok

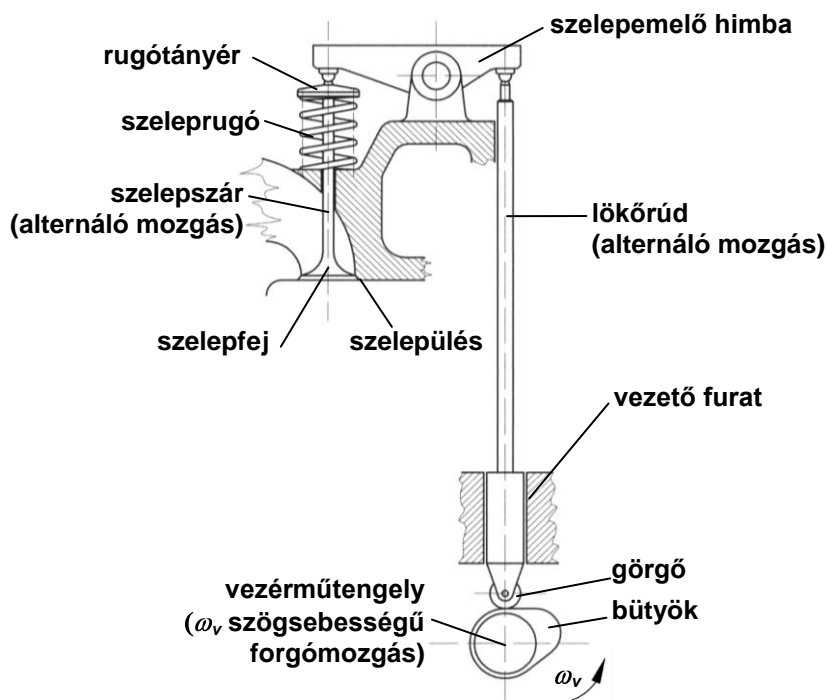
A 77. ábrán a dugattyús motor keresztmetszeti vázlatát mutatjuk be. A főbb szerkezeti egységek megnevezését szerepeltetjük az ábrán. A hengerfejben található szerkezeti részek közül a szelepek és a porlasztó szerepét emeljük ki. A szelepek működése valósítja meg a gázcsere folyamatot, a porlasztó pedig dízelmotoroknál gondoskodik a tüzelőanyag hengerterbe (égéstérbe) juttatásáról. Korszerű benzinmotoroknál is porlasztó fecskendezi a benzint a szívócsőbe. A dugattyú szerepe világos, de szólni kell a dugattyú külső hengeres felületére bemunkált hornyokban elhelyezkedő dugattyúgyűrűkről, melyek egyrészt a henger munkaterében lévő nagynyomású gázok forgattyúszekrénybe jutását akadályozzák meg (tömítési funkció), másrészt



77. ábra A dugattyús motor keresztmetszete

a hengerfalon megtapadt kenőanyagréteg vastagságát a kívánt vékony rétegméretre korlátozzák (olajlehúzó funkció). A dugattyú csapszeg biztosítja a csuklós kapcsolatot a dugattyútest és a hajtórúd között. A hajtórúd a forgattyús hajtómű mozgás-transzformációs folyamatának megvalósításában kulcsszerepet játszik, mivel erőátzármatatásra alkalmas összeköttetést létesít a forgó mozgást végző forgattyúcsap és a dugattyúcsapszeg között. A dugattyún kifejtett gázerők és a dugattyúra ható tömegeerők eredője a hajtórúdon kerül átvitelre a forgattyúcsapra, mely erő tangenciális komponense a forgattyúkör sugarával szorozva adja a forgattyús tengelyre működő forgatónyomatékokat. Az ábrán nem szerepeltettük a szelepeket mozgató rendszert, mert azt egy újabb vázlat segítségével kívánjuk magyarázni.

A 78. ábrán a bütykös tengelyről (vezértengelyről) mozgatott szelepvezérlő rendszert vázoltuk fel a szelepnyitás kezdetének időpillanatában. A szelepfej még éppen felül a szelepülésen és



78. ábra A motor szelepmozgató mechanizmusa

lezárja a gáz áramlási útját. A szelep szárát a hengerfejben lévő függőleges furat vezeti, mely furatba a kopás okozta elhasználódást magára vállaló betétső van besajtolva. A szelep nyitásához a szelepemelő himba óramutató járásával ellentétes értelmű elfordulása szükséges, ez azonban biztosítható az előfeszítéssel beépített, a szeleptányéron felfekvő szeleprugó szelep-

záró hatásának ellensúlyozásához egy elegendően nagy, a szelepemelő himba jobb végére felfelé működő erőhatással. Ezen utóbbi erőhatást a lökőrúdon származtatjuk fel. Az említett erő a vezérmű tengely óramutató járásával ellentétes értelmű elfordulásával kiváltott kényszerített elmozdulás következménye, ugyanis a vezérmű tengelyen lévő bütyök elfordulása miatt a függőleges irányban egyenesbe vezetett lökőrúdnak felfelé kell mozdulnia. A vezérműtengely szögsebességét ω_v jelöli, mely szögsebesség négyütemű motornál a motor forgattyús tengelyének ω szögsebességével az $\omega_v = 0,5 \omega$ összefüggésben van. Kétütemű motornál az $\omega_v = \omega$ egyenlőség megvalósítása szükséges. A vezérműtengely hajtását a motor forgattyús tengelyéről kapja a szükséges módosítást megvalósító fogaskerék vagy bordás-szíjhajtással. A szívószelephez és a kipufogó szelephez saját vezérlőbütyök tartozik. Az adott hengerhez tartozó szívó és kipufogó szelep bütykei egymáshoz képest a gázcsere folyamat szükséglete szerint vannak fázisban eltolva. Többhengeres motorok esetén a gyújtási sorrendnek megfelelő fáziseltolással kell elhelyezni az egyes hengerek vezérlő bütykeit a vezérműtengely mentén.

A motor üzeméhez alapvető feltétel a tüzelőanyag bejuttatása az égéstérbe. Benzinmotorok esetén az egyik lehetőség a benzin levegővel való elkeverése karburátor alkalmazásával, ekkor a motor szívószelepén levegő-benzin keverék kerül a henger munkaterébe a szívási ütem során. A másik lehetőség a szívóütem során a benzin porlasztófejjel történő közvetlen befecskendezése a henger-

hez áramló levegőbe motor szívócsövének a hengerfejhez közeli részén. A benzinmotorok üzemében a henger kompresszióterében elhelyezkedő sűrített levegő-benzin keveréket megfelelő pillanatban kivezérelt elektromos szikra gyújtja meg, és indítja meg a hőenergia égési folyamat során való felszabadítását. Az megfelelő pillanat a kompresszió ütem végén, de még a dugattyú hengerfej felé történő mozgása során jön el, ugyanis bizonyos „előgyújtás” a hengerben kialakuló gáznyomás folyamat lefutása szempontjából kedvező.

Dízelmotorok esetén a gázolajat vagy közvetlenül a hengerben a kompresszió során jelentősen komprimált és így felmelegedett a kompresszióterében elhelyezkedő levegőbe fecskendezzük be, vagy az égéstérhez kapcsolt előkamrába történik a befecskendezés a kedvezőbb levegő/tüzelőanyag keveredés elősegítésére. A befecskendezés a hengerfejhez, vagy a hengerfejben kialakított előkamrához csatlakoztatott porlasztófejjel történik. A befecskendező szivattyútól nyomócsövön át nagy nyomással érkező gázolaj hengeres adagja a kifolyónyíláson átréselve s levegővel való keveredésre alkalmas divergáló sugár formájában jut be az égéstérbe vagy az előkamrába. Mivel a komprimált levegő hőmérséklete meghaladja a befecskendezett gázolaj gyúlési hőmérsékletét, a befecskendezett gázolajat nem kell külön segédberendezéssel meggyújtani, a gyulladás automatikusan bekövetkezik. Természetesen a dízelmotoroknál is gondosan kell meghatározni a gázolajbefecskendezés megfelelő időpontját, a dugattyú helyzetével összhangban. Bizonyos „mértékű” előbefecskendezés szükséges, azaz a befecskendezés kezdete a kompresszió-ütem során lép be, amikor a dugattyú még nem érte el hengerfejoldali (felső) holtpontot.

5.5 A dugattyús motor üzemi jellemzői

A motor *egy hengerével* megvalósítható közepes teljesítmény meghatározását az indikált középnyomás fogalmára alapozzuk. Először a négyütemű motor esetét vizsgáljuk. Legyen az egy teljes ciklus (a 4 ütem teljesítése) során nyert hasznos munka W . Ez – mint ismeretes – az indikált középnyomással és a lökettérfogattal is felírható: $W = \bar{p}_i V_l$. Jelölje T_4 a négyütemű motor egy ciklusának időtartamát, amely most az ω szögsebességgel forgó forgattyús tengely két teljes körülfordulásának ideje:

$$T_4 = 2T_0 = 2 \cdot \frac{2\pi}{\omega} = \frac{4\pi}{\omega}, \quad (5.6)$$

ahol T_0 a forgattyús tengely körülfordulási idejét jelöli, és ebből adódóan a szögsebességet az $\omega = \frac{2\pi}{T_0}$ képlet szolgáltatja. A vizsgált henger által ω szögsebességen leadott átlagos indikált

teljesítményt az alábbi képletsor formulázza:

$$\boxed{\bar{P}_{i4}^{(1)} = \frac{W}{T_4} = \frac{\bar{p}_i V_l}{4\pi} = \frac{\bar{p}_i V_l \omega}{4\pi}} \quad (5.7)$$

Amennyiben kétütemű motor *egy hengerét* vizsgáljuk, akkor a fentiekben ismertetett gondolatmenet annyiban módosul, hogy a működési ciklus T_2 időtartama most megegyezik a forgattyús tengely ω szögsebességű forgása során érvényes T_0 körülfordulási idővel és így az átlagos indikált teljesítmény képlete a következőképp alakul.:

$$\boxed{\bar{P}_{i2}^{(1)} = \frac{W}{T_2} = \frac{\bar{p}_i V_l \omega}{2\pi}} \quad (5.8)$$

A fentiek alapján megállapíthatjuk, hogy ha \bar{p}_i és V_l ugyanakkora, akkor azonos szögsebesség esetén a kétütemű motor átlagos indikált teljesítménye kétszeres értékű a négyütemű motor átlagos teljesítményéhez képest: $\bar{P}_{i2}^{(1)} = 2\bar{P}_{i4}^{(1)}$.

Jelölje most z a vizsgált motor hengereinek a számát, akkor az átlagos indikált teljesítményre vonatkozó képletek:

$$\boxed{\bar{P}_{i4}^{(z)} = z \frac{\bar{p}_i V_l}{4\pi} \omega} \quad (5.9)$$

a z -hengerszámú *négyütemű* motorra, és

$$\boxed{\bar{P}_{i2}^{(z)} = z \frac{\bar{p}_i V_l}{2\pi} \omega} \quad (5.10)$$

a z -hengerszámú *kétütemű* motorra.

A fentiekben meghatározott átlagos teljesítmények konstans indikált középnyomás mellett a forgattyús tengely szögsebességéről lineárisan függenek. Az is adódik, hogy az indikált középnyomás az szögsebesség együtthatójába beépülve a teljesítmény = $f(\text{szögsebesség})$ függvény meredekségét (iránytangensét) határozza meg, tehát a motor teljesítménykifejtésének irányításába az indikált középnyomás mint beavatkozó jellemző léphet be. Az is világos, hogy nagyobb indikált középnyomás akkor adódik, ha az indikátordiagram területét az égéssel bevitt hőenergia növelésével növeljük, a bevitt hőenergia pedig az egy ciklus során bevitt tüzelőanyag tömegének növelésével növelhető. Jelölje ε az aktuálisan bevitt \dot{B} tüzelőanyag-tömegáram és a maximálisan bevihető \dot{B}_{\max} tüzelőanyag-tömegáram hányadosát, azaz legyen $\varepsilon = \frac{\dot{B}}{\dot{B}_{\max}}$, ahol

most $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Ezen előzetes megjegyzés után rögzíthetjük, hogy a motor indikált teljesítménye a működésmódot jellemző ütemszámtól függetlenül két lényegi változótól, az ω szögse-

bességétől és az ε tüzelőanyagellátási jellemzőtől függ, azaz:

$$\bar{P}_i = \bar{P}_i(\omega, \varepsilon). \quad (5.11)$$

Áttérünk a *valóságos motor* járműhajtásra hasznosítható jellemzőinek jelleggörbékkel ill. jellegfelülettel való megadására. Az első lépés az átlagos effektív motorteljesítmény értelmezése. Ez kisebb, mint az átlagos indikált teljesítmény, ugyanis a kifelé leadható teljesítmény megadásához a motor minden üzemállapotában le kell vonni az átlagos indikált teljesítményből a motor *belső súrlódási és egyéb veszteségeinek* fedezésére szolgáló teljesítményeket!

Természetes, hogy alapszemléletben a motor P_e átlagos effektív teljesítményét is az ω szögsebesség és az ε tüzelőanyagellátási jellemző függvényeként kell megadnunk egy $P_e(\omega, \varepsilon)$ függvénnyel. Itt megjegyezzük, hogy a gyakorlati mérnöki munkában a szögsebesség helyett igen gyakran a *fordulatszámot* használjuk. A fordulatszám arányos a szögsebességgel, tehát írható, hogy $\omega = c n$ (bár az $n =$ állandó kijelentésből nem következik, hogy $\omega =$ állandó is fennáll!). Itt $c = 2\pi$, ha a másodpercenkénti fordulatszámot vesszük (n -nel jelölve, $[n] = 1/s$), és $c = 2\pi/60$ ha a percenkénti fordulatszámot vesszük (n -nel jelölve $[n] = 1/\text{min}$). Az elmondottak alapján sokszor a $P_e(n, \varepsilon)$ effektív teljesítmény-függvénnyel dolgozunk.

Ismeretes, hogy a teljesítmény előáll a nyomaték és a szögsebesség szorzataként. Most ezért a $P_e = M_e \omega = M_e 2\pi n$ összefüggés írható (itt most $[n] = 1/s$). A bevezetett M_e mennyiség a motor effektív nyomatéka. Ennek figyelembevételével tehát a motor effektív nyomatékát vagy az $M_e(\omega, \varepsilon)$ függvény vagy az $M_e(n, \varepsilon)$ függvény jellemezi.

Tekintettel arra, hogy a \bar{P}_i átlagos indikált teljesítmény az ω szögsebesség lineáris függvényének bizonyult, ezért a P_e effektív teljesítmény is az ω függvényében közel lesz lineáris lefutású lesz. Az is következik, hogy az effektív nyomaték csak keveset fog változni a fordulatszám függvényében, mivel az indikált nyomaték nyilvánvalóan konstansnak adódik.

A motor jelleggörbéjének felrajzolása előtt két lényeges arányszámot értelmezzünk, amelyek jellemzőek a motor effektív nyomatéki jelleggörbéjének alakjára. A motor nyomatékgörbéjének formáját jellemzi az r_M -mel jelölt *nyomatéki rugalmasság*, melynek értelmezése:

$$r_M = \frac{M_e^{\max}}{M_e(P_e^{\text{névl}})} \quad (5.12)$$

ahol M_e^{\max} a motor által a legnagyobb tüzelőanyagellátási jellemzőhöz ($\varepsilon = 1$) tartozó nyomatéki jelleggörbén leadható legnagyobb effektív nyomaték, $M_e(P_e^{\text{névl}})$ pedig a legnagyobb tüzelőanyagellátási jellemzőhöz ($\varepsilon = 1$) tartozó nyomatéki jelleggörbén a motor névleges telje-

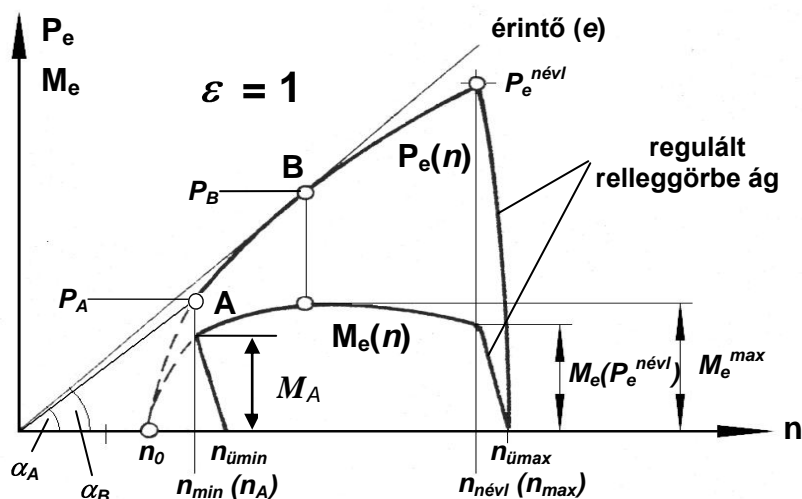
sítményének kifejtésekor leadott effektív nyomaték. Könnyen adódik, hogy konstans nyomatékú motornál $r_M = 1$, míg általában $r_M \geq 1$. Benzinmotoroknál általában nagyobb a nyomatéki rugalmasság értéke, mint a dízelmotoroknál.

A belsőégésű dugattyús motor terhelhető fordulatszám tartományára jellemző r_n a fordulatszám rugalmasság, melynek értelmezése:

$$r_n = \frac{n_{névl}}{n_{min}} \quad (5.13)$$

Ahol $n_{névl}$ a motor névleges fordulatszáma – azaz az a legnagyobb fordulatszám, amely mellett a motor üzeme a motor károsodása nélkül akármennyi ideig fenntartható, n_{min} pedig a legnagyobb tüzelőanyagellátási jellemző melletti effektív nyomatéki jelleggörbén elérhető legkisebb tartósan terhelhető fordulatszámot jelöli. Az r_n értéke szívmotorokra 1,4...2,2, azonban erősen feltöltött dízelmotorok esetén r_n értéke 1,1 is lecsökkenhet.

A 79. ábrán egy dízelmotor effektív teljesítményének és effektív nyomatékának jelleggörbéjét rajzoltuk fel, arra az esetre, amikor a tüzelőanyagellátási jellemző a lehetséges legnagyobb értéket vesz fel. A dízelmotorok esetén az ε tüzelőanyagellátási jellemzőt *töltésnek* nevezzük. A 79. ábra tehát az $\varepsilon = 1$ töltés esetére vonatkozik. Az ábrán feltüntettük a $P_e^{névl}$ névleges effektív motorteljesítményt és a névleges teljesítmény kifejtésekor leadott $M_e(P_e^{névl})$ effektív nyomatékot is.

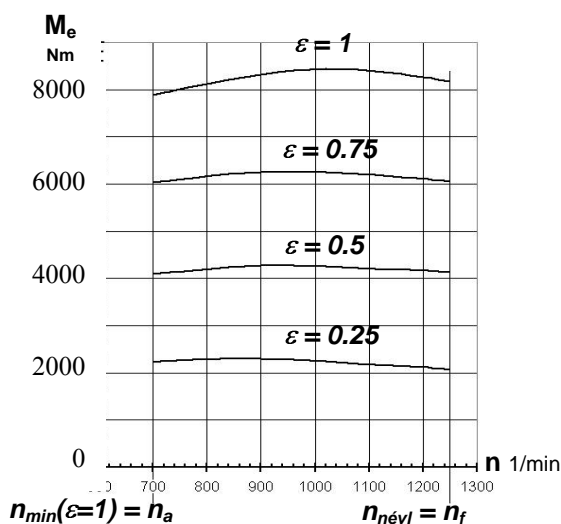


79. ábra Dízelmotor karakterisztika $\varepsilon = 1$ töltés esetében

A 79. ábrán különös figyelmet érdemel az, hogy a nyomatéki és a teljesítmény jelleggörbe lefutása nem független egymástól, sőt jellegzetes alakú összefüggés áll fenn köztük. Az alakú összefüggés bemutatásához vegyük figyelembe, hogy a teljesítmény jelleggörbe valamely pontjához az origóból húzott sugár meredeksége arányos az abban a pontban kifejtett nyomatékkal az $\operatorname{tg} \alpha = P/n$

= $c M$ összefüggés szerint. Az ábrában a teljesítménygörbe A pontjában felvett sugár esetében $\operatorname{tg}\alpha_A = P_A/(n_{\min}(n_A)) = c M_A$. Ebből világos, hogy az origóból meghúzott sugár meredeksége az adott pontban kifejtett motornyomaték konstansszorosát adja. Vegyük most figyelembe a tangens függvény szigorú monotonitását, amiből az következik, hogy ha valamely a teljesítménygörbére illeszkedő ponthoz az origóból húzott sugár meredeksége (iránytangense) nagyobb mint egy másik ponthoz húzott sugár meredeksége (iránytangense) akkor a meredekebb sugárhoz tartozó üzemi pontban nagyobb a motor által kifejtett hajtónyomaték. A most végigvitt gondolatmenet alapján a teljesítménygörbe azon pontjában lesz a legnagyobb a motor által kifejtett hajtónyomaték, amely ponthoz az origóból húzott sugár meredeksége a legnagyobb. Ez a pont az ábrán a B pont, itt az origóból a B ponthoz húzott sugár egyben a teljesítménygörbe érintőjére illeszkedik, és ennél nagyobb meredekségű sugár nem húzható a teljesítménygörbe egyetlen pontjához sem. Kijelölődik tehát a két görbe alakú összefüggése:

1. Egy tetszőleges fordulatszámnál a kifejtett hajtónyomaték arányos a teljesítménygörbe tekintett fordulatszámhoz tartozó pontjához az origóból húzott sugár meredekségével,
2. A maximális hajtónyomaték azon fordulatszámnál jelentkezik, amelyhez a teljesítménygörbén tartozó pontból az origóhoz húzott sugár éppen érinti a teljesítménygörbét.



80. ábra Dízelmotor nyomatéki karakterisztikái

tónyomatékot nem tudnak kifejteni.

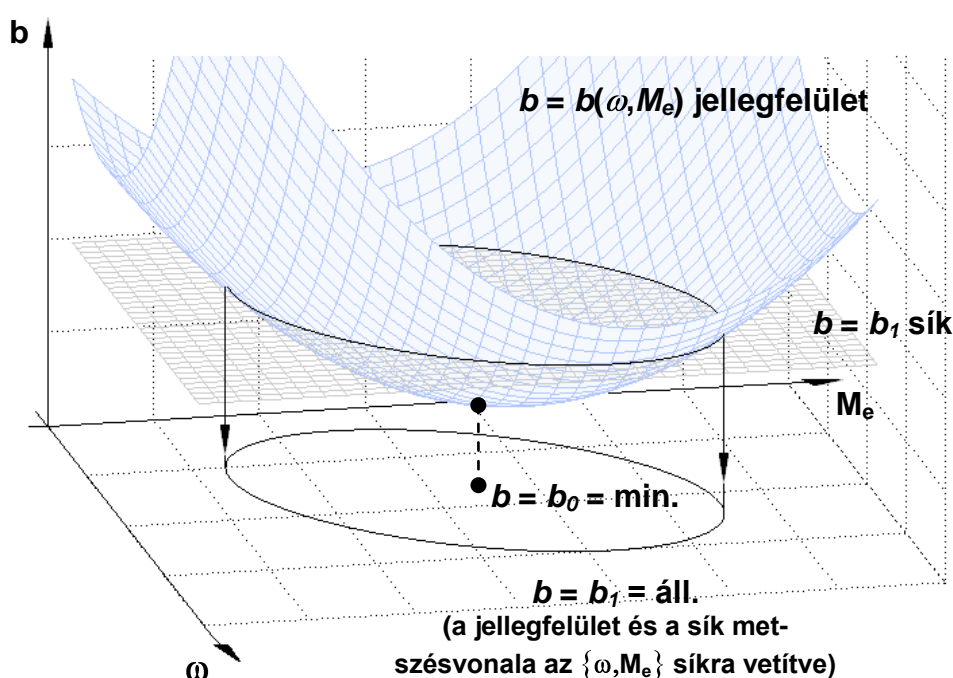
A belsőégésű motorok fontos konstrukciós jellemzője az üzemük gazdaságosságára nagy hatással lévő tüzelőanyag-fogyasztásuk alakulása. A tüzelőanyag-fogyasztást a motor által le-

A 80. ábrán számszerű jellemzőket is mutató diagramokkal mutatjuk be dízelmotor $\varepsilon = 0,25$, $0,5$, $0,75$ és 1 töltés értékekhez tartozó nyomatéki karakterisztikáit. Az állandó töltés értékekhez tartozó nyomatéki görbék az $n_a = 700$ 1/min alsó és az $n_f = 1250$ 1/min (egyben névleges) felső fordulatszámhatár között vannak megadva. A motor nyomatéki rugalmassága $r_M = 1,04$, míg fordulatszám rugalmassága $r_n = 1.786$. A motor névleges teljesítménye: $P_{névl} = 1073$ kW.

Az ábrában megnyilvánul a belsőégésű dugattyús motorok azon tulajdonsága is, hogy indí-

adott effektív munka egységére vonatkoztatott fajlagos értékkel adjuk meg, melynek neve: fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás, jele: b , mértékegysége pedig: $[b] = \text{kg/kWh}$.

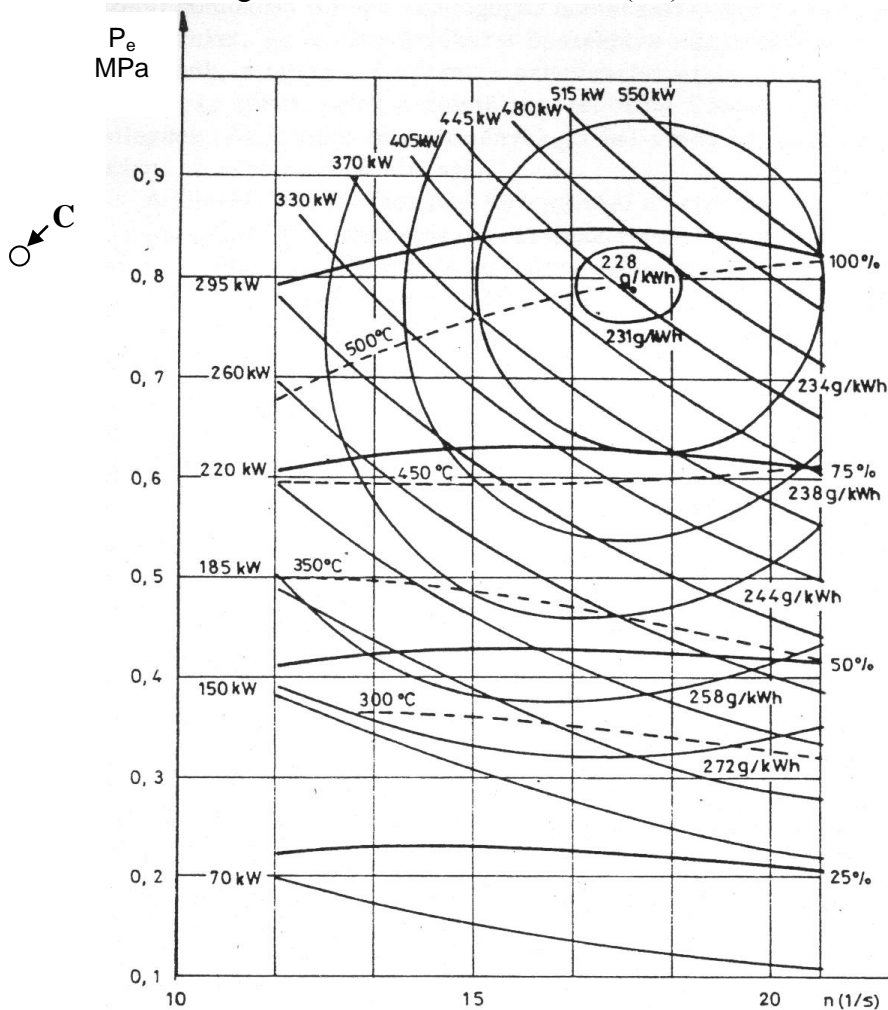
A fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás b értéke függ a motor üzemállapotát meghatározó két mennyiségtől, a motor M_e effektív nyomatékától és ω szögsebességétől, és mint ilyen, a $b = b(\omega, M_e)$ kétváltozós függvénnyel adható meg. A kétváltozós függvények jellegfelülettel ábrázolhatók. A 81. ábrán felrajzoltuk az $\{\omega, M_e\}$ sík felett a motor fajlagos tüzelőanyag-fogyasztásának jellegfelületét. Azon üzemállapotokat amelyekben a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás valamely konstans b_1 értéket vesz fel, az $\{\omega, M_e\}$ síkon megrajzolt kagylódiagrammal lehet szemléletesen megjeleníteni.



81. ábra Fajlagos tüzelőanyag-fogyasztási jellegfelület és a kagylódiagram

A felrajzolt jellegfelület minimumhelye az alsó vízszintes érintősíkkal vett érintési pontnak az $\{\omega, M_e\}$ alapsíkra történő vetítésével adódik. Ezen minimumhelyen a fajlagos fogyasztás a bejelölt b_0 érték. A b_1 fajlagos fogyasztáshoz tartozó kagylógörbe az $\{\omega, M_e\}$ alapsíkban elhelyezkedő azon pontok mértani helye, amelyekben a jellegfelületet meghatározó $b = b(\omega, M_e)$ kétváltozós függvény éppen a megadott b_1 értéket veszi fel. Az ábrán felvettük az $\{\omega, M_e\}$ alapsík felett b_1 magasságban elhelyezkedő vízszintes síkot és elmetsszük vele a jellegfelületet. A kiadódó metszégörbét azután az alapsíkra merőlegesen levetítve kiadódik a kagylógörbe pontjait tartalmazó geometriai hely. Ha különböző fajlagos fogyasztási értékekkel megismételjük a bemutatott eljárást, akkor kagylógörbék egy rendszerét kapjuk, amely görbe rendszer igen

szemléletesen jellemzi a motor fogyasztási sajátosságait. A kagylógörbék tehát a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztási jellegfelület szintvonalaiaként azonosíthatók, és így mintegy a tüzelőanyag fogyasztási viszonyokat feltérképezik. Természetesen minden kagylógörbére (szintvonalra) rá kell írni azt a fajlagos fogyasztási adatot, amely azután egyértelművé teszi, hogy melyik állandó fajlagos fogyasztási értéket reprezentálja az illető görbe. A 82. ábrán egy vasúti dízelmotor fajlagos tüzelőanyag fogyasztásának kagylódiagramját mutatjuk be, amely az illető dízelmotor „katalógus adata”. A fajlagos tüzelőanyag-fogyasztások most g/kWh-ban vannak megadva a motorfordulatszám (1/s) és az effektívnyomatékkal arányos effektív kö-



82. ábra Vasúti dízelmotor fajlagos tüzelőanyag-fogyasztási kagylódiagramjai

zépnyomás (MPa) függvényében. A legkisebb érték 228, majd a növekvő fogyasztás értékek, amelyekhez a kagylógörbék hozzá vannak rendelve rendre a következők: 231, 234, 238, 244, 258, 272. A diagram mezőiben be vannak rajzolva a 70 kW és 550 kW teljesítmény határok közötti állandó effektív teljesítmény-kifejtéshez tartozó 13 hiperbola is. Szerepelnek még a diagramban a 0,25, 0,5, 0,75 és 1 töltéshez tartozó effektív nyomatéki jelleggörbék és az állandósult üzemet jellemző kipufogógáz szintvonalai is.

A belsőégésű dugattyús motorok fajlagos tüzelőanyag-fogyasztására a motor névleges pontjában megvalósuló üzemre vonatkozóan (azaz a névleges fordulatszámánál a névleges teljesítmény kifejtése közben, pl. a 82. ábrán a C jelű pontban) a következő értékek adnak tájékoztatást: benzinmotorok esetén $B = 285$ g/kWh, dízelmotorok esetén $B = 235$ g/kWh. A megvalósítható legkisebb fajlagos fogyasztások: benzinmotorok esetén $b_{min} = 220 \dots 230$ g/kWh, dízelmotoroknál pedig $b_{min} = 180 \dots 185$ g/kWh.

A motoros járművek üzeme során megvalósuló tényleges tüzelőanyag-fogyasztás – az adott járműmenet során elfogyasztott B (kg) tüzelőanyag tömeg – nagyban függ a járműmozgás során kifejtett $P_e(t)$ effektív teljesítmény időbeli alakulásától, amely azután a megvalósult $\omega(t)$ mozgásfolyamat és $M_e(t)$ effektív nyomatékkifejtési folyamat során kialakult $b(t) = b(\omega(t), M_e(t))$ időfüggő fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás alakulással együtt meghatározza az időben változó lefutású $\dot{B}(t)$ tüzelőanyag-tömegáramot a $\dot{B}(t) = P_e(t) b(\omega(t), M_e(t))$ szorzat kifejezéssel. A tüzelőanyag tömegáramra kapott kifejezés mértékegységek szempontjából rendben van, mivel $\text{kW} \cdot (\text{kg/kWh}) = \text{kg/h}$, azaz valóban tömegáram adódott.

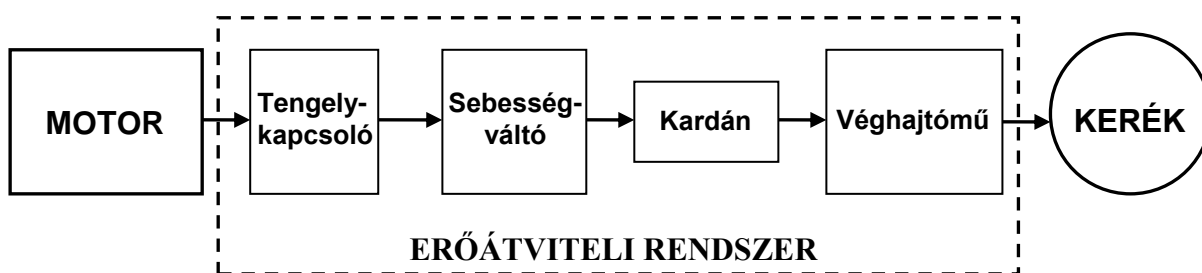
Mozogjon a jármű a $[0, T]$ időintervallumban, miközben a tüzelőanyag-tömegáramot az előbb meghatározott $\dot{B}(t)$ függvény írja le, akkor a teljes menet során elfogyasztott B össz-tüzelőanyag tömeg a $\dot{B}(t)$ tömegáram függvénynek a $[0, T]$ –intervallumon történő idő szerinti integrálásával nyerhető:

$$B = \int_0^T \dot{B}(\tau) d\tau, \quad B = \text{kg}. \quad (5.14)$$

5.6 A motoros járművek mechanikus hajtásrendszere

5.6.1 Az erőátviteli rendszer

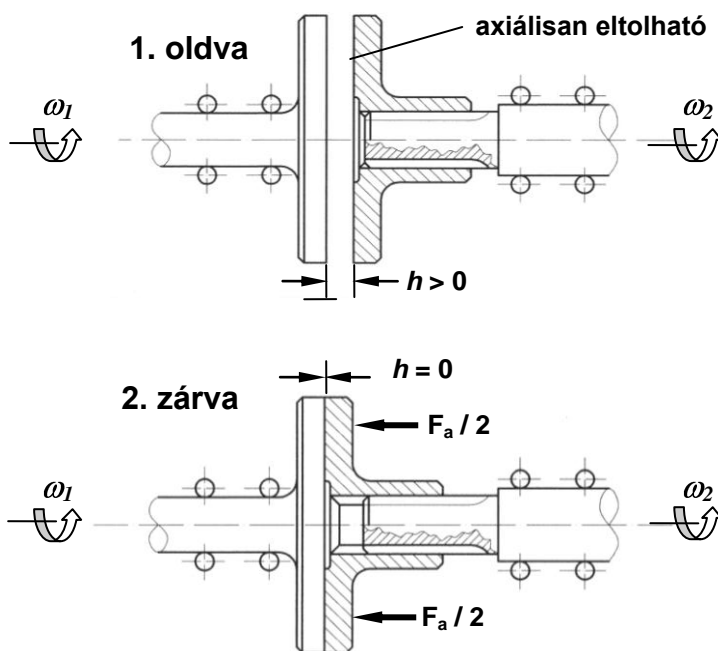
A motoros jármű erőgépe a belsőégésű motor, a motor terhelését pedig a munkagépként értelmezett hajtott járműkerék nyomatékigénye jelenti. A két „gép” között helyezkedik el az erőátviteli rendszer, amely forgást, nyomatékot és teljesítményt visz át. A 83. ábrán blokkdiagramban vázoltuk a motor által leadott energiaáram átvitelében szerepet nyerő négy gépi egységet, a tengelykapcsolót, a sebességváltót, a kardántengelyt és a véghajtóművet.



83. ábra A motoros jármű erőátviteli rendszerének blokk-diagramja

5.6.2 A tengelykapcsoló

A motoros járműveknél leggyakrabban súrlódásos tengelykapcsolót alkalmaznak. Jelen tárgyalásunkban a működési elv bemutatásához a legegyszerűbb egy súrlódófelület-párral bíró kapcsolót ismertetjük. A súrlódásos kapcsolóban körgyűrűfelületen ébredő tangenciális irányú megoszló súrlódóerő-eloszlással valósul meg a nyomaték átvitel. A súrlódó felületpárt axiális erővel szorítjuk egymáshoz, ezáltal lehetővé válik a nyomatékátvitel mind csúszósúrlódás, mind nyugalmi súrlódás kialakulásakor. A 84. ábra fel-



84. ábra A súrlódókapcsoló működési elve

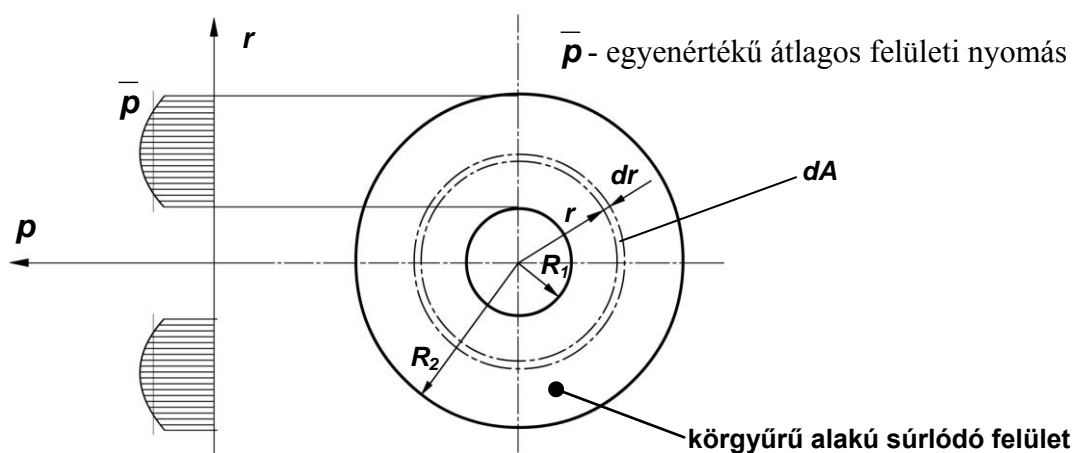
sorsára a bordás tengelyvégen balra elcsúszik és létrejön a két tárcsa érintkezése, akkor az így kialakult kapcsolaton a két tárcsa azonos szögsebességű forgása mellett nyomatékot lehet átvinni. A csúszásmentesen átvendő nyomaték mindaddig növekedhet, amíg az érintkező tárcsafelületeken a nyugalmi súrlódási tényező mellett fellépő súrlódóerők nyomatéka elegendő a csúszásmentes együttforgás biztosítására. Amennyiben a nyitott állapotú tengelykapcsoló két tárcsája a kezdeti állapotban már eltérő szögsebességgel forog, akkor a tárcsák érintkezésbe hozása és F_a axiális erő kifejtése esetén csúszósúrlódási folyamat valósul meg, és a nyomatékátvitel olyan nagyságú lesz az átvitt nyomaték, amelyet a csúszósúrlódási tényező az F_a axiális erő jelenlétében lehetővé tesz. A tengelykapcsoló fent vázolt súrlódásos nyomatékátvitelére tehát F_a axiális erő jelenlétében vagy az $\omega_1 = \omega_2$ egyenlőség mellett (együtt forgás) csúszásmentes kapcsolattal, vagy $\omega_1 \neq \omega_2$ (eltérő szögsebességű forgás) csúszósúrlódásos kapcsolattal valósulhat meg.

A belsőégésű motorral hajtott járművek esetében az indítási folyamat, valamint a sebességi fokozatok közötti átkapcsolás során a tengelykapcsolóban csúszósúrlódásos folyamat üzemszerűen megvalósul, mivel a tárcsákat összeszorító F_a erő változtatásra kerül. Indításkor az F_a

lódás kialakulásakor. A 84. ábra felső részén a két egymással szemben elhelyezkedő, összekapcsolandó tengelyvégre tárcsát szereltünk. A bal oldali tengelyhez a tárcsa szilárdan hozzá van kötve, míg a jobb oldali tárcsa agyrésze a bordás tengelyvégen axiálisan eltolható. A vázolt helyzetben a tárcsaszemben fekvő felületei között $h > 0$ hézag van. Ez a kapcsoló oldott állása. Ha a jobb oldali kapcsolófél az alsó ábra szerint az F_a tengelyirányú (axiális) erő hatá-

erőt zérusról fokozatosan kell növelni mindaddig, amíg a tengelykapcsoló két tárcsája nem forog azonos szögsebességgel (ez a csúsztatási folyamat). A sebességi fokozatok közötti átkapcsoláskor az F_a erőt előbb zérusra csökkentjük, ezután megvalósul a fokozatváltás (pl. másik fogaskerék kapcsolat beállítása az $F_a = 0$ miatt nyomatékot át nem vivő fogaskerék eltolásával), majd újból rá kell adni az F_a erőt, most már az újonnan beállított fogaskerékrendszeren történő nyomatékátvitel biztosítása érdekében. Mindazonáltal a jármű konstans sebességű haladásakor a tengelykapcsoló már csúszásmentesen, zárt állapotban üzemel.

A súrlódásos tengelykapcsoló nyomatékátviteli kapacitásának meghatározásához először a súrlódófelületen kialakuló nyomásviszonyokról szólnunk. A 85. ábra bal oldalán felrajzoltuk a



85. ábra A súrlódó tárcsán kialakuló felületi nyomásviszonyok

súrlódótárcsa átmérője menti nyomáseloszlást a sugár függvényében. A vonalkázott változó felületi nyomás az érintkező tárcsák rugalmas alakváltozása miatt alakul ki. Jelen közelítő pontosságú vizsgálatunkban azonban elegendő a tényleges nyomáseloszlás átlagolásával adódó \bar{p} konstans közepes érintkezési nyomással dolgoznunk. Vizsgáljuk meg, hogy az ábrán vázolt r belső sugarú és dr radiális vastagságú elemi gyűrűfelületen fellépő súrlódóerők nyomatéka hogyan alakul. Az elemi gyűrűre $dF = \bar{p}dA$ nagyságú felületre merőleges erő hat. Ez az erő μ súrlódási tényező mellett $dF_s = \mu dF$ elemi tangenciális súrlódóerőt képes biztosítani. Figyelembe véve az r sugarat, meghatározható a létrejött tangenciális súrlódóerő nyomatéka a $dM_s = dF_s r = \mu dF r = \mu \bar{p} dA r$ egyenlőségsornak megfelelően. Mivel a vizsgált elemi gyűrű felülete $dA = 2\pi r dr$ alakban írható fel, az elemi gyűrűfelületen átvihető elemi súrlódónyomaték a következő alakban írható fel:

$$dM_s = \mu \bar{p} dA r = \mu \bar{p} 2\pi r dr r = \mu \bar{p} 2\pi r^2 dr .$$

Feltételezve, hogy a súrlódási tényező közelítőleg konstansnak vehető a súrlódófelület min-

den pontjában (azaz $\mu \approx \text{áll.}$), akkor a teljes súrlódófelülettel átvihető nyomaték nagysága a súrlódófelületet kitöltő, egymásba nem metsző elemi gyűrűkön átvihető elemi nyomatékok folytonos összegzésével (=integrálásával) adódik:

$$M_s = \bar{p}\mu 2\pi \int_{R_1}^{R_2} r^2 dr. \quad (5.15)$$

Kiszámítva a kijelölt integrált, a keresett súrlódónyomatéokra az

$$M_s = \bar{p}\mu 2\pi \frac{R_2^3 - R_1^3}{3} \quad (5.16)$$

összefüggést kapjuk.

Vegyük most figyelembe, hogy a gyűrűfelületen kialakuló átlagos felületi nyomás

$$\bar{p} = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{(R_2^2 - R_1^2)\pi} \quad (5.17)$$

alakban írható fel.

Ezzel előáll a súrlódásos tengelykapcsoló nyomatékátvitelét megadó nevezetes „2/3-os” alapképlet:

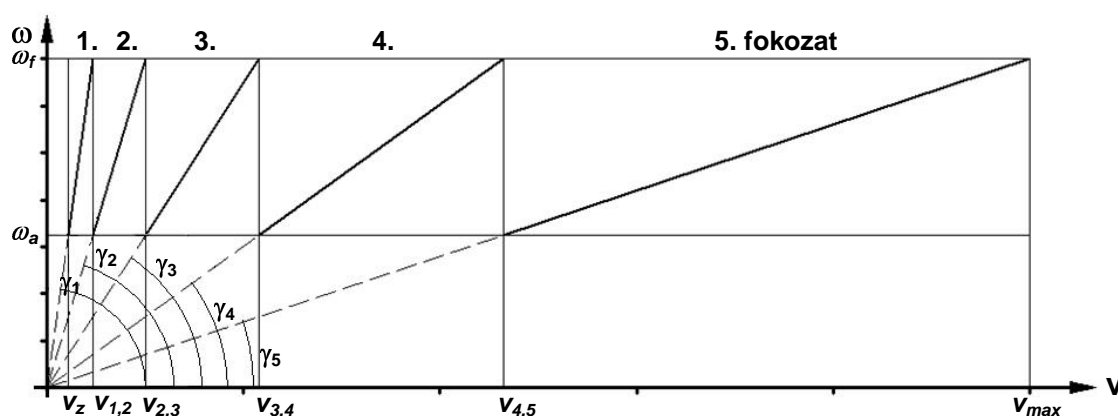
$$M_s = F_a \frac{2}{3} \mu \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \quad (5.18)$$

5.6.3 A mechanikus sebességváltó

A mechanikus sebességváltó alkalmazásának szükségessége azon alapproblémából fakad, hogy az erőgépként beépített belsőégésű motor csak egy adott $[\omega_a, \omega_f]$ szögsebesség-intervallumban terhelhető, mivel nincs indítónyomatéka. A jármű megkívánt $[0, v_{max}]$ üzemi sebességintervalluma pedig olyan széles zérustól kezdődő intervallum, hogy azt egy fogaskerék-módosítási fokozat nem fedheti le! Ezért a mechanikus sebességváltó 4-5 különböző módosítású sebességi fokozattal készül.

A kialakítandó motoros jármű esetében feltételezhető, hogy az alkalmazandó motor jellemzői már ismertek. Ez azt jelenti, hogy a motor üzemében megengedett $[\omega_a, \omega_f]$ szögsebesség-intervallum is rögzített. A mechanikus sebességváltóban sebességi fokozatonként eltérő módosítást valósítunk meg, a jármű megkívánt $[0, v_{max}]$ üzemi sebességtartományának biztosításához. Az egyes fokozatokban megvalósítandó sebességváltó módosítások meghatározásához a járműsebesség függvényében megrajzoljuk az ω motorszögsebesség változását az egyes sebességi fokozatokban a v haladási sebesség függvényeként leíró lineáris függvényvonalakat, azonban ezeknek a v - ω koordináta-rendszer origóján átmenő egyeneseknek csak az a része kép-

viselhet megvalósítható üzemállapotot, amelyeknél az ω szögsebesség nem lép ki az $[\omega_a, \omega_f]$ szögsebesség intervallumból. A konstans fokozati módosítások mellett felrajzolva a kirajzolódó egyenes-sugársor $[\omega_a, \omega_f]$ intervallummal korlátozott darabjait, fűrészfogakhoz hasonló ábra adódik: ez a sebességváltó „fűrészdiagramja”. A 86. ábrán felrajzoltuk egy 5 sebességi fokozattal rendelkező mechanikus sebességváltó fűrészdiagramját. Ennek megfelelően öt lineáris függvény szerepel, melyeknek a $[\omega_a, \omega_f]$ intervallumbeli részei adják meg a motor szögsebesség egyértelmű függését a jármű sebességétől.



86. ábra Ötfokozatú mechanikus sebességváltó fűrészdiagramja

A mechanikus sebességváltó vizsgálatának első lépésében azt a kérdést kell tisztázni, hogy mekkorák legyenek az egyes sebességi fokozatokban a sebességváltó módosítások. A vizsgálatához felteszünk, hogy a jármű hajtott kerekének D átmérője ismert, és hogy a véghajtómű i_{vh} módosítása is megadott.

Ha a vizsgált motoros jármű v sebességgel halad, akkor a járműkerék szögsebessége

$$\omega_k = \frac{2v}{D}. \text{ A teljes hajtásrendszer módosítása ekkor } i = \frac{\omega_{kerék}}{\omega_{motor}} = i_{sv} i_{vh} \text{ alakban írható fel, ahol}$$

i_{vh} a vég-hajtómű konstans módosítása, i_{sv} pedig fokozatonként változó sebességváltó módosítás. A sebességváltó módosításokat tehát most az $i_{sv}(j)$; $j = 1, 2, \dots, 5$ értékek azonosítják.

A sebességváltó módosításokat megadó formulákat a fűrészdiagram vonalak vízszintestől vett $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4, \gamma_5$ hajlásszögeinek kotangenseire alapozva határozzuk meg, ui. a megszerkesztett fűrészdiagramból ezek kotangens értékeit könnyen kiszámíthatjuk.

A vizsgálatokat a végsebességi fokozattal – az ötödik fokozattal – kezdjük. A diagramban szereplő derékszögű háromszögek figyelembevételével az utolsó fokozathoz tartozó γ_5 szög

kotangense felírható, és figyelembe véve a teljes hajtásrendszer-módosítás és a sebességváltó-módosítás között fennálló $i(j) = i_{sv}(j)i_{vh}$; $j=1,2,\dots,5$ összefüggéseket, meghatározható az ötödik sebességi fokozatban alkalmazandó $i_{sv}(5)$ sebességváltó-módosítás. Előbb tehát a

$$\operatorname{ctg} \gamma_5 = \frac{v_{\max}}{\omega_f} = \frac{\frac{D}{2} \omega_k^{\max}}{\omega_f} = \frac{D}{2} i(5) = \frac{D}{2} i_{sv}(5) \cdot i_{vh} \quad (5.19)$$

kifejezést, majd rendezés után végül az

$$\boxed{i_{sv}(5) = \frac{2}{Di_{vh}} \operatorname{ctg} \gamma_5} \quad (5.20)$$

eredményt kapjuk. A negyedik fokozatról az ötödik fokozatra történő átkapcsolást kijelölő $v_{4,5}$

átkapcsolási sebesség a fűrészdiagram hasonló háromszögei alapján az $\frac{v_{\max}}{\omega_f} = \frac{v_{4,5}}{\omega_a}$ összefü-

gésből fejezhető ki:

$$v_{4,5} = \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right) v_{\max} \quad (5.21)$$

A negyedik sebességi fokozatban szükséges sebességváltó-módosítást az előző gondolatmenet alapján már könnyen elvégezhetjük, ha a korábbi v_{\max} végsebesség szerepét átadjuk a most meghatározott $v_{4,5}$ átkapcsolási sebességnek és a γ_4 szög kotangensét írjuk fel. Kiadódik az

$$\operatorname{ctg} \gamma_4 = \frac{v_{4,5}}{\omega_f} = \frac{\frac{D}{2} \omega_k^{4,5}}{\omega_f} = \frac{D}{2} i(4) = \frac{D}{2} i_{sv}(4) i_{vh} ; \boxed{i_{sv}(4) = \frac{2}{Di_{vh}} \operatorname{ctg} \gamma_4} \quad (5.22)$$

összefüggés-pár. A fenti gondolatmenetet tovább folytatva az összes sebességi fokozathoz meghatározható az alkalmazandó sebességváltó-módosítás. Az első két sebességi fokozat vizsgálata alapján általános képlet adható a szükséges sebességváltó fokozati módosítás meghatározására:

$$\boxed{i_{sv}(j) = \frac{2}{Di_{vh}} \operatorname{ctg} \gamma_j} ; j = 1, 2, \dots, 5 \quad (5.23)$$

A sebességi fokozatok közötti átkapcsolási sebességek alakulásával kapcsolatban azt a megál-

lapítást tehetjük, hogy azok egy mértani sorozatot alkotnak, melynek kvóciense a $q = \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right)$

hányados. A megadott kvóciens segítségével a jármű v_{\max} végsebessége ismeretében az egyes sebességi fokozatok közötti átkapcsolási sebességek könnyen számíthatók. A mértani sorozatra vonatkozó állítás belátásához vegyük figyelembe, hogy a fűrészdiagrambeli hasonló há-

romszögek alapján rendre a következő összefüggések írhatók fel:

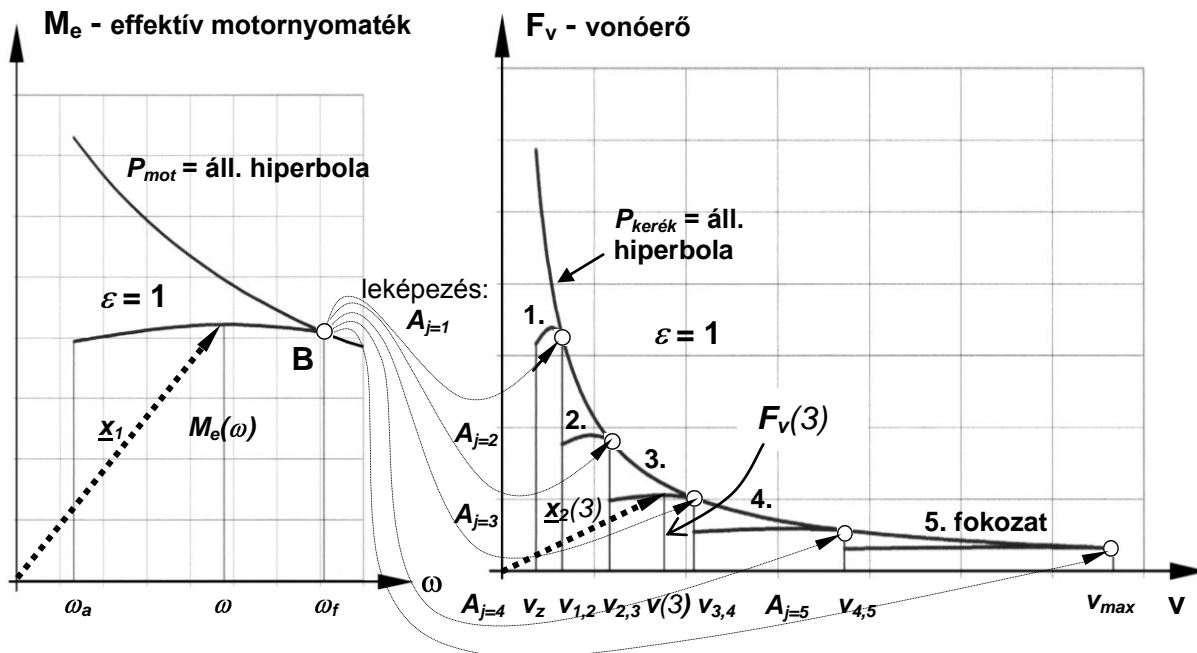
$$\begin{aligned}
 v_{4,5} &= \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right) v_{\max} = q v_{\max} , \\
 v_{3,4} &= \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right) v_{4,5} = \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right) \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right) v_{\max} = \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right)^2 v_{\max} = q^2 v_{\max} , \\
 v_{2,3} &= \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right) v_{3,4} = \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right) \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right)^2 v_{\max} = \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right)^3 v_{\max} = q^3 v_{\max} , \\
 v_{1,2} &= \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right) v_{2,3} = \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right) \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right)^3 v_{\max} = \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right)^4 v_{\max} = q^4 v_{\max} , \\
 v_z &= \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right) v_{1,2} = \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right) \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right)^4 v_{\max} = \left(\frac{\omega_a}{\omega_f} \right)^5 v_{\max} .
 \end{aligned} \tag{5.24}$$

Az utolsó v_z mennyiség az ún. zárási sebesség, ennél a sebességnél fejezhető be a súrlódó tengelykapcsoló indításkor szükséges „csúsztatása”, vagyis ettől a sebességtől kezdődően a $v_{1,2}$ átkapcsolási sebesség eléréséig a tengelykapcsoló két tárcsája csúszásmentesen összekapcsolva együtt foroghat.

A fenti összefüggés sorozat tehát igazolja, hogy az átkapcsolási sebességek valóban mértani sorozatot alkotnak éppen a $q = \omega_a/\omega_f < 1$ kvócienssel. Így valóban, a v_{\max} végsebesség és a megengedett ω_a és ω_f szögsebesség-határok ismeretében az átkapcsolási sebességek könnyen számíthatók.

Áttérünk a mechanikus sebességváltóval felszerelt motoros jármű vonóerő alakulásának vizsgálatára. Ehhez a motor nyomatéki jelleggörbáját a forgattyús tengely szögsebessége függvényében megadottnak tekintjük az $\varepsilon = 1$ tüzelőanyag hozzávezetés esetére. Felvesszük egy B jelű pontot a motor jelleggörbén és ennek transzformálódását nézzük. Azt a kérdést kell megválaszolni, hogy a motor jelleggörbén felvett B pont szögsebesség és nyomaték koordinátái hogyan transzformálódnak a B pontnak a vonóerő-sebesség síkon a megfelelő pont sebesség és vonóerő koordinátáiba. A 87. ábrán a B pontot abszcisszáját a motor legnagyobb névleges szögsebességét megadó ω_f ponthoz vettük fel. Ehhez a szögsebességhez a motor $M_e(\omega_f)$ nyomatéki értéke tartozik ez adja a B pont ordinátáját. A B pont leképezése az egyes sebességi fokozatok üzeme esetén jól érzékelhető. B pont képei a sebesség-vonóerő síkon az állandó teljesítményt jelző hiperbolán sorakoznak. A B pontból kiinduló vékony pontvonalakkal je-

leztük az egyes fokozatokban jelentkező az A_j ; $j=1,2,\dots,5$ leképezésekkel átvitt képpontokat.



87. ábra A mechanikus sebességváltón át hajtott motoros jármű vonóerőgörbéi

A szóban forgó leképezéseket a motor jelleggörbén felvett pontnak ω és M_e koordinátáiból

képzett $\underline{x}_1 = \begin{bmatrix} \omega \\ M_e \end{bmatrix}$ oszlopvektor transzformálódásának elemzésével jellemezzük. Legyen a j -edik

sebességi fokozatban a hajtásrendszer eredő módosítása $i(j)$ és az eredő nyomatékmódosítása

pedig $k(j)$. Ekkor a szóban forgó transzformáció az ω motorszögsebességnek a $v = i(j)\omega \frac{D}{2}$ se-

bességet felelteti meg, és az M_e motornyomatéknak az $F_e = k(j)M_e \frac{2}{D}$ vonóerőt felelteti meg.

Célszerű a most rögzített összefüggés-párt tömör formában vektorok egymáshoz rendelésével meg-

adni. Az ugyanis a helyzet, hogy a vonóerőgörbén jelentkező leképezett pont $v(j)$ és $F_v(j)$ koordiná-

táiból képezhető az $\underline{x}_2(j) = \begin{bmatrix} v(j) \\ F_v(j) \end{bmatrix}$ oszlopvektor a két sorból és két oszlopból álló A_j mátrix

transzformáló hatásaként jeleníthető meg, mely mátrixot a motor oldali \underline{x}_1 vektorral balról megszorozva éppen az $\underline{x}_2(j)$ vektor adódik:

$$\underline{\mathbf{x}}_2(j) = \begin{bmatrix} v(j) \\ F_v(j) \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} i(j)\frac{D}{2} & 0 \\ 0 & \frac{2}{D}k(j) \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}_j} \begin{bmatrix} \omega \\ M_e \end{bmatrix} = \mathbf{A}_j \underline{\mathbf{x}}_1 ; \quad j = 1, 2, \dots, 5. \quad (5.25)$$

Igazolásképp a szereplő \mathbf{A}_j mártixot a kijelölt művelet szerint sor-oszlop kompozícióval megszorozva az $\underline{\mathbf{x}}_1$ vektorral azonnal látszik, hogy a mártixosan megfogalmazott hozzárendelés pont a mechanikai tartalomnak megfelelő eredményt szolgáltatja. Az elmondottak összefoglalásaként rögzíthetjük, hogy a mechanikus erőátviteli rendszer jelleggörbe transzformáló hatását az $\mathbf{A}_1, \mathbf{A}_2, \dots, \mathbf{A}_5$ mártixok jellemzik, és a vonóerőgörbe pontjait a motorjelleggörbét befutó $\underline{\mathbf{x}}_1$ vektorból az

$$\boxed{\underline{\mathbf{x}}_2(j) = \mathbf{A}_j \underline{\mathbf{x}}_1} \quad (5.26)$$

$$j = 1, 2, \dots, 5$$

utasítás sorozat származtatja. A 87. ábrán a motor nyomatéki görbájén kijelölt ponthoz mutató

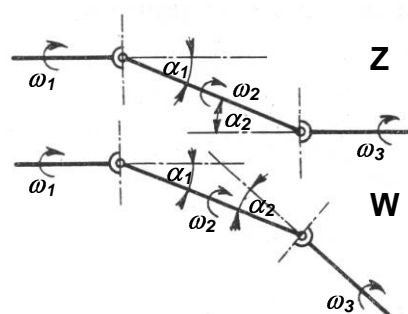
vastag szaggatott vonallal megrajzolt $\underline{\mathbf{x}}_1 = \begin{bmatrix} \omega \\ M_e(\omega) \end{bmatrix}$ vektorhoz a $j = 3$ sebességi fokozathoz

tartozó \mathbf{A}_3 transzformáló mártix az $\underline{\mathbf{x}}_2(3) = \begin{bmatrix} v(3) \\ F_v(3) \end{bmatrix}$ vektort rendeli, melynek vastag szaggatott

vonallal megrajzolt nyila a vonóerőgörbe megfelelő pontjához mutat.

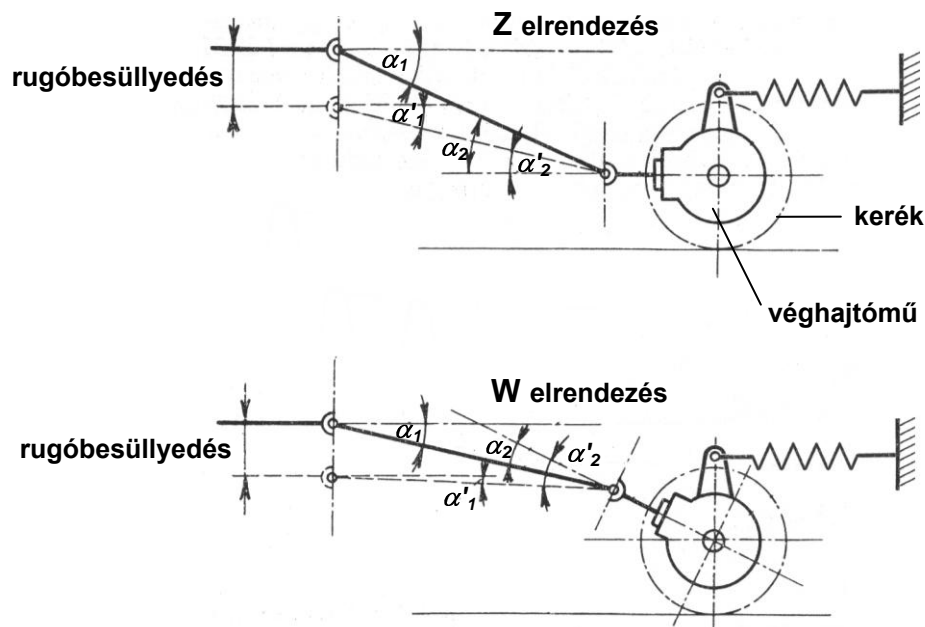
5.6.4 A kardántengely

A kardántengely funkcióját abban lehet megfogalmazni, hogy a rugózott járműtestbe épített sebességváltótól a járműtesttől eltérően rugózott véghajtóműre kell átvinni a forgást és a hajtó nyomatékot. Könnyen belátható, hogy a jármű berugózásakor a rugózott járműrészből a véghajtóműhöz vezető tengelynek a szöghelyzete változik, ezt tesz lehetővé a két végén kardáncsuklóval bíró kardántengely. Következő tárgyalásunkban ki fogjuk mutatni, hogy az $\alpha \neq 0$ szögű elvezetési iránnyal bíró kardáncsukló esetén a konstans ω_1 szögsebességgel történő behajtás esetén a kihajtó oldali ω_2 szögsebesség nem lesz állandó, hanem periodikusan ingadozni fog az ω_1 szögsebesség körül. A jelzett szögsebesség ingadozás alapharmonikusának körfrekvenciája konstans behajtó szögsebesség kétszerese lesz. Ez az ingadozás a hajtásrendszerben kellemetlen torziós lengéseket gerjeszthet, ezért két kardáncsukló alkalmazásakor keresni kell az ingadozás



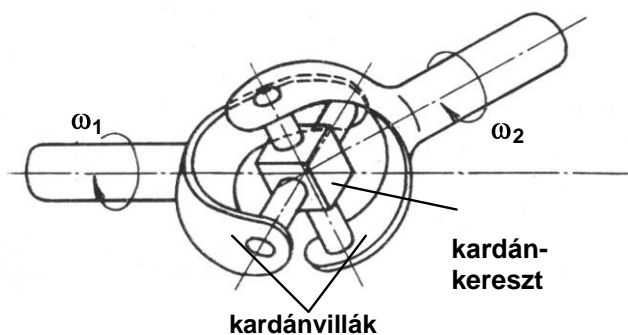
88. ábra Homokinetikus kardán-elrendezések: Z és W jelű elrendezés

kompenzálásának lehetőségét. A 88. ábrán felrajzolt két, ún. „homokinetikus” elrendezésnél jól látható, hogy a két kardáncsuklónál az elvezetési irányokat megadó szögekre az $\alpha_1 = \alpha_2$ feltételt megvalósítva elérhető, hogy annak ellenére, hogy az ω_2 szögsebesség nem lesz állandó mégis elérhető a behajtó oldali ω_1 és a második kardáncsukló utáni tengely ω_3 szögsebességének egyenlősége, azaz $\omega_1 = \omega_3$. A 88. ábrán bemutatott Z-jelzésű elrendezésnél a behajtó és a második kardáncsukló utáni kihajtó tengely névleges (nem kilengett) helyzetben párhuzamos egymással. Az ábrán vázolt másik W-jelzésű elrendezésnél a behajtó és a második kardáncsukló utáni tengely egymással 2α szöget zár be névleges beépítési helyzetben. A két homokinetikus kardán-elrendezés jármű hajtásrendszerébe való beépítésük esetén a járműtest függőleges berugózásakor való viselkedését a 89. ábra mutatja. Érzékelhető a Z elrendezés kedvezőbb, a homokinetikus tulajdonságot jobban megőrző viselkedése a W elrendezéshez képest.



89. ábra A Z és W elrendezésű homokinetikus kardántengely beépítés viselkedése a járműtest berugózásakor

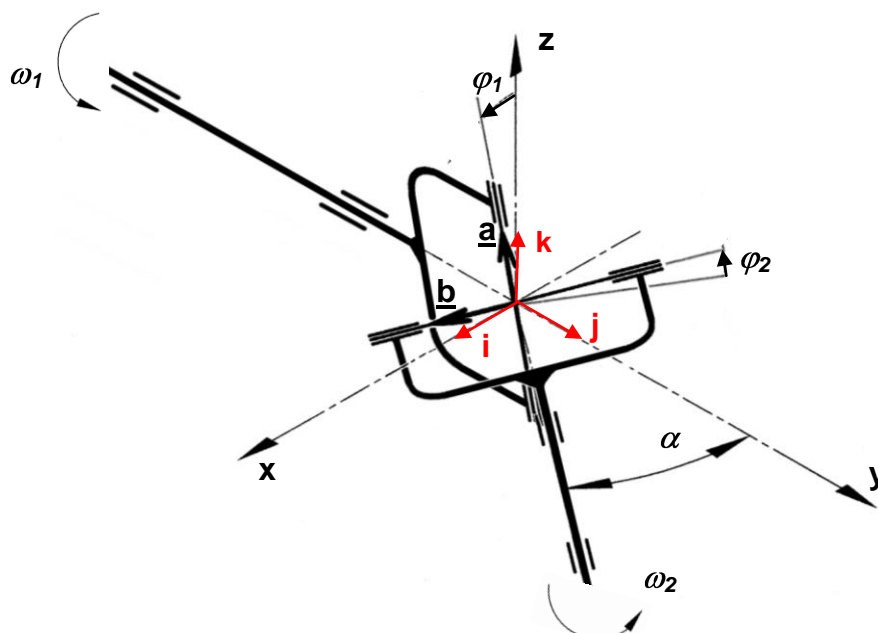
Láttuk, hogy a kardántengely két végén kardáncsuklóval kialakított tengely. A kardáncsukló olyan gömbi (szférikus) mechanizmus, mely alkalmas arra, hogy a csatlakozó tengelyvégek



90. ábra A kardáncsukló szerkezeti vázolata

forgása és nyomatékátvitele közbe a két tengely forgástengelye szögben helyezkedjen el, sőt ez a szög bizonyos korlátok között változhat is. A kardáncsukló leglényegesebb része a kardánkereszt, ennek mozgástranzformáló hatását jól meg kell érteni. Az ábrán látható módon a kardánkereszt szárai egyenlő hosszúságúak és egy-

másra merőlegesek. A merőleges kereszt-ágak szárai végükön csuklós kapcsolattal egy-egy kardánvillához kapcsolódnak. A csuklós kapcsolatot legtöbbször tűgörgős csapágyakkal oldják meg. A mechanizmus ily módon olyan speciális gömbcsukló, amelynél a csatlakoztatott tengelyek törésszögét a tengelyek forgása közben is változtatni lehet, és a tengelycsonkok közötti nyomatékátvitel lehetősége – eltérően a normál gömbcsuklótól – fennáll. A 91. ábrán vonalas vázlattal ábrázoltuk egy kardáncsuklót. A bal oldalon két helyen csapágyazott tengely illeszkedik a koordináta rendszer y tengelyére. Ezen tengely ω_1 szögsebességgel forog. Az ábra azon pillanatbeli helyzetet mutatja, amikor a bal oldali tengely jobb végére szerelt kardánvilla síkja éppen φ_1 szöggel fordult el az y tengely körül a z tengely irányától az óramutató járásával ellentétesen. Jól látható a kardáncsukló közepén elhelyezkedő kardánkereszt, melynek egymásra merőleges szárai a kardánvillákban vannak csapágyazva. Az origóból a bal oldalról csatlakozó kardánvilla felső ágának csuklóbekötési középpontjához irányítottuk a kardánkereszt felső ágának tengelyére illeszkedő \mathbf{a} vektort. Az $\{x,y\}$ síkban elhelyezkedő, két helyen csapágyazott másik tengely felső végén lévő kardánvilla síkja a jelzett helyzetben éppen φ_2 szöggel fordult el az $\{x,y\}$ síktól. Ennek a másik tengelynek (az „elvezetett” tengely) a forgástengelye az y koordináta-tengellyel α szöget zár be. Az elvezetett tengely végén lévő kardánvilla bal ágának csuklóbekötési pontjához irányítottuk az origóból a kardánkereszt bal ágának tengelyére illeszkedő \mathbf{b} vektort. Tekintettel arra, hogy a kardánkeresztet merev testnek tekintjük, a



91. ábra A kardáncsukló mozgásátviteléhez felvett koordinátarendszer és a szögfordulások értelmezése

kardánkereszt ágai minden forgásállapotban merőlegesek maradnak egymásra, azaz a szere-

peltetett két vektor – \mathbf{a} és \mathbf{b} – minden forgásállapotban merőleges egymásra, azaz skalár szorzatuk minden forgásállapotban zérus!

A 91. ábrán a koordináta-rendszer három tengelye irányában felvettük az \mathbf{i} , \mathbf{j} és \mathbf{k} három egymásra merőleges egységvektort. Ezek ortonormált bázist alkotnak a 3-dimenziós euklideszi térben, ezért mint ismeretes, bármely vektor egyértelműen fejezhető ki ezen három bázisvektor lineáris kombinációjaként. A kardánkereszt ágakra illeszkedő \mathbf{a} és \mathbf{b} vektorok is könnyen felírhatók az \mathbf{i} , \mathbf{j} , \mathbf{k} ortonormált bázison. Tekintsük először az \mathbf{a} vektor felírását! A 91. ábrából világos, hogy az \mathbf{a} vektor mindig az $\{x,z\}$ síkban helyezkedik el, ezért \mathbf{j} irányú összetevője nincs. Másrészt az is igaz, hogy az \mathbf{a} vektor nyílhegye mindig az $\{x,z\}$ síkban elhelyezkedő origóközéppontú és $|\mathbf{a}|$ sugarú kör valamely – a z tengelytől mért – aktuális φ_1 szöghelyzetű kerületi pontjához mutat. Ezek alapján az \mathbf{a} vektor báziselőállítására:

$$\mathbf{a} = |\mathbf{a}| \sin \varphi_1 \mathbf{i} + |\mathbf{a}| \cos \varphi_1 \mathbf{k}. \quad (5.27)$$

A \mathbf{b} vektor báziselőállításához vegyük figyelembe, hogy a 91. ábrán vázolt helyzetben a \mathbf{b} vektor nyila az $\{x,y\}$ sík alatti féltérbe mutat, továbbá azt, hogy a \mathbf{b} vektor merőleges az $\{x,y\}$ síkban fekvő és az y tengellyel α szöget bezáró kihajtó tengely irányára. Mivel a kihajtó tengely kardánvillájának síkja φ_2 szöggel fordult el az $\{x,y\}$ síktól, a \mathbf{b} vektor z irányú vektor-komponense azonnal felírható: $\mathbf{b}_z = -|\mathbf{b}| \sin \varphi_2 \mathbf{k}$. A \mathbf{b} vektort a z tengellyel párhuzamosan vetítve az $\{x,y\}$ síkra a kapott $c = |\mathbf{b}| \cos \varphi_2$ hosszúságú $\{x,y\}$ síkban fekvő vetületi vektornak az x tengellyel α szöget kell bezárnia, mert a kihajtó tengelyvégi kardánvilla kardánkereszt bekapcsolási pontjainak forgási síkja éppen α szöget zár be az $\{x,z\}$ síkkal. Ezen utóbbi megfontolás alapján a c távolságból kiindulva $\cos \alpha$ -val és $\sin \alpha$ -val történő szorzással már előállíthatjuk a \mathbf{b} vektor x és y irányú vektorösszetevőit is:

$$\mathbf{b}_x = |\mathbf{b}| \cos \varphi_2 \cos \alpha \mathbf{i}, \text{ és } \mathbf{b}_y = -|\mathbf{b}| \cos \varphi_2 \sin \alpha \mathbf{j}. \quad (5.28)$$

A kapott részeredmények alapján már a \mathbf{b} vektor is felírható, mint a vektorösszetevők vektorösszege, azaz $\mathbf{b} = \mathbf{b}_x + \mathbf{b}_y + \mathbf{b}_z$, illetve a bázisvektoros kifejtés szerinti alakban:

$$\mathbf{b} = |\mathbf{b}| \cos \varphi_2 \cos \alpha \mathbf{i} - |\mathbf{b}| \cos \varphi_2 \sin \alpha \mathbf{j} - |\mathbf{b}| \sin \varphi_2 \mathbf{k}. \quad (5.29)$$

Mivel az kardánkereszt ágairól tudjuk, hogy feltételeink szerint azok minden üzemállapotban merőlegesek egymásra, érvényesítjük azt a tényt, hogy az egymásra merőleges \mathbf{a} és \mathbf{b} vektorok (\mathbf{a}, \mathbf{b}) skaláris szorzata zérus. Elvégezve a skalár szorzást, azt és az eredményt zérussal egyenlővé téve a következő kifejezés adódik:

$$(\mathbf{a}, \mathbf{b}) = |\mathbf{a}| \sin\varphi_1 |\mathbf{b}| \cos\varphi_2 \cos\alpha - |\mathbf{a}| \cos\varphi_1 |\mathbf{b}| \sin\varphi_2 = 0. \quad (5.30)$$

Figyelembe véve, hogy a kardánkereszt ágai egyenlő hosszúak, azaz $|\mathbf{a}| = |\mathbf{b}|$, és ezek a szorzatból $|\mathbf{a}|^2 > 0$ faktorial kiemelhetők, az

$$|\mathbf{a}|^2 (\sin\varphi_1 \cos\varphi_2 \cos\alpha - \cos\varphi_1 \sin\varphi_2) = 0 \quad (5.31)$$

egyenlőség adódik. Mivel $|\mathbf{a}|^2 \neq 0$, a másik tényezőnek kell zérusnak lennie:

$$\sin\varphi_1 \cdot \cos\varphi_2 \cdot \cos\alpha - \cos\varphi_1 \cdot \sin\varphi_2 = 0. \quad (5.32)$$

Ez az összefüggés implicit formában már tartalmazza a kardáncsukló φ_2 kimenő oldali szögelfordulásának adott α szög mellett a bemenő oldali φ_1 szögelfordulásától való függését. Osszuk el az utóbbi kifejezés mindkét oldalát $\cos\varphi_1 \cdot \cos\varphi_2$ -vel, akkor rendezés után előbb a

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot \cos\alpha \quad (5.33)$$

összefüggést, majd mindkét oldal arkusztangensét véve, az explicit

$$\varphi_2 = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \varphi_1 \cdot \cos\alpha) \quad (5.34)$$

függvénykapcsolatot kapjuk. Látható, hogy ha $\alpha \neq 0$, akkor a kihajtó oldali φ_2 szögelfordulás különbözni fog a behajtó oldali φ_1 szögelfordulástól.

Végül határozzuk meg a kimenő oldali ω_2 szögsebesség és a bemenő oldali ω_1 szögsebesség kapcsolatát. Ehhez tekintsük a szögsebesség definícióját, miszerint a szögsebesség a szögelfordulás függvény idő szerinti első deriváltja. Most tehát a $\varphi_2(t)$ szögelfordulás függvényt kell idő szerint deriválnunk a lánc-szabály alkalmazásával, az eredmény $\alpha =$ állandó elvezetési szög esetén:

$$\omega_2(t) = \frac{d}{dt} \varphi_2(t) = \frac{d}{dt} \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \varphi_1(t) \cos\alpha) = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_1(t) \cos^2 \alpha} \frac{\cos\alpha}{\cos^2 \varphi_1(t)} \frac{d\varphi_1(t)}{dt}. \quad (5.35)$$

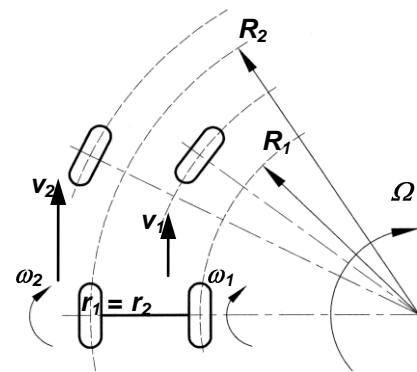
A kapott kifejezés utolsó tényezőjeként megjelent a φ_1 szögelfordulás függvény idő szerinti deriváltja, ami pedig éppen a bemenő oldali ω_1 szögsebesség. Megkaptuk tehát a kimenő oldali szögsebességet leíró függvényt, mely láthatóan a bemenő oldali szögelfordulástól az elvezetési szögtől és a bemenő oldali szögsebességtől függ: $\omega_2 = g(\varphi_1, \alpha, \omega_1)$. Látható, hogy ha ω_1 állandó, de $\alpha \neq 0$, akkor a kimenő oldali szögsebesség periodikusan ingadozni fog. Itt nem bizonyítjuk, hogy az így periodikusan ingadozó ω_2 szögsebesség legkisebb értéke $\omega_{2\min} = \omega_1 \cos\alpha$, legnagyobb értéke pedig $\omega_{2\max} = \omega_1 (1/\cos\alpha)$ lesz. Az is kimutatható, hogy az ω_2 szögsebesség periodikus ingadozásának alapharmonikus körfrekvenciája éppen $2\omega_1$ lesz.

5.6.5 A differenciálmű

A köríves mozgáspályán haladó kerekessel jármű esetén a járműnek a köríves pálya középpontjához közelebbi (belső) kereke kisebb kerületi sebességen fut mint a köríves pálya középpontjától távolabbi (külső) kerek, ha a kerekek csúszásmentesen gördülnek. Vasúti járművek esetén ahol is a két oldalon lévő kerekeket a gyakorlatilag merev tengely közös szögsebességgel forgó kerékpárrá fogja össze, a kúpos profilos keréktalppal és megfelelő nyomjáték kialakításával lehetett biztosítani, hogy a kerekek tiszta gördüléssel

mozoghassanak bizonyos alsó határ-ívsugárnál nagyobb sugarú köríves pályán. A megoldás lehetőségét az adta, hogy a kúpos keréktalppal kialakított kerekek esetén a külső kerék nagyobb futókör sugaron, a belső kerék kisebb futókör sugaron gördülhetett, és így a közös kerékpár szögsebesség mellett is a külső kerék kerületi sebessége nagyobb, a belső kerekek kerületi sebessége kisebb lehetett, miközben a kerékpár a nyomjáték kihasználásával a körív külső sínszála felé tolódott el. A tiszta gördülést biztosító legkisebb ívsugár a nagyvasúti járművek szokásos méretei mellett azonban több száz méteresre adódik. Gépjárművek esetében egyrészt a két oldali kerekek sugara megegyező, másrészt sokkal kisebb (pár méteres) sugarú köríveken való mozgás biztosítása szükséges. Így a gépjárművek hajtásrendszerének kialakításakor – mivel a kerekek gördülési sugara nem térhet el a külső és belső kerekeknél és az ívsugarak is kicsik – ívben haladásakor lehetővé kell tenni, hogy a tiszta gördüléshez szükséges eltérő kerületi sebességek a jobb és a bal kerék eltérő szögsebességének megvalósulásával alakulhasson ki. Az 92. ábrán felrajzoltuk egy kanyarodó gépjármű kerekeinek felülnézeti képét. A vázolt esetben a kormányzás csak az első kerekek befordításával valósul meg. A gépjármű hátsó kerekei hajtottak. A hátsó kerekek tengelye átmegy a kanyarodási középponton, mely középpont körül a jármű konstans bekormányzási szögek esetén Ω szögsebességű forgómozgást végez. A hátsó hajtott kerekek R_1 sugarú belső és R_2 sugarú külső köríveken gördülnek tovább. A keréktalpi kerületi sebességeknek a $v_2 = R_2\Omega > R_1\Omega = v_1$ reláció szerint kell alakulniuk tiszta gördülés esetén, mivel $R_2 > R_1$. A vizsgált jármű esetében a két kerék gördülési sugara megegyezik, azaz $r_2 = r_1$, így tiszta gördülés esetén a kerekek

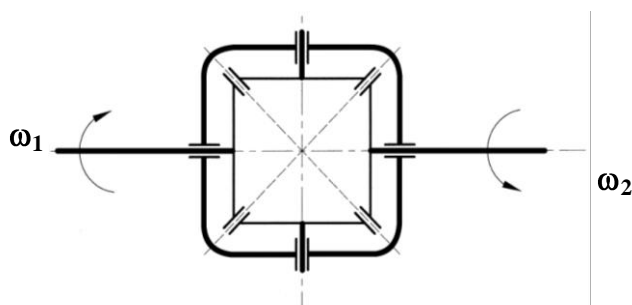
szögsebességeire fenn kell állnia az $\omega_2 = \frac{v_2}{r_2} > \frac{v_1}{r_1} = \omega_1$ összefüggésnek.



92. ábra Kanyarodó gépjármű hátsó kerekeinek sebességi viszonyai

A hajtott kerek ilyen eltérő szögsebességű mozgásának lehetőségét a véghajtóműbe épített *differenciálmű* biztosítja. A differenciálmű felépítését két alrendszer magyarázatával mutatjuk be.

Az első alrendszer négy egyforma kialakítású, közös keretben csapágyazott kúpkerékből épül



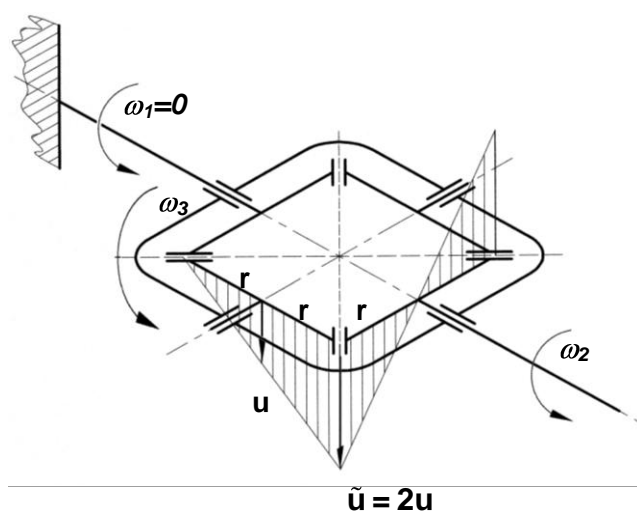
93. ábra A differenciálmű közös keretben csapágyazott 4 egyforma kúpkeréke

fel a 93. ábrán vázolt módon. Amennyiben a csapágyakat magába foglaló közös keret áll, akkor a jobb oldali tengelycsonk szögsebessége a bal oldali tengelycsonk szögsebességével ellentétten egyenlő lesz, a negatív szögsebesség az ellentétes forgásirányt indikálja, azaz

$$\omega_2 = -\omega_1. \quad (5.36)$$

Ha a kúpkerékeket összefogó keretet forogni

engedjük a jobb és bal oldali tengelycsonkok közös tengelye körül, akkor a két tengelycsonk szögsebessége eltérhet. Ha például a bal oldali tengelycsonk nem forog, vagyis $\omega_1 = 0$, de a kúpkerékeket összefogó keret ω_3 szögsebességgel forog, akkor a jobb oldali tengelycsonkon megjelenő ω_2 szögsebesség meghatározásának gondolatmenetét a 94. ábra alapján lehet követni. Mivel a bal oldali



94. ábra Kerületi sebességviszonyok, ha $\omega_1 = 0$

tengelycsonk nem forog, ezért forgó keret ω_3 szögsebessége a kúpkerékek névleges gördülési sugarával meghatározott $u = r \omega_3$ kerületi sebesség alakul ki a keret közepénél. Mivel a bal kerék áll a középső kerék momentán forgási centruma a bal kerék fogazaton lesz, és ezért a középső kerék jobb fogazatán a lineáris sebességeloszlás következtében $\tilde{u} = 2u$ kerületi sebesség alakul ki. A jobb oldali kihajtott tengely

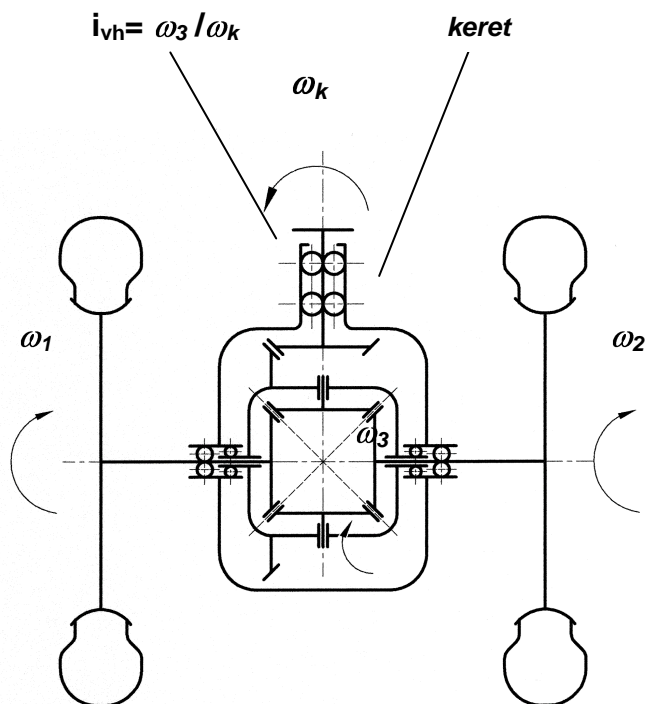
ezen ezért figyelembe véve az $\tilde{u} = r\omega_2$ összefüggést, az $\tilde{u} = 2u$ és az $u = r\omega_3$ korábbi összefüggések alapján az $r\omega_2 = 2r\omega_3$ egyenlőség adódik. Ebből egyszerűsítés után az $\omega_2 = 2\omega_3$ formula, illetve az ezzel ekvivalens $\omega_3 = \omega_2 / 2$ képlet áll elő az ω_2 és ω_3 szögsebesség viszonyára.

Az eddigiekben végigvitt gondolatmenetet meg lehet ismételni arra az esetre, amikor a jobb oldali tengelycsonk ω_2 szögsebessége zérus. Nyilvánvaló, hogy ekkor az $\omega_1 = 2\omega_3$ illetve az

$\omega_3 = \omega_1 / 2$ képlet pár adódik ki az ω_1 és ω_3 szögsebesség viszonyára.

A fenti két szélső eset eredményeit összegezni lehet, ha $\omega_1 \neq 0$ és ha $\omega_2 \neq 0$ egyidejűleg teljesül. Ekkor ugyanis az $\omega_3 = \frac{\omega_1}{2} + \frac{\omega_2}{2}$ összefüggés érvényes, vagyis a középső keret szögsebessége a két kihajtócsonk szögsebességének számtani közepe lesz.

Mivel a jármű kanyarodásakor a külső kerék szögsebességének annyival kell nagyobbnak lenni a közepes szögsebességnél, mint amennyivel kisebbnek kell lenni a belső kerék szögsebességének a közepes értéknél, ezért



a közepes szögsebesség szerepét most a négy kapcsolódó kúpkerék tartalmazó forgó keret ω_3 szögsebessége lehet. A közepes szögsebesség megvalósítását a második alrendszer kialakításával érvényesítjük, miszerint a véghajtóműbeli nagy kúpkerék a forgó kerettel együtt forgó egységgé szereljük össze. A nagy kúpkerék a 95. ábra szerint az ω_k szögsebességű kardántengely által hajtott kis kúpkerék hajtja. A véghajtómű módosítása tehát most $i_{vh} = \omega_3 / \omega_k$ értékű.

95. ábra A gépjármű hajtott hátsó kerekei a véghajtóműbe épített differenciálművel (felülnézetben)

5.6.6 Irodalom a 1-5. fezetekhez

- [1] **Zobory I.** (főszerkesztő): Vasúttechnikai kézikönyv, MÁV ZRt., Budapest, 2006.
- [2] **Horváth A.**: Sínelerősítések kialakítása és méretezése, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1984.
- [3] **Sostarics Gy. – Balogh V.**: Vasúti járművek, Egyetemi tankönyv. Tankönyvkiadó, Budapest, 1991.
- [4] **Csárádi J.** (főszerkesztő): Vasúti lexikon A-tól Z-ig, Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1994.
- [5] **Urbán L.** (főszerkesztő): Vasúti lexikon, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1984.
- [6] **Gábor P.**: Villamos vasutak I., MÁV ZRt., Budapest, 2007.

- [7] **Czére B.:** A vasúti technika kézikönyve. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1975.
- [8] **Baránszky Jób I.:** Vasúti járműszerkezetek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1979.
- [9] **Kovács E. - Dulin L. - Zobory I.:** Vasúti Járművek II., Egyetemi jegyzet (J7-968 3.), Tankönyvkiadó, Budapest, 1992.
- [10] **Nagy L.:** Vasúti járművek (Diesel-motorok), Egyetemi jegyzet, Tankönyvkiadó, Budapest, 1990.

6. KÖZÚTI JÁRMŰVEK

6.1 Alapfogalmak

6.1.1 A közúti jármű definíciója

A közúton közlekedő szállító, vagy vontató eszközt, továbbá önjáró munkagépet vagy vontatott munkagépet közúti járműnek nevezünk.

A közúti járművek fajtái

Gépjármű: Közúti jármű, melyet beépített erőgép hajt, de nem gépjármű a mezőgazdasági vontató, a lassú jármű és a segédmotoros kerékpár.

Személygépkocsi: Személyszállításra készült gépkocsi, melyben a vezetőüléssel együtt maximum kilenc ülés van.

Autóbusz: Személyszállításra készült gépkocsi, melyben kilencnél több ülőhely van.

Trolibusz: Felső elektromos vezetékhez kötött személyszállító gépkocsi.

Vontató: Pótkocsi vontatására készült rakfelület nélküli gépkocsi.

Nyergesvontató: Olyan vontató, amely nyeregszerkezet révén félpótkocsit súlyának jelentős részét átveszi.

Tehergépkocsi: Teherszállításra alkalmas rakfelülettel rendelkező gépkocsi.

Motorkerékpár: Két, vagy három kerékkel rendelkező gépjármű, melynek tervezett sebessége 45 km/h-nál nagyobb. Motorkerékpárnak minősül az olyan gépjármű, melynek saját tömege legfeljebb 550 kg, maximális teljesítménye 15 kW és direkt áttételű kormánymechanizmussal irányítható.

Motoros tricikli: Teherszállításra szolgáló motorkerékpár, melynek a jármű hossztengegyére szimmetrikus elhelyezésű három kereke van.

Mezőgazdasági vontató: Elsősorban mezőgazdasági célú munkálatok elvégzésére alkalmas pótkocsik, munkagépek vontatására, működtetésére szolgál, legalább kéttengelyes, a közúton 25 km/h sebességnél gyorsabban is haladhat.

Lassú jármű: Erőgép hajtású jármű, mely maximálisan 25 km/h sebességgel haladhat.

Pótkocsi: Gépjárművel, mezőgazdasági vontatóval, lassú járművel vontatható jármű, amely 750 kg megengedett legnagyobb együttes tömegig könnyű pótkocsinak, azon felül nehéz pótkocsinak minősül.

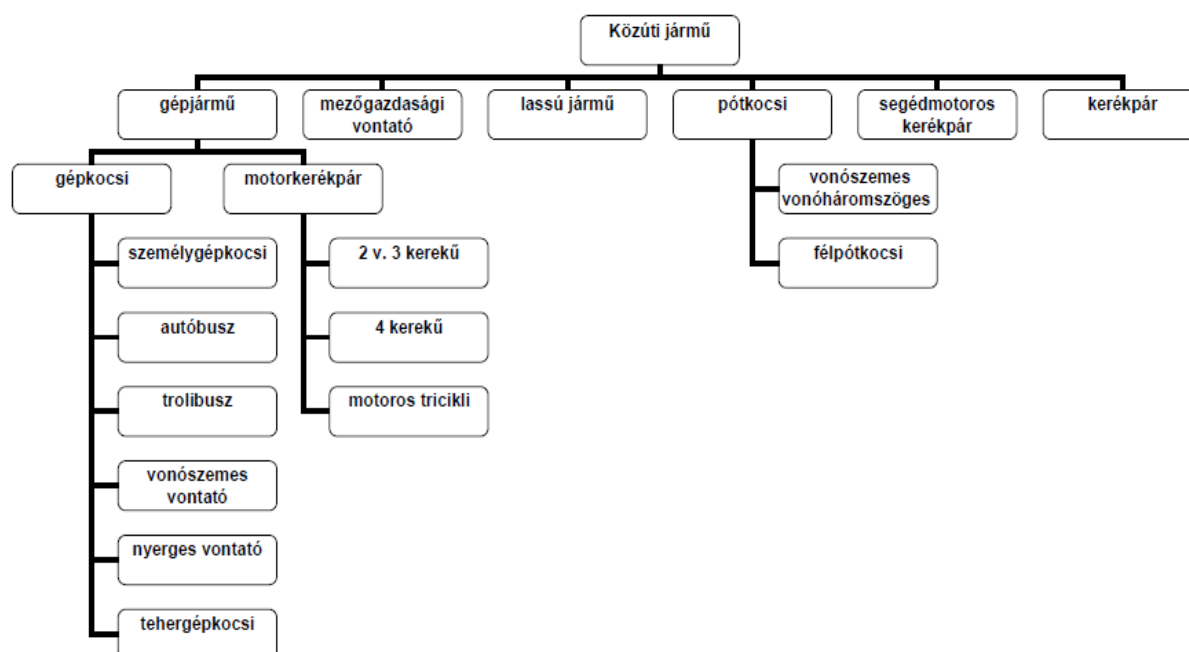
Félpótkocsi: A vontató nyeregszerkezetére támaszkodik, súlyának jelentős részét a vontató veszi át.

Járműszerelvény: Gépjármű, mezőgazdasági vontató, lassú jármű a hozzákapcsolt pótkocsival közösen alkotott, egy vezetővel irányított járműegység.

Segédmotoros kerékpár: 2, 3 vagy 4 kerekű jármű, melynek belsőégésű motorja maximum 50 cm³, egyéb erőforrás esetén a motor teljesítménye legfeljebb 4 kW, saját tömege maximum 350 kg, legnagyobb sebessége 45 km/h.

Kerékpár: 2 vagy 3 kerekű jármű, melyet 1-2 személy emberi ereje hajt, esetleg maximum 300 W teljesítményű motorral rendelkezik, melyre még egy 10 éven aluli gyermek részére pótlás felszerelhető, és egy meghatározott kerékpár utánfutót is vonathat.

A közúti járművek felosztását a 96. ábrán vázolt gráf szemlélteti.



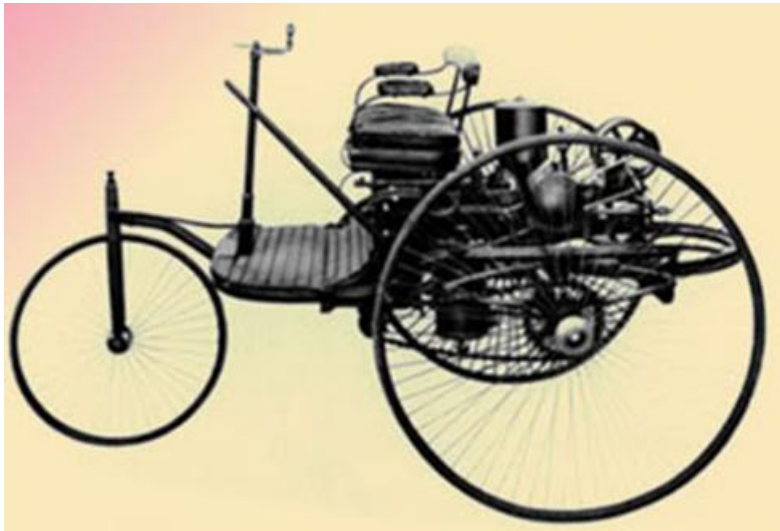
96. ábra A közúti járművek felosztása

6.1.2 A közúti járművek története

A közúti járművek történetének kiemelkedő eredményeit az alábbi időrendhez kötött felsorolásban mutatjuk be:

- 1769 Cugnot francia tüzerüstzt gőzűstös önjáró kocsjja.
- 1820-1870 Különféle gőzhajtású kocsjk és vontatók a közutakon.
- 1865 Angliában megalkotják a „vörös zászló” törvényt, mely szerint a gőzkocsjk előtt egy vörös zászlós embernek kellett gyalogolni, és figyelmeztetni a veszélyre az arra járókat.
- 1877 Az első működő benzinmotor Otto és Zonz szabadalma.

- 1886 Karl Benz háromkerekű motoros kocsí szabadalma. Gottlieb Daimler négy kerekű motorkocsi szabadalma tekinthető a gépjárművek őséneke.
- 1893 A benzin porlasztó (karburátor) szabadalmaztatása közel egy időben a magyar Bánki és Csonka, valamint a német Maybach feltalálók részéről. A bejelentés elsőbbsége a magyaroké, az első működő, motorra felszerelt karburátort Maybach készítette.
- 1898 Elkészült a Rudolf Diesel tervezte első dízelmotor.
- 1905 Csonka János elkészítette első postaautóját.
- 1906 Felépült az első magyar autógyár MARTA néven Aradon.
- 1908 Galamb József tervezte a világ első sorozatban, futószalagon gyártott autóját, a Ford T-modellt
- 1930-90 Magyar autógyárak: Rába, Ikarus, Csepel



97. ábra Karl Benz találmánya – 1886



98. ábra Gottlieb Daimler találmánya – 1886

Napjainkban a következő magyarországi autó- és járműgyárak működnek: Opel, Suzuki, Audi, Ikarus, Credo, Schwarzmüller. Az autóalkatrész gyártó társaságok: Knorr Bremse, Thyssen-Krupp, Haldex, Bosch, Ford, Denso, Alkoa stb.

6.1.3 A közúti járműrendszerek

A közúti járművek a következő járműrendszerekből (korábbi elnevezéssel fődarabokból) épülnek fel:

Motor:

- belsőégésű Otto, Diesel
- elektromotor

Erőátviteli rendszer:

- tengelykapcsoló
- sebességváltó
- tengelyhajtások
- differenciálmű

Fékrendszer:

- üzemi fék
- biztonsági fék
- rögzítő fék
- tartós, lassító fék

Kormányrendszer:

- alvázkormányzási rendszer
- tengelykormányzás
- tengelycsonk (Ackermann) kormányzás

Futómű:

- komplett kerék
- kerékfelfüggesztés

- rugózási rendszer

Felépítmény:

- alváz
- kocsitest
- burkolatok

Elektromos rendszer:

- generátorok
- akkumulátorok
- világító- és jelzőberendezések

Segédberendezések:

- klíma és szellőztető eszközök
- biztonsági berendezések
- navigációs rendszerek
- informatikai berendezések

6.2 A közúti járművek hajtása

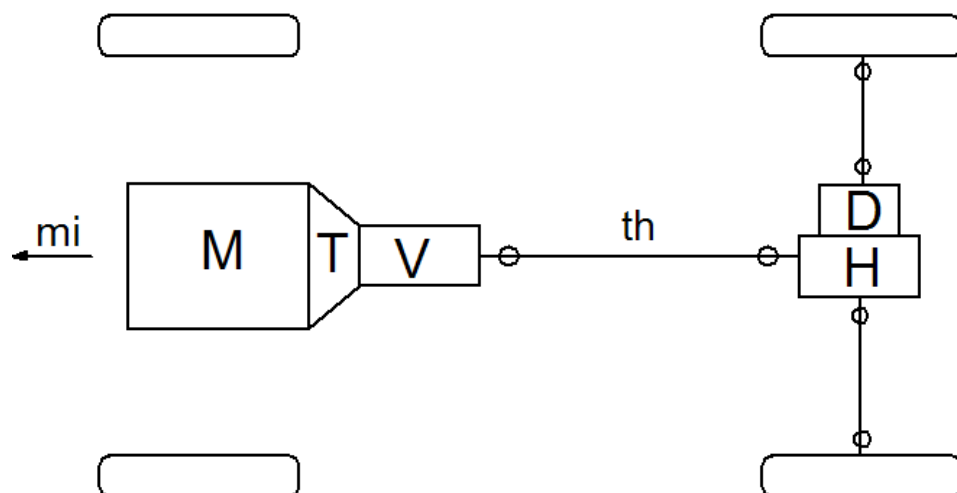
6.2.1 Erőátviteli rendszerek

A motoros járműveknél alkalmazott hajtásrendszerek általános ismeretanyagát a korábban az 5.6 fejezetben már megismertük. Most az erőátviteli rendszerek variációit tekintjük át specialisan belsőégésű motorral hajtott közúti járművek esetére. A következő jelölések vonulnak végig az erőátviteli rendszervariációk tárgyalása során: jelölések:

M – motor , T – tengelykapcsoló , V – sebességváltó , H – véghajtómű

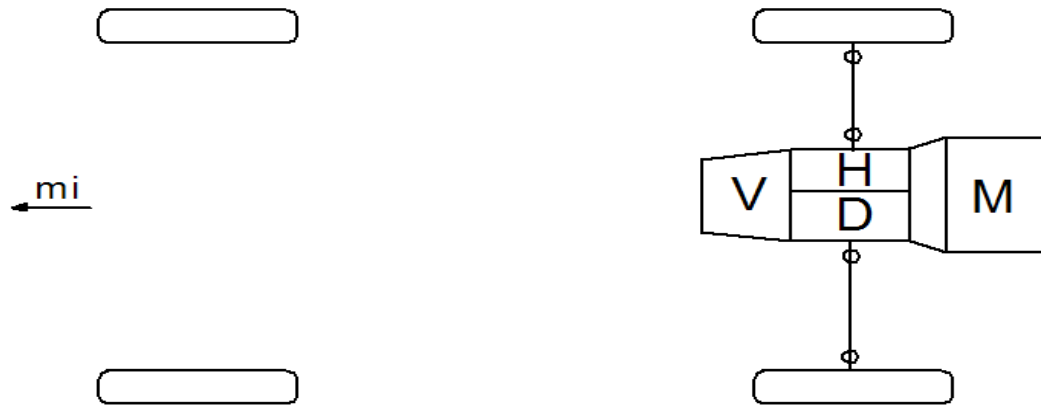
D – differenciálmű , th – tengelyhajtás , mi – menetirány

A 99. ábrán az orrmotoros, hátsókerék-hajtással megoldott erőátviteli rendszer elvi sémáját mutatjuk be.



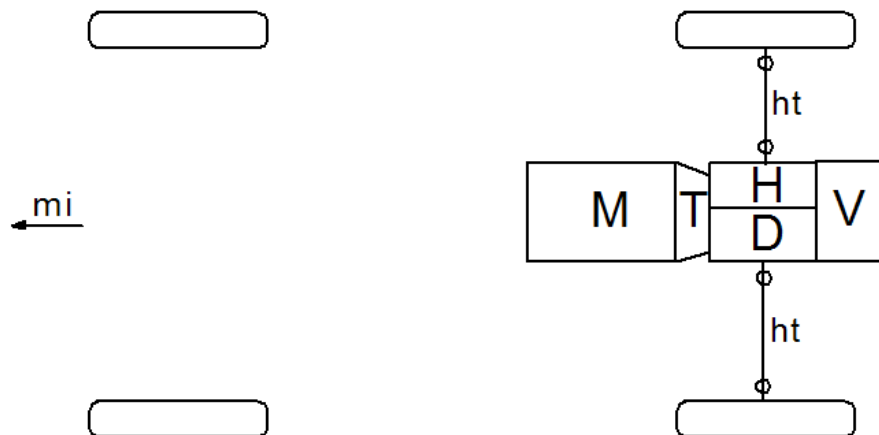
99. ábra Orrmotor – hátsókerék-hajtás (BMW, Mercedes)

A 100. ábrán a farmotoros, hátsókerék-hajtással megoldott erőátviteli rendszer elvi sémáját mutatjuk be.



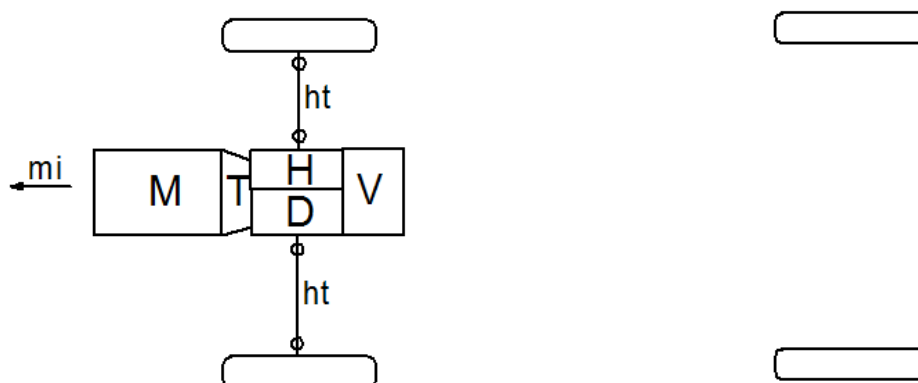
100. ábra Farmotor – hátsókerék-hajtás (VW Bogár, Skoda, Porsche)

A 101. ábrán a középmotoros, hátsókerék-hajtással megoldott erőátviteli rendszer elvi sémáját mutatjuk be.



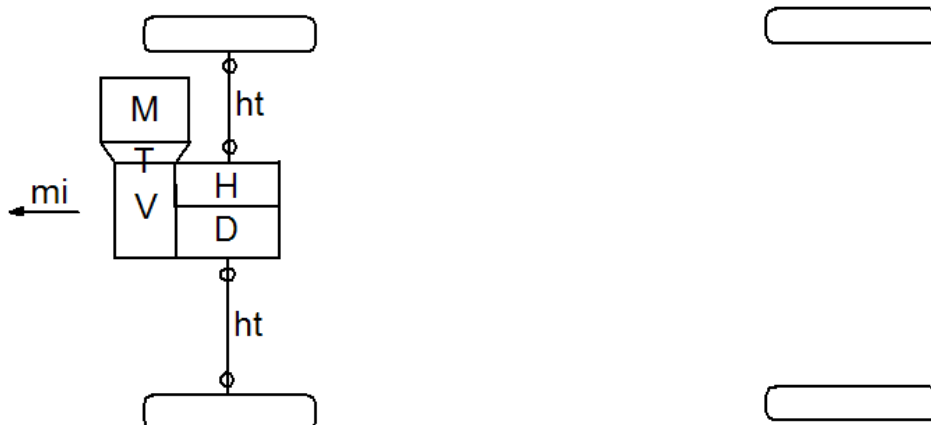
101. ábra Középmotoros hátsókerék-hajtás (versenyautók)

A 102. ábrán az orrmotoros, elsőkerék-hajtással megoldott erőátviteli rendszer elvi sémáját mutatjuk be.



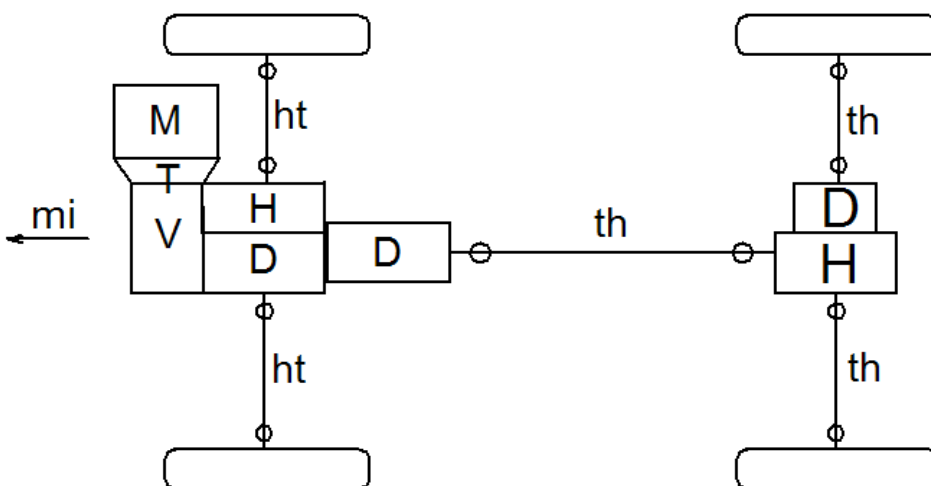
102. ábra Orrmotoros elsőkerék-hajtás (Audi)

A 103. ábrán a keresztmotoros, elsőkerékajtással megoldott erőátviteli rendszer elvi sémáját mutatjuk be.



103. ábra Keresztmotoros elsőkerékajtás

A 104. ábrán a keresztmotoros összkerekajtással megoldott erőátviteli rendszer elvi sémáját mutatjuk be.

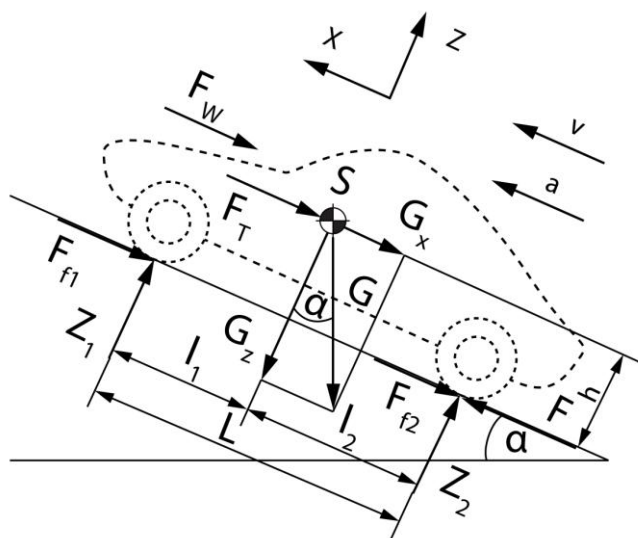


104. ábra Keresztmotoros összkerekajtás

6.2.2 Közúti járműdinamikai alapismeretek

A következőkben az emelkedőn haladó gépjármű mozgásviszonyait elemezzük, vagyis menetdinamikai vizsgálatokat végzünk.

Az α lejtőszögű emelkedőn felfelé haladó gépjárműre aktív és passzív erők, ellenállások hatnak. A dinamikai vizsgálat eredményeként felállítható mozgásegyenlet valamennyi erő és ellenállás egyensúlyát fejezi ki, melynek megoldása révén pontosan leírhatjuk a jármű mozgás-



105. ábra A közúti járműre ható erők

viszonyait. Így például a maximális sebességét, pillanatnyi sebességét, gyorsulását, adott idő alatt megtett utat, elérhető sebességét, a váltási fokozatok váltási sebességeit is.

A közúti járműdinamikai vizsgálatok során a mozgó koordináta rendszert általában a jármű súlypontjába helyezzük, az x tengely az út síkjában a menetirányba mutat, az y tengely az út síkjában keresztirányt jelöl, a z tengely az út síkjára merőleges irány. Az álló koordináta rendszert a földi gravitációs irányokhoz kötjük.

Ahhoz, hogy a jármű emelkedőn felfelé gyorsulva haladjon, a motor által a hajtott kerekek talppontjában a gépezet által akkora keréknyomaték kell kifejteni, hogy a hajtott keréktalpon kikényszerített vonóerő képes legyen a ment közben fellépő passzív erőket, ellenállásokat legyőzni. Ezt az aktív erőt vonóerőnek nevezzük.

Vonóerő

A közúti járműbe épített erőgép a motor által kifejlesztett M_m effektív nyomatékot az erőátviteli rendszer származtatja át a hajtott kerekre. A hajtott kerekre működő eredő nyomatékot állandósult üzemmódban hatásában helyettesítő kerületi erő a következőképp írható fel:

$$F = M_m \cdot k_s \cdot k_o \cdot \eta_o \cdot R_g \quad (\text{N})$$

a fenti képletben a következő mennyiségek szerepelnek:

- M_m – a motor pillanatnyi effektív nyomatéka (Nm)
- k_s - a sebességváltó bekapcsolt fokozatának elvi nyomatékmódosítása
- k_o – a véghajtómű (differenciálmű) elvi nyomatékmódosítása
- η_o – az erőátviteli rendszer összes hatásfoka (mechanikai és hidraulikus súrlódások, olaj és levegő keverés)

- R_g – a kerék gördülési sugara (a menetközben merhető tényleges sugár, amelyik a gumibroncs deformációját és relatív csúszását – slipjét – is figyelembe véve lehet kiszámítani) (m)

(Megjegyezzük, hogy a mechanikus hajtásrendszer esetére a fentiekben bevezetett *elvi* nyomatékmódosítások a fordulatszám-módosítások reciprokaként vannak értelmezve, azaz $k_s = 1/i_s$ és $k_0 = 1/i_0$, ahol i_s ill. i_0 a sebességváltó, ill. a véghajtómű (differenciálmű) fordulatszám módosítása.)

Súlyerő

A jármű tömegének ismeretében számítható a járműre ható nehézségi erő, a jármű súlya:

$$G = M \cdot g \quad (\text{N})$$

ahol:

- M – a jármű menet közbeni effektív tömege (kg)
- g – a gravitációs állandó ($9,81 \text{ m/s}^2$)

A járműre ható súlyerőt célszerű felbontani a támasztófelület síkjával párhuzamos, és ezen síkra merőleges összetevőkre (105. ábra). A $G_x = G \cdot \sin \alpha$ (N) komponens a lejtő irányába hat, a felrajzolt emelkedőben haladó jármű esetben a járművet lefelé mozgatná, ezért emelkedési ellenállásnak is nevezik. Természetesen a lejtőn lefelé haladó jármű esetében a vizsgált komponens aktív erőként, mint járulékos vonóerő jelentkezik.

A támasztósíkra merőleges összetevőt a $G_z = G \cdot \cos \alpha$ (N) képlet szolgáltatja. Ez az erő a járművet az útfelülethez szorítja. Hatására a kerekek talppontjában a támasztósíkra merőleges reakcióerők lépnek fel. Az egyes futóművekre eső leszorító erőt tengelyterhelésnek, a kerekre ható erőt kerékterhelésnek nevezzük. A 105. ábra szerint az első és hátsó keréktalpi támaszerők összege kiadja a támasztósíkra merőleges súlyerő-összetevőt: $G_z = Z_e + Z_h$ (N). Itt a következő jelölést alkalmaztuk:

- Z_e – az első tengelyterhelés (N)
- Z_h – a hátsó tengelyterhelés (N)

Sokszor alkalmazzuk a $G_z = Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 = \sum Z_i$ (N) felírást, ahol Z_i az egyes kerekre ható kerékerőt, másképp kerékterhelést jelöli

Gördülési ellenállás

A rugalmas járműkerék és a rugalmas támasztósík gördülőértintkezéses kapcsolatában a két résztvevő alakváltozása következtében egyrészt a kialakuló nyomáseloszlás (normális trakció) aszimmetriája, másrészt a kontaktfelületen bekövetkező mikrocsúszások okozta energiavesztés miatt a gördülőmozgás fenntartásához nyomatékbevezetés szükséges. Az állandósult ál-

lapotban a nyomatékbevezetés akkora kell, hogy legyen, amely éppen leküzdi a gördülési ellenállást. A gördülési ellenállásért egyszerűsített tárgyalásunkban a kerék kerületére helyezett helyettesítő erővel vesszük figyelembe. Ezen erőt keréktalpanként az $F_{fi} = f \cdot Z_i$ (N) képlettel származtatjuk, ahol:

- F_{fi} – az egy keréktalpon működő gördülési ellenállás (N)
- f – a gumiabroncs és az útfelület közötti gördülési ellenállási tényező, melynek értéke száraz beton, aszfalt úton 0,01, de sáros, havas úton akár 0,3 is lehet.
- Z_i – a kerékterhelés (támasztósíkra merőleges kerékerő) (N)

Tekintetbe véve, hogy a jármű teljes G súlyerejének a pálya síkjára merőleges komponense $G \cdot \cos \alpha$, adódik a jármű mozgását akadályozni igyekvő teljes gördülési ellenállásért közelítő értéke (a jelenség sebességfüggésének elhanyagolásával):

$$F_f = f \cdot G \cos \alpha \quad (\text{N}).$$

Légellenállás

A mozgó járműre közegellenállás miatt fellépő erő is működik, mely a mozgást akadályozni igyekszik, ez a légellenállás. A légellenállás nagysága Newton szerint a közeg sűrűségével és a haladási sebesség négyzetével arányos. Képletben: $F_w = C_w \cdot A \cdot (\rho/2)v^2$ (N), ahol:

- C_w – a jármű légellenállási tényezője, mely függ a jármű formájától, alakjától, felületének érdességétől, a ki- és beömlő levegőnyílások méretétől. Nagysága 0,1-0,5 között változik, versenyautóknál 0,15, korszerű személyautóknál 0,28, teherautóknál 0,5.
- $\rho = 1,293 \text{ kg/m}^3$, a levegő sűrűsége,
- A – a jármű homlokfelülete
- $v = v_w + v_{gk}$ – a szélsebesség és a járműsebesség menetirányba eső eredője, szélcsendes időben a jármű sebességével egyenlő (m/sec)

Gyorsítással szembeni ellenállás

Az M mérlegelhető tömegű jármű a gyorsulással való mozgatásához szükséges eredő mozgás irányú erő meghatározásához figyelembe kell venni a jármű sebességével arányosan változó szögsebességű forgó tömegek (a kerekek, a fogaskerekek, a tengelyek, a motor forgó alkatrészei) jelenlétét. Mint azt az Általános járműgéptan c. tárgyban már láttuk, célszerű egy a járműkerék sugarával számított redukált tömeg képzése, melyet egyszerűen hozzá lehet adni a jármű M mérlegelhető tömegéhez. A jelzett redukált tömeg legyen m_r . Ekkor bevezethetünk egy olyan δ tényezőt, melynek alkalmazásával érvényes lesz, hogy $\delta M = M + m_r$. Ilyen

meggondolással könnyen adódik a $\delta = (1 + m_r/M)$ összefüggés. A Newton 2. törvényének megfelelő mozgásegyenlet most az $F_t = M \cdot \delta \cdot a$ (N) alakot ölti, ahol:

- F_t – a járműre ható eredő mozgásirányú erő (N)
- M – a jármű mérlegelhető tömege (kg)
- δ – a jármű forgó tömegeit figyelembe vevő tényező, értéke $\delta = 1,1 \dots 1,5$, mindig a vizsgált jármű esetére kell meghatározni
- a – a jármű gyorsulása (m/s^2)

A járműre ható ellenálláserők pozitívnak tekintett F_e eredőjének, és a gépezet által kifejtett F kerületi vonóerő ismeretében már felírható az egyenletes sebességű haladás feltétele:

$$F = F_e$$

Általánosan elmondható, hogy a jármű megmozdításának és további gyorsuló mozgásának alapvető feltétele, hogy legyen elegendő vonóerő az ellenállások leküzdésére. Vagyis a jármű vezetése közben a vezető ezen kívánt mozgások megvalósításához igényli a hajtó gépezettől a megfelelő vonóerőt. A jelzett igény teljesítéséhez két további feltétel teljesülése szükséges:

- Álljon rendelkezésre elegendő nagyságú motornyomaték amelyet átszarmasztatunk a hajtott kerekre,
- A kerék és útfelület súrlódásos gördülőkapcsolata lehetővé tegye a szükséges vonóerő kifejtését.

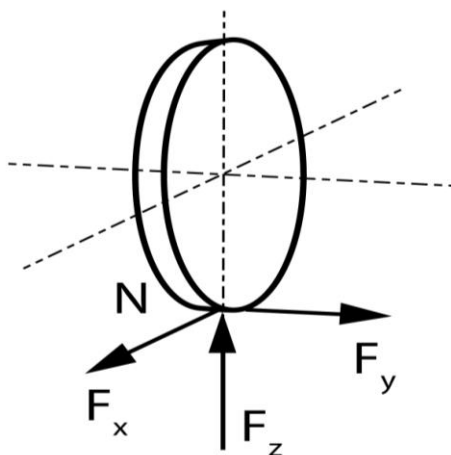
A most mondott első feltétel a motor megfelelő teljesítőképessége és a tengelykapcsoló üzemképessége esetén biztosított. A második feltétel az erőkapcsolati tényező elegendően nagy értékének jelenlétét követeli meg, mely követelmény az igényelt mozgás biztosítása érdekében kifejtett F_i kerületi vonóerő és a perdülésmentesen átvihető F_{x0} határerő egyenlőtlenségi relációjával fogalmazható meg:

$$F_i < F_{x0} ,$$

ahol:

- F_i – igényelt kerületi vonóerő
- F_{x0} – az útfelületre a menetirányban perdülésmentesen átadható határ erő

Az útfelületen megvalósuló gördülőérintkezés síkjában kifejtendő F_x hossz- és F_y keresztirányú keréktalpi erő a keréktalpra ható eredő függőleges támaszerőtől és az útfelület közötti kúszási viszonyoktól – azaz a kerék és a jármű mozgásállapotától függ.



106. ábra A közúti jármű keréktalpi erői

A kerék útfelülettel fennálló érintkezési síkjában a hossz- és keresztirányban átvitt erőket az erőkapcsolati tényezőkkel származtatjuk:

$$F_x = F_z \mu_x, \quad F_y = F_z \mu_y,$$

Ahol μ_x és μ_y az x és y irányú *erőkapcsolati tényezők* melyek a gördülőkapcsolat rugalmasági és súrlódási jellemzőivel vannak kapcsolatban. Az erőkapcsolati tényezők közül a hosszirányú jellemző már szerepelt a vasúti kerék és a sín gördülőkapcsolatának tárgyalásakor a 4.3.4 alfejezetben, ahol a kerék hosszirányú kúszása lépett be a gördülőkapcsolatban átvitt kerületi erő meghatározó változójaként. A jelen tárgyalásunkban a közúti járműveknél a helyzet teljesen hasonló, a μ_x hosszirányú erőkapcsolati tényező a kerék v_x hosszirányú kúszásától, a μ_y keresztirányú erőkapcsolati tényező pedig a kerék v_y keresztirányú kúszásától (vagy oldalkúszásától) függ. A jelzett függvénykapcsolatok alakulásába több elhatárolható tényező is beleszól, és okozza az erőkapcsolati tényező széles intervallumban érvényesülő sztochaszticitását. A jelzett tényezők a következők:

- a gördülőkapcsolat kontaktfelületének egy részén nyugvó súrlódásos erőátadás érvényesül
- a gördülőkapcsolat kontaktfelületének egy részén csúszó súrlódásos erőátadás érvényesül
- a fentiekben tekintett erőzáráson túl felléphet alakzárás is, a gumiabroncs egyes elemei elakadnak az útfelület bordáiban
- a gumiabroncs és az aktuális anyagi tulajdonságú útfelület közé harmadik anyag: sár, víz, hó, jég kerülhet.

A kapcsolat minőségét kifejező tapadási tényező ezért széles intervallumban változhat. Az erőkapcsolati tényező felső határértékét *tapadási határnak* vagy *tapadási tényezőnek* nevezük. Ezen felső határértékek is ingadozást mutatnak, bizonytalansággal terheltek. Néhány esetre az alábbi értékek tájékoztatnak:

- száraz beton, aszfalt úton $\mu=0,9-0,95$

- kockaköves úton $\mu=0,6-0,7$
- jeges úton $\mu=0,1-0,2$

Vizes úton előfordulhat, hogy a kerék nem tudja a keréktalp alól kiszorítani a vízréteget, a kerék felúszik a vízfelületre: ez az aquaplaning jelenség, ilyenkor a tapadási határ szinte zérus értékre csökken.

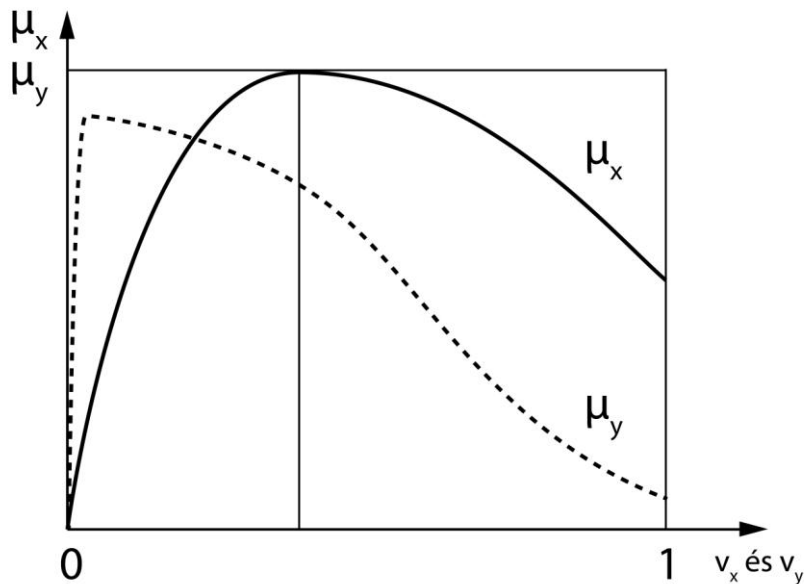
Fontos kiemelni, hogy az erőkapcsolati tényező bármely konkrét felületi érintkezési feltétel fennállása esetén is alapvetően a kerék és az útfelület között fellépő – már említett – hossz- és keresztirányú kúszásoktól függ. Ha a közúti jármű haladási sebességét v , a járműkerék kerületi sebességét v_k , akkor a hosszirányú kúszást a

$$v_x = \frac{v_k - v}{v} \Big|_{v \neq 0}$$

képlet értelmezi. Nyilvánvaló, hogy vonóerőkifejtés esetén a hosszirányú kúszás pozitív értékű, míg fékezőerő kifejtésekor negatív értékű lesz. Megjegyezzük, hogy egyes irodalmi források a fékezés esetére is pozitív erőkapcsolati tényezőt értelmeznek a számlálóbéli sebességek felcserélésével. A kerék keresztirányú kúzását a

$$v_y = \frac{v_{ky}}{v} \Big|_{v \neq 0}$$

hányados értelmezi, ahol v_{ky} a kerék keresztirányú sebességét jelöli. A 107. ábrán pozitív kúszási értékek esetére mutatjuk be az erőkapcsolati tényezők kúszásfüggését.



107. ábra A hosszirányú és a keresztirányú erőkapcsolati tényező kúszásfüggése

Ha a jármű gyorsításakor a vonóerő meghaladja a tapadási erőt, vagyis

$$F_i > F_{x0}$$

a kerék kipörög, azaz a hosszirányú keréktalpi erő most már tiszta csúszósúrlódási erővé válik. Ha a kipörögés a jármű álló állapotában következik be, amikor is $v = 0$, a jármű

gyorsulása kicsi lesz, mivel a csúszósúrlódási erő jóval kisebb a tapadás esetén elérhető keréktalpi hosszirányú erőnél. Figyeljük meg, hogy $v = 0$ esetén a kúszást értelmező képlet szingulárisává válik, ezért a $v = 0$ eset a szokásos kúszási képlettel nem kezelhető.

A kerék kipörgésének megakadályozására a kerékre vitt hajtónyomatékokat korlátozni kell. Erre szolgál az ASR (Anti Slip Regelung) jelű, kipörgésgátló nyomatékszabályozó rendszer.

A kerék túlfékezésekor a kerék megáll (blokkol) ekkor $v_k = 0$ és $v = -1$. Ezt a folyamatot akadályozza meg az ABS (Antiblokk System) fékezőerő szabályzó rendszer.

A hosszdinamikai elemzés folytatásához feltételezzük, hogy a jármű gyorsuló mozgásához szükséges vonóerő kifejthető a kerék és útfelület közötti tapadás révén. Így a mozgásegyenlet felírható Newton 2. axiómájának alkalmazásával:

$$F - G_x - F_f - F_w = F_t,$$

vagy zérusra redukálva a D'Alambert elv alapján

$$F - G_x - F_f - F_w - F_t = 0.$$

Részleges átalakítást végezve a G súlyerő G_x lejtő irányú komponensének és az F_f gördülési ellenálláserőnek az összegét a G járműsúlyra vezetjük vissza a ψ szorzótényező bevezetésével: a következő egyenlet szerint:

$$G \cdot \psi = G_x + F_f = G \cdot \sin\alpha + f \cdot G \cdot \cos\alpha = G \cdot (\sin\alpha + f \cdot \cos\alpha).$$

A ψ tényező egymagában jellemzi az útfelület tapadási viszonyait és a mozgáspálya emelkedési és lejtési viszonyait, ezért *útellenállási tényezőnek* nevezzük.

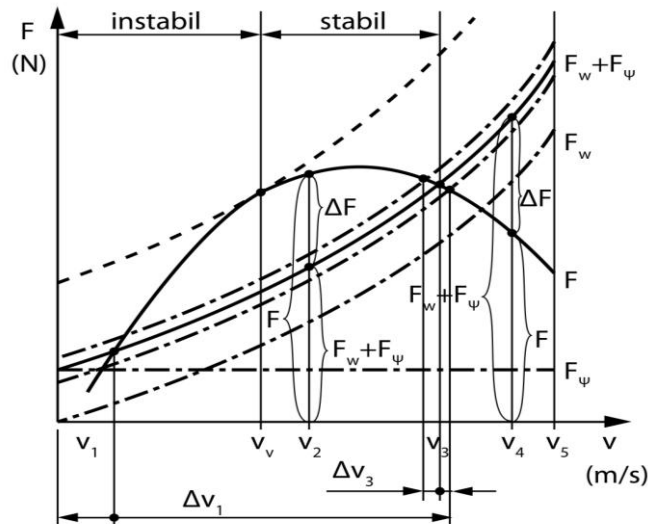
A gépjármű gyorsítási folyamatát hosszdinamikai mozgásegyenlete tehát a fentiek alapján az

$$F - G \cdot \psi - F_w - F_t = 0$$

Ez az egyenlet a jármű által megtett ismeretlen $s(t)$ befutott útra vonatkoztatva nemlineáris másodrendű, változó együtthatós, inhomogén differenciálegyenlet. Az inhomogenitása a vezető tevékenységéből (gázadás, kupplungolás, fokozatváltás) adódik, ami miatt az F vonóerő időfüggő vezérelt erőként lép be a mozgásegyenletbe. Megoldásfüggvénye a jármű mozgáspályán elfoglalt helyzetét (befutott útját) megadó $s = s(t)$ időfüggvény. A mozgásegyenlet megoldása történhet:

- analitikusan: közelítő számítással, számítógépes modellezéssel,
- grafikusán: a vonóerődiagram segítségével.

A vonóerődiagram a 108. ábra szerint a jármű sebessége függvényében ábrázolja a vonóerőt és az ellenálláserőket. A $G \psi$ útellenállási erőre bevezetjük az F_ψ indexes jelölést..



108. ábra A gépjármű vonóerő-diagramja a vonóerőt és az ellenállásereket ábrázolja

1. A diagramban berajzolt v_2 sebesség esetén a függőleges erőmetszések figyelembevételével jól látható, hogy egyrészt $F - F_w - F_\psi - \Delta F = 0$, másrészt pedig a gépkocsi mozgásegyenlete alapján az $F - F_w - F_\psi - F_t = 0$ összefüggés érvényes. A két egyenlet egyenlővé téve (mindkettő jobb oldala zérus), kapjuk a $\Delta F = F_t$ egyenlőséget, azaz, ha ΔF vonóerő feleslegünk van, akkor a jármű tud gyorsítani, a ΔF vonóerő felesleg fedezi a gyorsítás erőigényét, a gyorsítással szemben fellépő F_t tehetetlenségi erőt. Ez utóbbi tehetetlenségi erő a korábban tárgyaltak szerint az $F_t = (G/g) \cdot \delta \cdot a$ képlet szerint függ a jármű G/g tömegétől, a δ forgótömeg tényezőjétől és az a gyorsulásától. A kapott függőleges ΔF metszék dinamikai jelentése tehát $\Delta F = F_t = (G/g) \cdot \delta \cdot a$. A pillanatnyi gyorsulás ennek alapján tehát:

$$a = \frac{\Delta F}{(G/g)\delta}.$$

Ha nem akarunk gyorsulni, akkor csökkenteni kell az F vonóerőt, hogy a tekintett v_2 sebességnél $\Delta F = 0$ álljon fenn. Ez történhet gázelvétellel vagy a sebességváltó magasabb fokozatba kapcsolásával.

2. A diagramba berajzolt v_4 sebesség esetén a $\Delta F = F - F_w - F_\psi$ erőidifferencia jól láthatóan negatívra adódik, ezért a sebességváltozás időegységre eső fajlagos értéke a gyorsulás most Newton 2. axiómája szerint negatívra adódik:

$$a = \frac{\Delta F}{(G/g)\delta} < 0.$$

A v_4 sebesség esetén tehát vonóerőhiány lép fel, a jármű lassul. Ha el akarjuk kerülni a lassulást, akkor a vonóerő hiányt meg kell szüntetni: vagy gázelvétellel, vagy alacsonyabb sebességi fokozatba való kapcsolással.

3. A diagramba berajzolt v_1 sebesség esetén a ΔF erődifference zérus, azaz: $F - F_w - F_\psi = 0$. Ebben az esetben a jármű sebessége állandó. Ha az úttellenállás kismértékben csökken (csökken az út emelkedési szöge), már pozitív ΔF erődifference (vonóerő felesleg) lép fel, a jármű az F vonóerőgörbe érvényessége esetén további gázadás nélkül is gyorsulni kezd egészen a v_3 sebességig. Ha azonban az úttellenállás kismértékben növekszik (nő az út emelkedési szöge), akkor negatív ΔF erődifference lép fel vonóerő hiány keletkezik, gázadás vagy sebességváltás nélkül a jármű lassul, sőt végül leáll. Tehát a v_1 sebességnél a jármű kis ellenállás változásra is nagy sebességváltozással (Δv_1) reagál, vagyis itt a *jármű haladása instabil*.

3. A diagramba berajzolt v_3 sebesség esetén a ΔF erődifference ismét zérus, részletesen kiírva: $F - F_w - F_\psi = 0$. Ekkor a gépjármű sebessége ismét állandósult lesz. Ha ilyen esetben az úttellenállás kismértékben csökken, vonóerő felesleg lép fel ($\Delta F > 0$), ezért a jármű gázadás nélkül kismértékben gyorsulni kezd. Az úttellenállás kismértékű növekedése esetén viszont vonóerőhiány lép fel ($\Delta F < 0$), és a jármű kissé lassulni fog.

Tehát a v_3 sebességnél a jármű kis ellenállás változásra kis sebességváltozással (Δv_3) reagál, vagyis itt a *jármű mozgásállapota stabilnak* nevezhető.

Az instabil és a stabil mozgásállapot határát az a sebesség határozza meg, amikor a vonóerőgörbének és az $F_w + F_\psi$ menetellenállás görbének csak egyetlen közös pontja van (azaz az $F = F_w$ egyenletnek csak egy megoldása van). A vonóerő diagramon ez a pont az $F_w + F_\psi$ ellenállásgörbe és az F vonóerőgörbe érintkezési pontja. Ez a gépjármű üzeme során úgy valósul meg, hogy ha pl. az emelkedő egyre meredekebb lesz, akkor a jármű egyre lassul, és egy adott sebességnél a jármű mozgása instabillá válik, „rángatni” kezd. Ez a sebességváltó visszaváltásának utolsó pillanata.

A diagramban a fentiekben tárgyalt érintkezési ponthoz berajzolt v_v sebességet váltási sebességnek nevezzük. A visszaváltás (alacsonyabb sebességi fokozatba kapcsolás) megváltoztatja a sebességváltó addig érvényes módosítását, aminek következtében a vonóerő megnő, de a sebességtartománya csökken. Az i -edik sebességi fokozatban a korábban alkalmazott jelölésekkel összhangban a vonóerő nagysága:

$$F_i = M_m \cdot k_{si} \cdot k_o \cdot \eta_o \cdot R_g.$$

A képletben a gépjármű sebességváltójának az i -edik sebességi fokozatban érvényes nyomatékmódosítását most k_{si} jelöli. A jármű i -edik sebességi fokozatban érvényes v_i sebessége n_m motor fordulatszám ($[n_m]=1/s$) esetén:

$$v_i = n_m \cdot 2 \cdot R_g \cdot \pi \cdot k_{si} \cdot k_o.$$

Figyelembe véve a korábban tett megjegyzést, miszerint a k -val jelölt *elvi* nyomatékmódosítások a fordulatszám-módosítások reciprokaként vannak értelmezve, azaz $k_{si} = 1/i_{si}$ és $k_0 = 1/i_0$, ahol i_{si} ill. i_0 a sebességváltó, ill. a véghajtómű (differenciálmű) fordulatszám módosítása, a jármű haladási sebességét

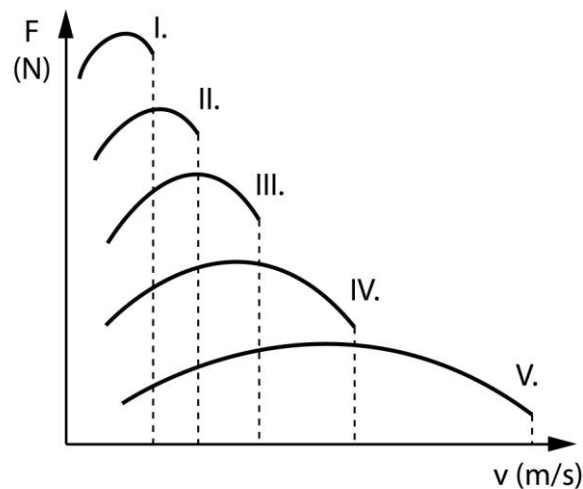
$$v_i = n_m 2R_g \pi \frac{1}{i_{si} i_0}$$

alakban is felírhatjuk. Visszaváltáskor a vonóerő növekszik, ennek mértéke könnyen adódik a $F_{i-1}/F_i = k_{si-1}/k_{si}$ a sebességtartomány csökken:

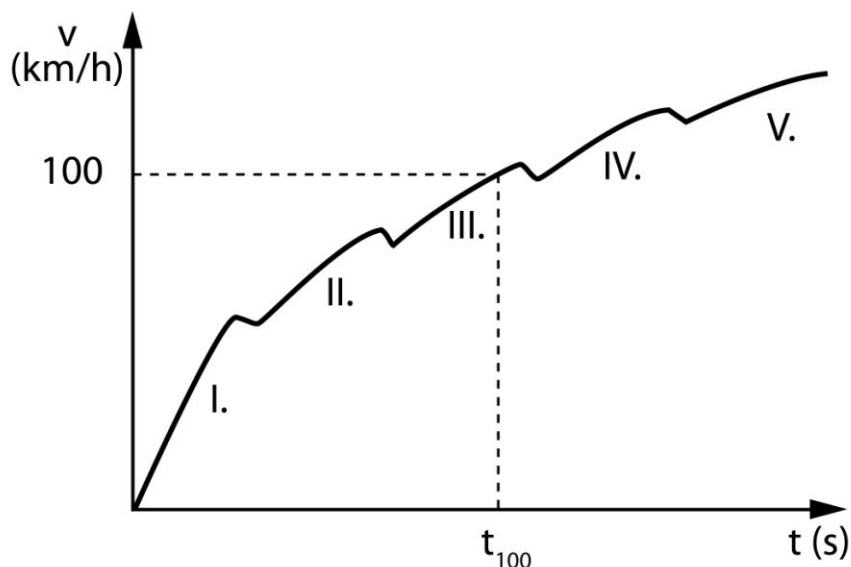
$$v_{i-1}/v_i = k_{si}/k_{si-1} = i_{si-1}/i_{si}$$

Például: egy gépjármű harmadik fokozatának elvi nyomatékmódosítása $k_3 = 2$, a második fokozatának elvi nyomatékmódosítása $k_2 = 3$, ekkor $F_2 = F_3 \cdot 1,5$ és $v_2 = v_3/1,5$

A gépjármű rögzített tüzelőanyag-hozzávezetési viszonyok mellett érvényes *teljes* vonóerő-diagramja a sebességváltó fokozatokkal megegyező számú vonóerőgörbét tartalmaz. A menetközben fellépő ellenállások ismeretében meghatározható a bekapcsolandó fokozat és meghatározható a jármű maximális emelkedő mászó képessége.

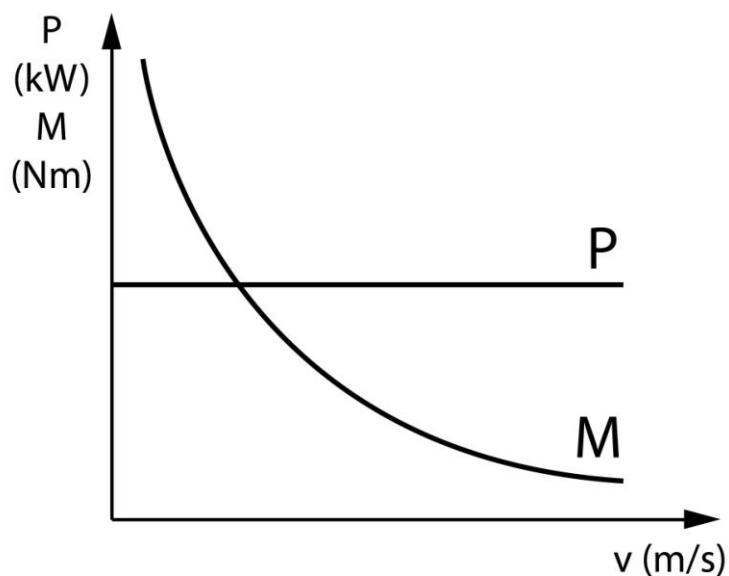


109. ábra A gépjármű teljes vonóerő-diagramja rögzített tüzelőanyag-hozzávezetési viszony esetén
A jármű hosszdinamikai egyenletéből meghatározható a mozgás dinamikája. Például a sebesség-idő vagy gyorsulás-idő karakterisztikák. A 110. ábrán a gépkocsi indítási folyamatát kísérjük figyelemmel, a sebesség idő függvényében való növekedését. Figyeljük meg a sebességfokozat átkapcsolásokkal járó vonóerő-kimaradás okozta lokális lassulási helyeket.



110. ábra A gépkocsi indításának sebesség – idő függvénye

Az eddigiekből levonható következtetés, hogy a belsőégésű motoros járműveknél a sebességváltó alkalmazása ezen motorok kedvezőtlen effektív nyomatéki és teljesítmény görbéje miatt szükséges. Az ideális teljesítménytartó erőgép karakterisztikát korábbi tanulmányokból (Általános járműgéptan) ismerjük, ahol is a teljesítmény állandósága miatt a nyomaték hiperbolikusan csökken a sebesség növekedésével.



111. ábra Ideális teljesítménytartó erőgép karakterisztika

A fenti ideális teljesítménytartó karakterisztikát az elektromos autók speciális vezérelt üzemű villanymotorjaival lehet megközelíteni.

sége a kerekek percenkénti fordulatszámával a $v_i = R_{gi} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_i / 60$ képlettel adható meg. A bevezetett képletben R_g a kerék gördülési sugara, n_i pedig a kerék percenkénti fordulatszáma, $i = 1, 2, 3, 4$. Ha kerekek és az útfelület között csúszás nincs (tisztá gördülés), akkor érvényes a $v_i = V_i$ egyenlőség, azaz a kerekek saját tengely körüli forgásának kerületi sebességei skálár nagyságukat tekintve megegyeznek a kerékközéppontok kanyarodási sebességével. Amennyiben a gépkocsi kerekeinek gördülési sugarai megegyeznek, a kerületi sebességekre, a kanyarodási sugarakra és a kerékfordulatszámokra a következő arány sor írható fel:

$$\frac{v_i}{v_{i+1}} = \frac{R_i}{R_{i+1}} = \frac{n_i}{n_{i+1}}.$$

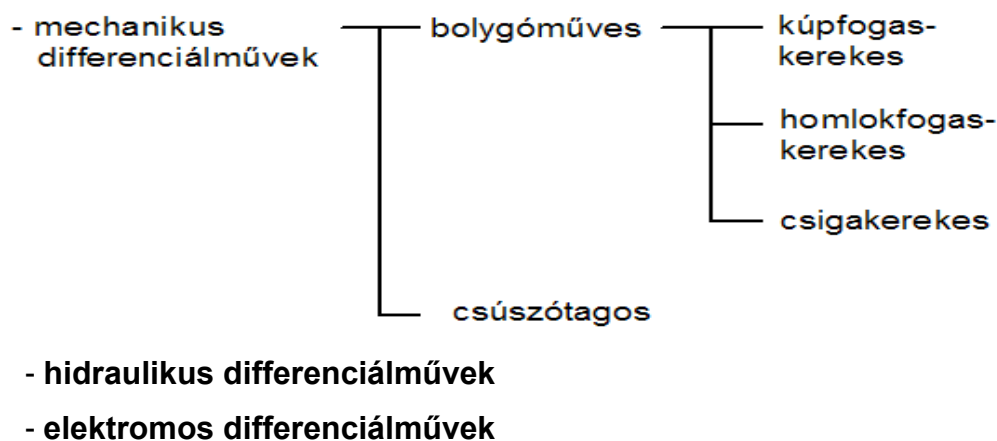
A fenti képletben az $i+1$ index az i -edik kerékhez képest a gépkocsi másik oldalán azonos elhelyezésben lévő kerékre utal. Vizsgálható a gépkocsi első két kereke ill. a hátsó két kereke közötti középső pont (D_1 és D_2) sebességi és kanyarodási sugár jellemzője is. Az ábrán vázoltuk a V_e és V_h kerék középponti kanyarodási sebesség vektorokat és R_e és R_h kanyarodási sugarakat. Egyszerűen adódik a következő arány-rendszer:

$$\frac{v_e}{v_h} = \frac{R_e}{R_h} = \frac{\sqrt{L^2 + R_h^2}}{R_h} = \frac{n_e}{n_h}.$$

Amennyiben a fenti összefüggések szerinti számításokat a jármű sebességkijelzője által jelzett sebességből kiindulva kell elvégezni, akkor a mutatott sebességet (v) a hátsó tengely középpontjának sebességével (v_h) azonosnak vehetjük, azaz $v = v_h$.

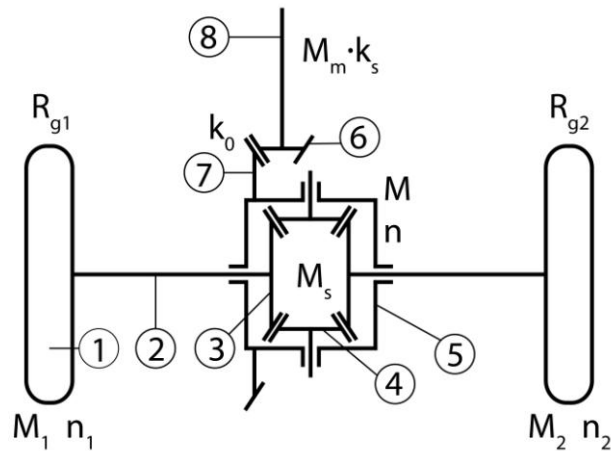
6.3.2 Differenciálmű konstrukciók

A fordulatszám kiegyenlítés és a nyomatékelosztás konkrét formája és paraméterei a különböző szerkezeti megoldású differenciálműveknél eltérően valósul meg. Ezért tekintsük át a gépjárművekben használatos differenciálmű konstrukciókat (l. 113. ábra)!



113. ábra A differenciálmű konstrukciók felosztása

A gépjárművekben leggyakrabban használatos a kúpfogaskerekes bolygóműves differenciálmű, melynek kinematikai vázlatát a 114. ábra mutatja.



114. ábra Kúpfogaskerekes bolygóműves differenciálmű kinematikai vázlata

A szereplő szerkezeti alkatrészek megnevezése:

1. kerék
2. féltengely
3. rózsakerék
4. bolygókerék
5. bolygókerekek háza
6. meghajtó kúpkerék
7. tányérkerék
8. kardántengely

A differenciálmű üzemét meghatározó mechanikai jellemzők:

- M_1 – a gyorsabban forgó kerékre ható nyomaték (Nm)
- n_1 – a gyorsabban forgó kerék fordulatszáma (f/perc)
- M_2 – a lassabban forgó kerékre ható nyomaték (Nm)
- n_2 – a lassabban forgó kerék fordulatszáma (f/perc)
- M – a bolygókerekek házára ható nyomaték (Nm)
- n – a bolygókerekek házána fordulatszáma (f/perc)
- M_s – a differenciálmű súrlódási nyomatéka (Nm)
- k_0 – a tányér és a kúpkerék áttétele
- M_m – a motor nyomatéka (Nm)
- k_s – a sebességváltó bekapcsolt fokozatának áttétele
- R_g – a kerekek gördülő sugara (m)

6.3.3 Kúpkeres bolygóműves differenciálmű fordulatszám összefüggései

A különböző fordulatszámok között fennálló legjellemzőbb összefüggéseket a következőkben foglaljuk össze. Ha $n = 0$, akkor $n_1 = -n_2$. Ha $n_1 = 0$, akkor $n_2 = 2 \cdot n$. Ha pedig $n_1 \neq 0$ és $n_2 \neq 0$, akkor $n = (n_1 + n_2)/2$.

6.3.4 Kúpkeres bolygóműves differenciálmű nyomaték elosztása

Ha a differenciálmű teljesen súrlódásmentes, azaz $M_s = 0$, akkor a következő nyomatéki összefüggések érvényesek: $M_1 + M_2 = M$, $M_1 = M/2$, $M_2 = M/2$ és így $M_1 = M_2$. Valóságos rendszerben azonban mindig van súrlódás, és a szabályozott differenciálműveknél éppen a belső súrlódás variálásával lehet változtatni a nyomatékelosztás arányait.

Ha tehát $M_s \neq 0$, akkor $M_1 = (M/2) - M_s$; $M_2 = (M/2) + M_s$ továbbá $M_1 + M_2 = M$.

A differenciálművek jellemzéséhez hasznos használatos fogalmak a következők:

Az önzárási tényező: a kerekek közötti fajlagos nyomatékkülönbség

$$K = (M_2 - M_1)/(M_2 + M_1) = 2M_s/M (\cdot 100\%).$$

Az önzárási tényezővel kifejezve a jellemző nyomatékok a következő alakban írhatók fel:

$$M_s = K \cdot M/2,$$

$$M_1 = (M/2)(1 - K), M_2 = (M/2)(1 + K).$$

A két oldali keréknnyomatékok hányadosaként értelmezett nyomatékelosztási tényező:

$$m = M_2/M_1, m = (1 + K)/(1 - K), K = (m - 1)/(m + 1).$$

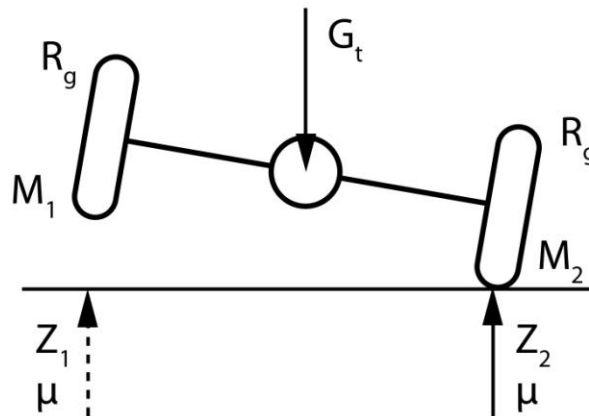
6.3.5 A differenciálművek jellemző dinamikai hatása

A differenciálművek nyomatékelosztó szerepének különösen kétféle üzemeltetési állapotban van kiemelt jelentősége:

A) eset: A jármű jó úton nagy sebességgel kanyarodik, a belső oldali hajtott kerék elemelkedik az útfelületről.

B) eset: A jármű csúszós úton, terepen halad, a hajtott kerekek kipöröghetnek.

Az A) eset elemzését a 115. ábra alapján végezzük el.



115. ábra A belső oldali kerék elemelkedik kanyarodáskor

A dinamikai viszonyok elemzéséhez az alábbi kezdeti feltételeket tekintjük érvényesnek:

- tapadásra: $\mu_1 = \mu_2 = \mu$
- kerékterhelésre: $Z_1 = 0; Z_2 = G_t$
- gördülő sugárra: $R_{g1} = R_{g2} = R_g$
- bemenő nyomatékra: $M = M_m \cdot k_s \cdot k_o$
- keréknyomatékokra: $M_1 = 0$

A kérdés mármost az M_2 nyomaték alakulása. Az alábbiakban két variációt vizsgálunk.

A/1 variáció: Súrlódásmentes ideális differenciálmű esetében

$$M_s = 0, \text{ ezért } K = 0 \text{ és } M_2 = K \cdot M = 0,$$

Ekkor tehát a felemelkedő kerék kipörög, ott a nyomaték elszökik, és a másik kerék nem kap nyomatékot. Ezért valóságos esetben a differenciálmű nem lehet súrlódásmentes.

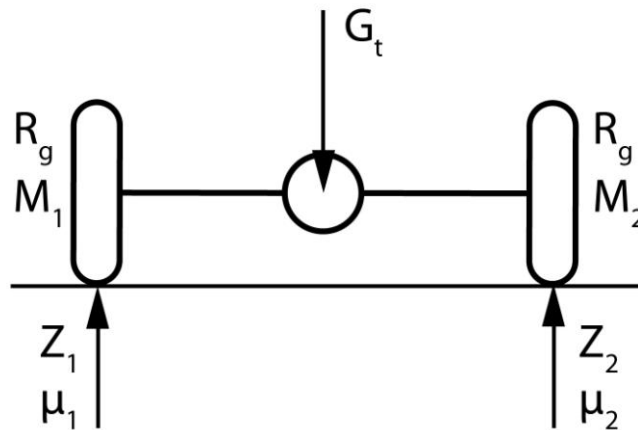
A/2 variáció: Ha a differenciálműben belső súrlódás van jelen, akkor $M_s \neq 0$, és így $K \neq 0$, azonban a kerék felemelkedése miatt $M_1 = 0$, amiből az $M_2 = K \cdot M$ összefüggés következik.

Ha például $K=1$, akkor az egész motornyomaték átmehet az útfelületen maradt kerékre ($M_2 = M$), de ez a nyomaték csak a kerék és az útfelület közötti tapadási határerő nagyságáig eredményezhet vonóerőt, azon túl már ez a kerék is kipörög. Az útra levihető maximális nyomaték:

$$M_{2\max} = G_t \cdot \mu_{\max} \cdot R_g,$$

tehát érvényesülni kell az $M_2 < M_{2\max}$ feltételnek.

A B) eset elemzése a 116. ábra alapján történhet.



116. ábra A csúszós úton vagy terepen haladó járműnél a hajtott kerekek kipöröghetnek

A dinamikai viszonyok elemzéséhez az alábbi kezdeti feltételeket tekintjük érvényesnek:

- tapadásra: $\mu_{1\max} < \mu_{2\max}$
- kerékterhelésre: $Z_1 = Z_2 = G_t/2$
- gördülő ellenállásra: $R_{g1} = R_{g2} = R_g$

B/1 variáció: Súrlódásmentes ideális differenciálmű esetében:

$$M_s = 0 \text{ és } K = 0 \text{ lévén } M_1 = M_2 .$$

Ekkor az útfelületnek átadható nyomatékok az alábbiak szerint alakulnak

$$M_{1\max} = Z_1 \cdot \mu_{1\max} \cdot R_{g1} = (G_t/2) \cdot \mu_{1\max} \cdot R_g ,$$

$$M_{2\max} = Z_2 \cdot \mu_{2\max} \cdot R_{g2} = (G_t/2) \cdot \mu_{2\max} \cdot R_g .$$

Azonban az önzárási tényező $K=0$ értékéből adódóan most:

$$M_2 = M_{1\max} .$$

Kiadódott tehát, hogy a kisebb tapadási tényező határozza meg a kifejthető nyomaték értékét.

B/2 variáció: Itt azt a kérdést vetjük fel, hogy mekkora legyen a K önzárási tényező, ha mindkét keréken ki akarjuk fejteni a tapadás által biztosítható maximális nyomatékokot. A szokásos jelölések alkalmazásával ekkor az

$$m = M_{2\max}/M_{1\max} = Z_2 \cdot \mu_{2\max} \cdot R_{g2}/Z_1 \cdot \mu_{1\max} \cdot R_{g1}$$

kifejezések adódnak, de a kezdeti feltételeket figyelembe véve:

$$m = (G_t/2) \cdot \mu_{2\max} \cdot R_g / ((G_t/2) \cdot \mu_{1\max} \cdot R_g) = \mu_{2\max} / \mu_{1\max}$$

és a szükséges önzárási tényezőre az

$$K = (m-1)/(m+1) = (\mu_{2\max} - \mu_{1\max}) / (\mu_{2\max} + \mu_{1\max})$$

eredmény adódik.

B/3 variáció: Ennél azt a kérdést vizsgáljuk, hogy adott K önzárási tényező esetén mekkora nyomatékokat tudunk „levinni” az útfelületre. A nyomatékelosztási tényező a K önzárási tényezőre

zövel az $m = (1 + K)/(1 - K)$ összefüggés szerint van meghatározva. A két oldalon az átvihető maximális nyomatékot az

$$M_{1\max} = Z_1 \cdot \mu_{1\max} \cdot R_{g1} = (G_t/2) \cdot \mu_{1\max} \cdot R_g$$

és az

$$M_{2\max} = Z_2 \cdot \mu_{2\max} \cdot R_{g2} = (G_t/2) \cdot \mu_{2\max} \cdot R_g$$

képletek határozzák meg. Hányadost képezve és m jelentését figyelembe véve:

$$M_{2\max} = m \cdot M_{1\max}$$

Így a kipörgés elkerüléséhez teljesülnie kell az $M_2 \leq M_{2\max}$ feltételnek. Kiadódott, hogy a kerekek kipörgési eseménye korlátozza az útfelületre „levihető” legnagyobb nyomatékot.

6.4 A fékrendszer

6.4.1 A fékrendszer feladata

A gépjármű fékrendszerének feladatát az alábbi négy funkció megvalósításának igénye határozza meg:

- lassítani a járművet,
- megállítani a járművet,
- rögzíteni az álló járművet,
- elősegíteni a jármű menetstabilitását (ESP funkció)

A fékrendszer a jármű alkotórészei közül a leginkább befolyásolja a jármű stabilitását menet közben és álló helyzetben egyaránt. Vagyis a közúti járművek legbiztonság-kritikusabb rendszere. A közúti járművek biztonságával legszorosabban összefüggő műszaki témákban nemzetközi szintű egyeztetés, összehangolás alakult ki. Az ENSZ keretén belül egy önálló nemzetközi bizottság (elterjedt nevén Bécsi Bizottság) foglalkozik ezzel a szakterülettel. Határozatait irányelvek, állásfoglalások formájában adja közre, majd az ENSZ tagállamok döntenek el, hogy azokból nemzetközi szabványok (ezek az ISO szabványok) vagy nemzeti szabványok vagy jogszabályok (törvények, rendeletek, stb.) formájában érvényesülnek.

Ezek az ECE jelű, magyarul ENSZ EGB határozatok. A közúti járművek fékrendszerére az ECE (ENSZ EGB) 13. határozata vonatkozik. Hazánkban ezek az előírások szakminiszteri rendeletekben jelennek meg. Pl. 5/1990 (IV.12.) KÖHÉM és a 6/1990 (IV.12.) KÖHÉM rendeletekben és azok későbbi kiegészítéseiben.

A közúti járművek lassítására konkrét előírások vannak, amelyek a különböző járműfajtákra meghatározzák a lassulás (a_F) konkrét értékeit.

Például:

- személygépkocsik esetén $a_F=5,8 \text{ m/sec}^2$
- tehergépkocsiknál $a_F=5,0 \text{ m/sec}^2$

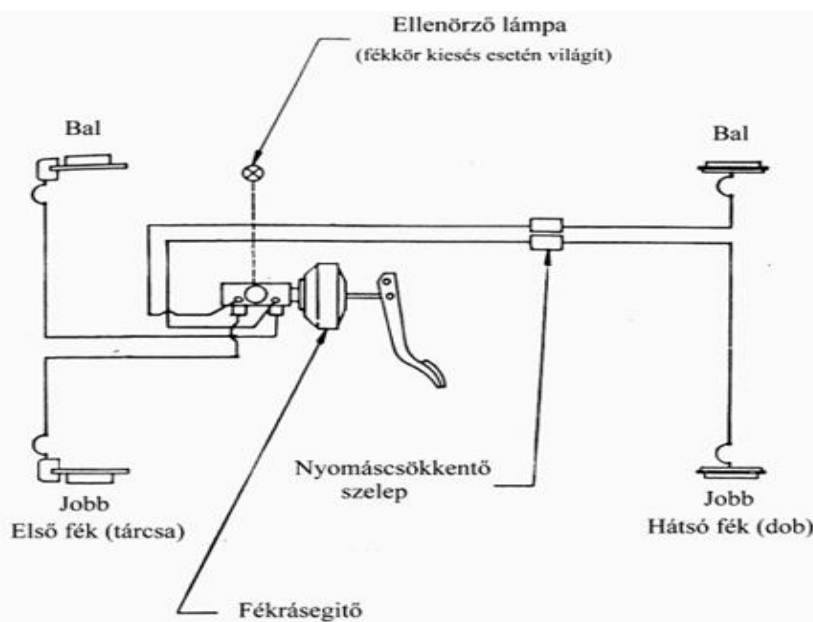
Az álló jármű rögzítésére előírt értékek:

- szóló járművet stabilan kell rögzíteni a fékrendszernek egy 18%-os lejtőn
- pótkocsis járműszerelvénynél 12%-os lejtőn

Az előírások kiterjednek a fékrendszert működtető erőszükségletre is.

- lábműködtetés esetén max. 500N
- kézi működtetés esetén max. 400N

A gépjárműveknél alkalmazott hidraulikus működtetésű egyszerű fékrendszer vázlatát a 117. ábrán mutatjuk be.



117. ábra A gépjármű kétkörös hidraulikus működtetésű fékrendszerének elrendezési vázlata

Az ENSZ EGB 13. előírás szerint a közúti járművekbe különböző üzemeltetésű fékeket kell beszerelni:

- Üzemi fék

Ez a jármű menet közbeni lassítására, megállítására szolgál. Az üzemi féknek kétkörös rendszerűnek kell lennie, egy kör meghibásodása esetén a másik kör még alkalmas a jármű lassítására. Személygépkocsinál korábban a két fékkör így épült fel (117. ábra):

1. fékkör: az első kerekek fékezését biztosítja
2. fékkör: a hátsó kerekek fékezését biztosítja

A korszerű személygépkocsinál „keresztkötés” érvényesül, miszerint:

1. fékkör: jobb első kerék + bal hátsó kerék
2. fékkör: bal első kerék + jobb hátsó kerék

- Biztonsági fék

Az üzemi fék kiesése, meghibásodása esetén még rendelkezésre álljon egy tartalék fék.

Az érvényben lévő a kétkörös üzemi fékrendszer esetén nem szükséges a járműbe biz-

tonsági féket szerelni, ha mindkét kör önállóan, egymagában képes a járművet az előírt lassulás felel értékével fékezni, vagyis személygépkocsiknál $2,9 \text{ m/sec}^2$, tehergépkocsiknál $2,5 \text{ m/sec}^2$ lassulással.

- Rögzítő fék (Elterjedt megnevezése kézfék)

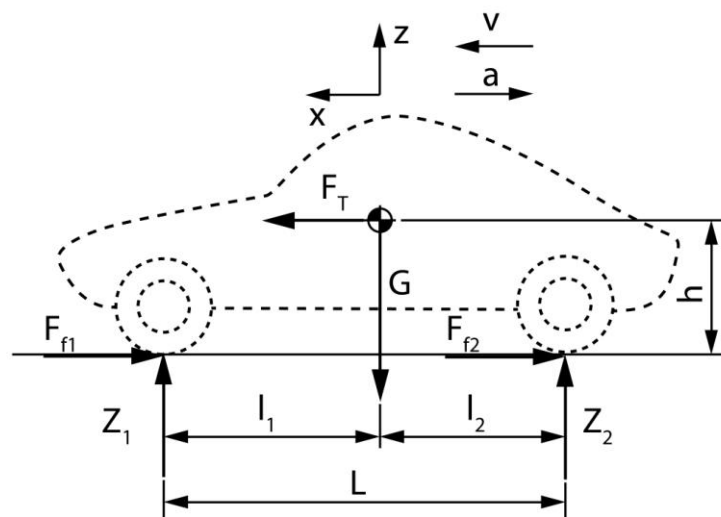
Az álló járművet rögzíti az előírt mértékű lejtőn. A jelenlegi előírások szerint fokozatmentesen szabályozható fékerőt kell szolgáltatnia, ezáltal menet közben is alkalmas a jármű megállítására, tehát még biztonsági, tartalék fékként is használható.

- Tartós lassító fék (elterjedt elnevezése: retarder)

Autóbuszoknál már kötelező, tehergépkocsiknál a közeljövőben írják elő. Az üzemi és a rögzítő fékektől független szerkezet. Feladata az üzemi fékszerkezet kímélése, helyettesítése hosszabb ideig tartó, de kisebb intenzitású fékezés esetén. A lassító fékekre vonatkozó dinamikai követelmény: ha a jármű lefelé elindul egy 7%-os lejtőn, akkor a sebessége a bekapcsolt retarder esetén ne haladja meg a 30 km/h sebesség értéket.

6.4.2 A fékdinamika alapjai

Az ENSZ EGB 13. előírás szerint a jármű fékezésének vizsgálata során elegendő egy egyszerűsített dinamikai modellt alkalmazni, mely szerint a jármű vízszintes, sima úton halad, a járműre csak a fékerő és a tehetetlenségi erő hat, a lassulás egyenletes. Ez az egyszerűsítés a biztonság javára történik, miután a valóságban a járművet fékezi a légellenállás, a gördülési ellenállás és a különböző alkatrészek súrlódása is.



118. ábra A gépkocsi fékezésekor fellépő erők

A 118. ábra szerinti egyszerűsített modell alapján felírható mozgásegyenlet:

$$-F_1 - F_2 = F_T,$$

ahol $F_T = \rho (G/g) \cdot a_F$ – $a_F < 0$, fékezéskor a gyorsulás negatív előjelű, azaz lassulás van – feltételezzük továbbá, hogy $F_F = F_1 + F_2 = \rho \cdot G \cdot \mu_{\max}$, vagyis a fékezéskor kihasználjuk a kerék és az útfelület közötti tapadási erőt. Így az erők egyensúlyából következő mozgásegyenlet

$$- G \cdot \mu_{\max} = (G/g) \cdot \rho \cdot a_F.$$

A megállásig fékezett járműre vonatkozó energia egyenlet $E_m - E_F = 0$ alakban írható fel, ami azt mutatja, hogy a gépjármű E_m mozgási energiáját a fékezés révén megvalósult E_F energiaelvonással fogyasztjuk el, miközben a jármű befutja a fékezés megkezdésétől a jármű megállásáig tartó s_F távolságot, az úgynevezett fékutat. Az energiaegyenlet részletesebb felírással az:

$$(G/g) \cdot \rho \cdot v^2 / 2 = G \cdot \mu_{\max} \cdot s_F$$

alakot ölti, ahol:

- G – a jármű súlyereje (N)
- g – 9,81 m/sec²
- ρ – a forgótömeg tényező (egyszerűsített modellben $\rho=1$ vehető)
- v – a jármű sebessége a fékezi kezdősebessége (m/sec)
- μ_{\max} – az útra jellemző tapadási tényező
- s_F – a fékút (m)

A mozgásegyenletből és az energiaegyenletből meghatározhatóak az elemi fékmutatók:

- a legnagyobb lassulás: $a_F = -(g/\rho) \cdot \mu_{\max}$
- a fajlagos lassulás: $z = a_F/g = -\mu_{\max}/\rho$
- az elméleti fékút: $s_F = \rho v^2 / (2 \cdot g \cdot \mu_{\max}) = v^2 / (2 |a_F|)$
- fajlagos (súlyegységre eső) fékezőerő:
 az egész járműre: $q = F_F/G$
 az egyes tengelyekre: $q_1 = F_{F1}/Z_1$; $q_2 = F_{F2}/Z_2$
 ahol: Z_1 és Z_2 az első és hátsó tengelyterhelés

A fajlagos fékerő és a tapadási tényező között speciális összefüggés van. A tapadás teljes kihasználása mellett, vagyis maximális fékezőerő esetén az egész járműre felírható

$$q_{\max} = F_{F\max}/G = G \cdot \mu_{\max} / G = \mu_{\max},$$

vagyis maximális fékezés esetén a fajlagos fékezőerő azonos a tapadási tényezővel. De ha csak kisebb lassulást akarunk elérni, akkor kevésbé nyomjuk a fékpedált, nem használjuk ki a teljes tapadási határerőt, tehát a kerék és útfelület között kisebb tapadás is elegendő. Vagyis a fékpedál lenyomásakor igénylünk egy adott lassulást, igénylünk egy ahhoz szükséges fékezőerőt, végezetül igénylünk egy az igényelt fékezőerőhöz tartozó erőkapcsolati tényező

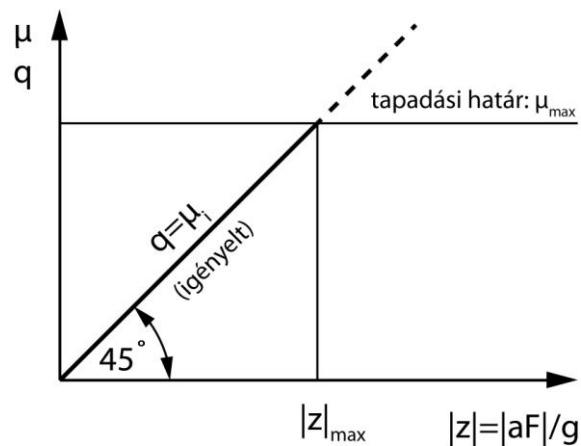
értéket. Ebből következően a fajlagos fékerő értéke és az igényelt hosszirányú erőkapcsolati tényező összefüggése:

$$q = F_{Fi}/G = G \cdot \mu_i / G = \mu_i .$$

Tehát a fajlagos fékezőerő nem más, mint egy igényelt hosszirányú erőkapcsolati tényező, ezt meghatározhatjuk az egész járműre, vagy egy-egy tengelyre is:

$$q = F_{Fi}/G = G \cdot \mu_i / G = \mu_i , \quad q_1 = F_{F1i}/Z_1 = Z_1 \cdot \mu_{1i} / Z_1 = \mu_{1i} , \quad q_2 = F_{F2i}/Z_2 = Z_2 \cdot \mu_{2i} / Z_2 = \mu_{2i} .$$

Ezt az összefüggést jól lehet szemléltetni a különböző adhéziós diagramokon. Például a 119. ábrán a fokozatosan növekvő lassulású fékezés esetére vonatkozó adhéziós diagram látható.



119. ábra Fokozatosan növekvő lassulású fékezés adhéziós diagramja

Fékerő-felosztás tengelyek között

A fékdinamikai számítások bonyolult feladata a jármű lassulásához szükséges fékezőerő (F) felosztása az egyes tengelyek között. Az alapösszefüggés az $F_F = F_1 + F_2$ összeggel meghatározott. Ha az egyik tengelyen nagyobb fékezőerőt akarunk létrehozni, mint amennyit a kerekek tapadási határa megenged, azaz túlfékezzük a tengelyt, akkor a kerekek megcsúsznak, majd blokkolnak. Amennyiben az i -edik tengelyre $q_i = \mu_i > \mu_{\max}$, akkor a *túlfékezés*, ha pedig az i -edik tengelyre $q_i = \mu_i \leq \mu_{\max}$, akkor az *alulfékezés* esete forog fenn.

A kerekek megcsúszása a jármű stabilitásának elvesztését jelentheti. A stabilitásra vonatkozó gyakorlati axióma: „amelyik kerék megcsúszik, az előre igyekszik”.

A korszerű fékrendszereknél használatos ABS szabályzás ezért a kerekek megcsúszását akadályozza meg. De ABS esetén is arra kell törekedni, hogy a tengelyek közötti fékezőerő elosztás optimális legyen, vagyis minden tengelynél azonos legyen a fajlagos fékezőerő, vagyis az igényelt tapadási tényező. Ez csak akkor valósítható meg, ha a fékezőerő felosztást

szabályzó eszközt is tartalmaz a fékrendszer. A jármű stabilitásának megőrzése érdekében a szabályozási követelmény kiegészül a $q_1 \geq q_2$ feltétellel, vagyis az első tengely fajlagos fékezőereje (megfékezettsége) vagy legyen egyenlő a hátsó tengelyével, vagy annál nagyobb legyen. A feladat megoldásának bonyolultságát az okozza, hogy a fékezett jármű tengelyterhelései a lassulás intenzitásától függően állandóan változnak.

Álló helyzetben a tengelyterhelések statikus értékei méréssel, vagy egyszerű számítással meghatározhatóak az alábbi két egyenlet figyelembevételével:

$$Z_{1st} = G \cdot l_2 / L ; Z_{2st} = G \cdot l_1 / L ,$$

ahol:

- l_1 – a jármű súlypontjának távolsága az első tengelytől (m)
- l_2 – a súlypont távolsága a hátsó tengelytől (m)
- L – a jármű tengelytávja (m)

A fékezett jármű esetén fellép a súlypontba koncentrált tehetetlenségi erő, amely módosítja a tengelyterheléseket. A dinamikus tengelyterhelések a következők lesznek:

$$Z_{1d} = G \cdot l_2 / L + F_T \cdot h / L ; Z_{2d} = G \cdot l_1 / L - F_T \cdot h / L ,$$

ahol:

- $F_T = \rho(G/g) \cdot |a_F|$ - a tehetetlenségi erő (N)
- h – a súlypont magassága

A két tengelyen létrehozható fékerők arányát fékezőerő-felosztási tényezőnek nevezzük:

$$k = F_{F1} / F_{F2} .$$

A dinamikus tengelyterhelésekre vonatkozó összefüggések felhasználásával a fékezőerő felosztási tényező kifejtett alakját kapjuk:

$$k = Z_{1d} \cdot \mu / Z_{2d} \cdot \mu = (G \cdot l_2 / L + F_T \cdot h / L) \cdot \mu / (G \cdot l_1 / L + F_T \cdot h / L) \cdot \mu ,$$

$$k = (l_2 + (a_F/g) \cdot h) / (l_1 - (a_F/g) \cdot h) = (l_2 + \mu \cdot h) / (l_1 - \mu \cdot h) .$$

A képletek azt mutatják, hogy a fékerő felosztást befolyásolják a jármű súlypontjának koordinátái, a lassulás mértéke és a tapadási tényező. Ezek a jellemzők a jármű üzemeltetése során széles intervallumban és véletlenszerűen változhatnak. Változik a jármű gördülő tömege, ezáltal a súlypontjának helyzete, változó a fékezés intenzitása, változnak az útviszonyokkal meghatározott erőkapcsolati tényező-viszonyok. Ebből következően a fékezőerő felosztás arányát állandóan változtatni kellene, ezt viszont csak speciális fékezőerő szabályzó, fékezőerő módosító berendezéssel lehet megvalósítani.

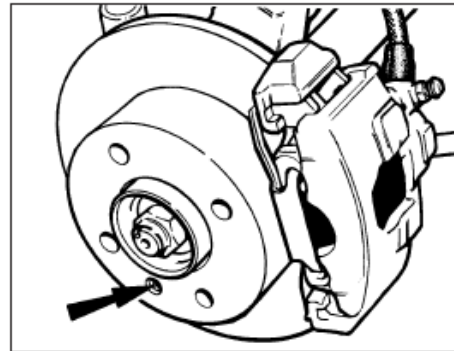
A fékezőerő-felosztás vizsgálatához, tervezéséhez szemléletes segédeszköz az egész járműre vonatkozó adhéziós diagram (lásd a 120. ábrát), amelyik a fékezés intenzitása, a tengelyen-

A kerékfékerőt létrehozó szerkezet lehet:

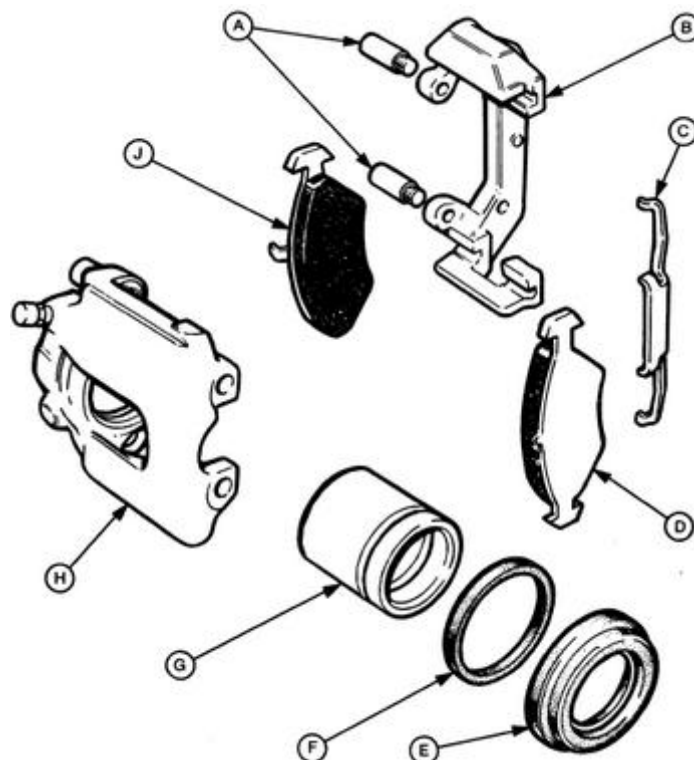
- mechanikus, súrlódásos, melynek két jellemző konstrukciója használatos:
 - tárcsafék
 - dobfék
- hidrodinamikus, munkagépek jellemző konstrukciója
- elektromos, villanyautókon alkalmazzák

A tárcsafék szerkezeti felépítését a 121. ábrán mutatjuk be. A szereplő alkatrészeket az alábbiakban soroljuk fel:

- A – fékhenger rögzítő csavarok
- B – féktartó
- C – biztosítólemez
- D – fékbetét
- E – porvédő
- F – tömítőgyűrű
- G – dugattyú
- H – fékhenger
- J – fékpofa

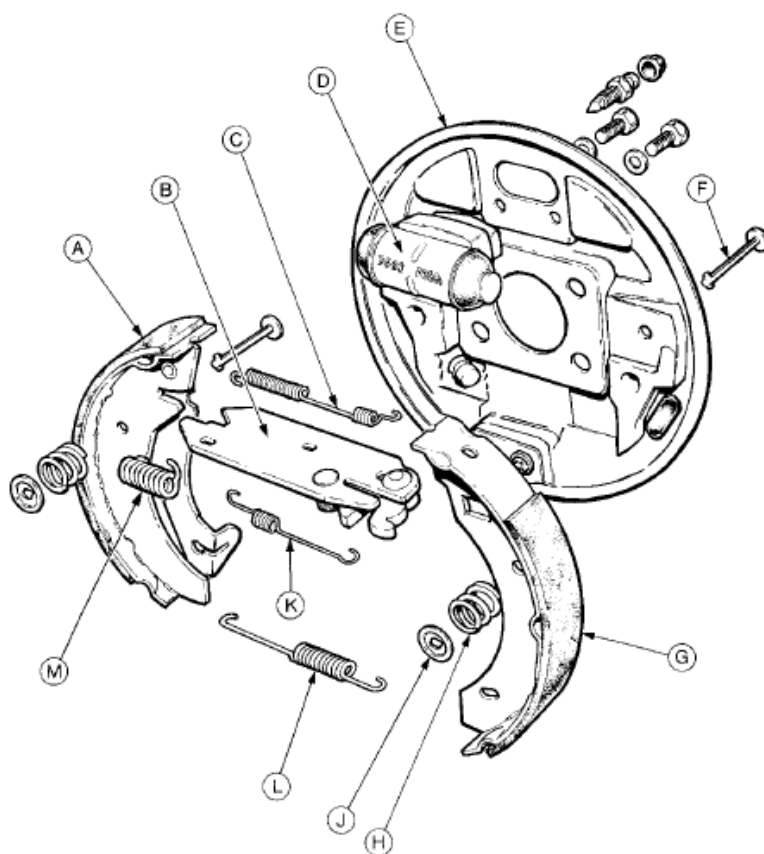
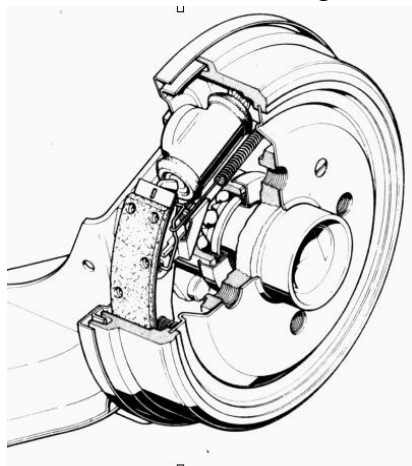


Összeállítási rajz



121. ábra. A tárcsás fék szerkezeti részei

- A – lefutó fékpofa
- B – utánállító
- C - rugó
- D - fékmunkahenger
- E - féklemez
- F- -tartócsap
- G – felfutó fékpofa
- H - nyomórugó
- J - rugótányér
- K - húzórugó
- L – visszahúzó rugó
- M – visszahúzó rugó



122. ábra A dobfék szerkezeti részei

A fékrendszert működtető szerkezetek típusai:

- hidraulikus rendszer: Pedállal működtetett főfékhenger, csővezetékek, fékerő-szabályozó elemek, fékmunkahengerek alkotják. Elsősorban személygépkocsiknál használatos.
- pneumatikus rendszer (légfék) : Kompresszor, levegő előkészítő elemek, tartályok, védő-, szabályzó szelepek, membrános munkakamrák, rugóerőtárolós fékhengerek alkotják elemeit. Autóbuszok, teherautók leggyakoribb fékműködtető rendszere.
- elektromechanikus rendszer: A kerékfékszerkezetben kifejtendő működtető erőt elektromágnes vagy léptető villanymotor hozza létre. Elsősorban kisebb személygépkocsikban alkalmazzák.
- mechanikus működtető rendszer: Pedállal, kézifékkarral, bowdennel, áttételes kulcsokkal, vonóékekkel működteti a kerékfékszerkezet súrlódó elemeit. Személygépkocsik rögzítő fékrendszerében, motorkerékpároknál, vonógömbös utánfutó pótkocsiknál használatos.

Az autóbuszok, teherautók lassító tartós fékrendszerének jellemző konstrukciói:

- Kipufogófék: A jármű kipufogócső rendszerébe beépített pillangószelep elzárásakor és a tüzelőanyag adagolás megszüntetésekor az erőátviteli rendszeren keresztül a motor ellenállása fékezi a meghajtott kerekeket. Korábban teherautóknál alkalmazták, kevésbé hatásos.
- Hidrodinamikus retarder: A jármű erőátviteli rendszere és a kocsitest megfelelő eleme közé beépített hidrodinamikus tengelykapcsoló folyadékkel telve fejt ki a fékező hatást, amely a folyadék leürítésével szüntethető meg. A munkafolyadék lehet hidraulika olaj, vagy a motor hűtővize.
- Elektromos örvényáramú retarder: A jármű erőátviteli rendszerébe épített villamos gép bekapcsolva fejt ki a lassító fékhatást. A fékezés során termelt villamos energia felhasználható az akkumulátorok töltéséhez is. Ez a legkorszerűbb lassítófék-rendszer.

6.5 Kormányrendszer

6.5.1 A közúti járművek kormányzásával szembeni általános követelmények

A közúti járművek kormányzásának az alábbi általános követelményeknek kell megfelelnie:

- Kanyarodás közben a kormányzott kerekek oldalirányú csúszás nélkül gördüljenek.
- A jobbra és balra kormányzás szimmetrikus legyen:
 - a) mindkét irányban az elkormányzási szögek maximális értékei azonosak legyenek;
 - b) a kormányáttétel szimmetrikus legyen;
 - c) az elkormányzási nyomaték szimmetrikus legyen.
- A kormánykerék kerületén kifejtett erő ne haladja meg a 150 N értéket,
- Szervokormányos járműveknél a szervorendszer meghibásodása esetén a 400 N értéket
- Az elkormányozás szögével arányosan növekedjen a kormányzási nyomaték.
- Kanyarodás közben a jármű vagy a járműszerelvény meghatározott szélességű folyosón belül haladjon.
- Az egyenes menetirányból elkanyarodó jármű farseprése megadott értéken belül maradjon.

6.5.2 A járművek kormányzásának alaptípusai

A közúti járműveken a kormányzás alábbi típusai fordulnak elő:

- a) tengelykormányzás (pótkocsikon)
- b) tengelycsonk-kormányzás (Ackermann-féle kormányzás gépjárműveken)
- c) alvázkormányzás (ízelt járművek esetén: vontatók, munkagépek)

6.5.3 A kormányzás általános geometriája

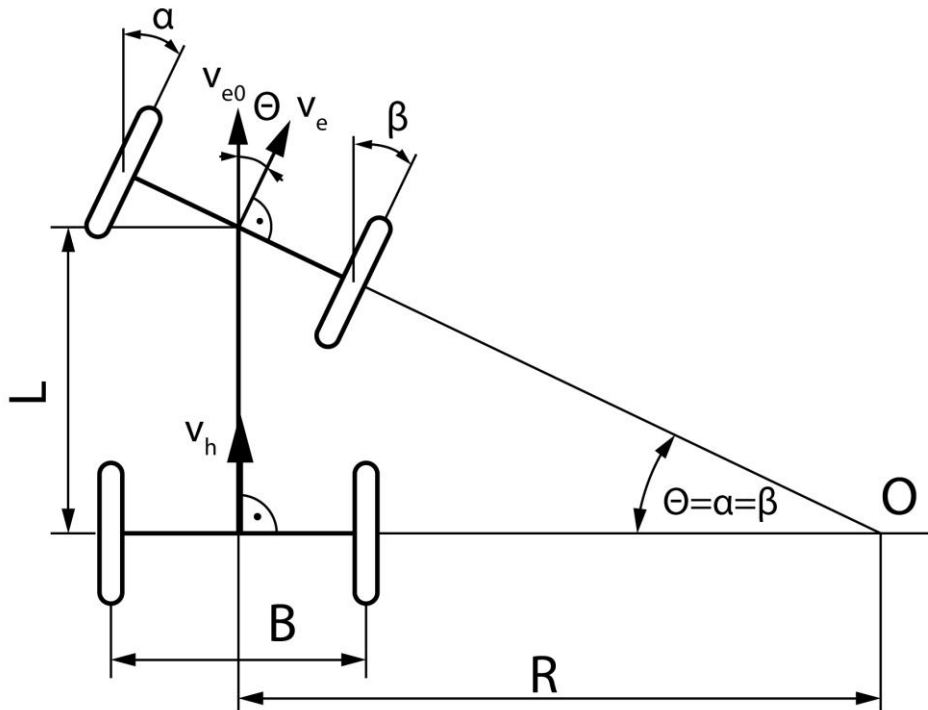
Mindhárom alaptípusú kormányzás esetén az alábbi általános geometriai jellemzők vizsgálhatók:

- kerekek elkormányzási szögei (α , β)
- a kormányzott tengelyre vonatkozó elkormányzási szög (Θ)
- a kormánykerék elfordítási szöge (β_L)
- kanyarodási sugár (R)
- legkisebb kanyarodási sugár (ρ)
- külső fordulási sugár (R_K)
- belső fordulási sugár (R_B)
- tengelytáv (L)
- nyomtáv (B)
- kormánytrapéz bázistávolsága (b)
- kanyarodási folyosószélesség (s_f)
- farseprés szélessége

6.5.4 A kormányrendszerek geometriája

6.5.4.1 Tengelykormányzás

A tengelykormányzás geometriai viszonyait a 123. ábrán mutatjuk be. Ezt a kormányzási rendszert az úgynevezett vonóháromszöges pótkocsiknál ma is használják. A tengely elfordulását golyós koszorú teszi lehetővé.



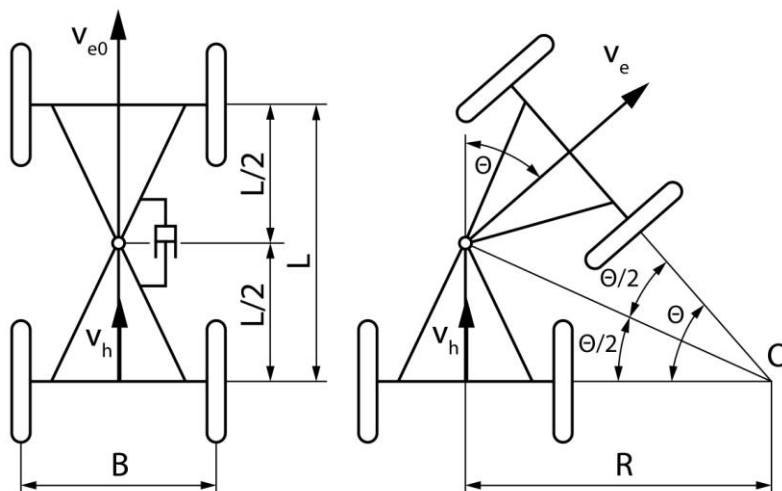
123. ábra A tengelykormányzás geometriája

A geometriai viszonyokat az alábbi képletek rögzítik:

$$\operatorname{tg}\Theta = \operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg}\beta = \frac{L}{R}, \quad R = \frac{L}{\operatorname{tg}\Theta}$$

6.5.4.2 Alvázkormányzás

Az alvázkormányzás geometriai viszonyait a 124. ábra mutatja. Ez a kormányrendszer elsősorban mobil munkagépeknél, vontatóknál fordul elő. Gépkocsikon nem alkalmazható.



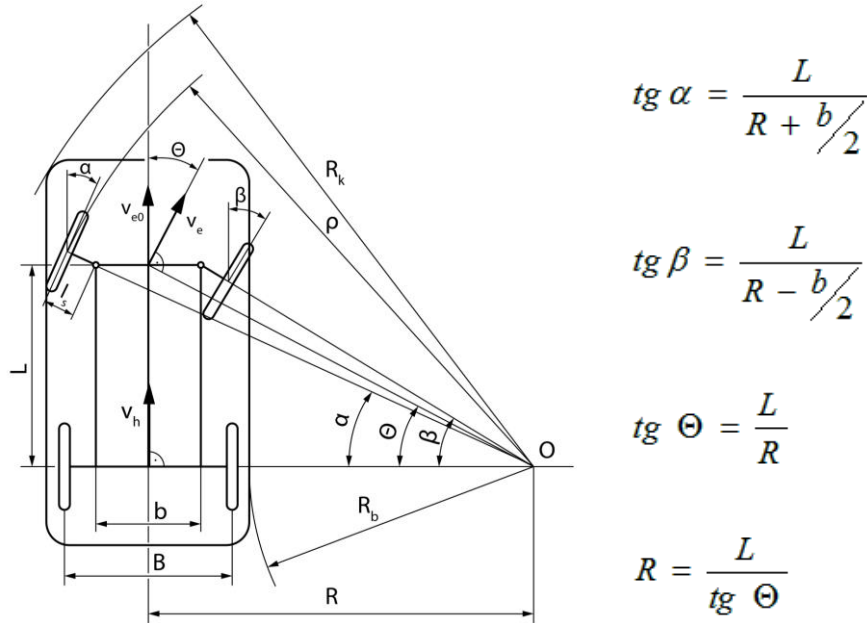
124. ábra Az alvázkormányzás geometriája

A geometria viszonyokat a következő képletpár tükrözi:

$$\operatorname{tg} \frac{\Theta}{2} = \frac{L}{2R}, \quad R = \frac{L}{2 \operatorname{tg} \frac{\Theta}{2}} .$$

6.5.4.3 Tengelycsonk kormányzása

A tengelycsonkok elforgatásával megvalósított kormányzást a 125. ábrán szemléltetjük.



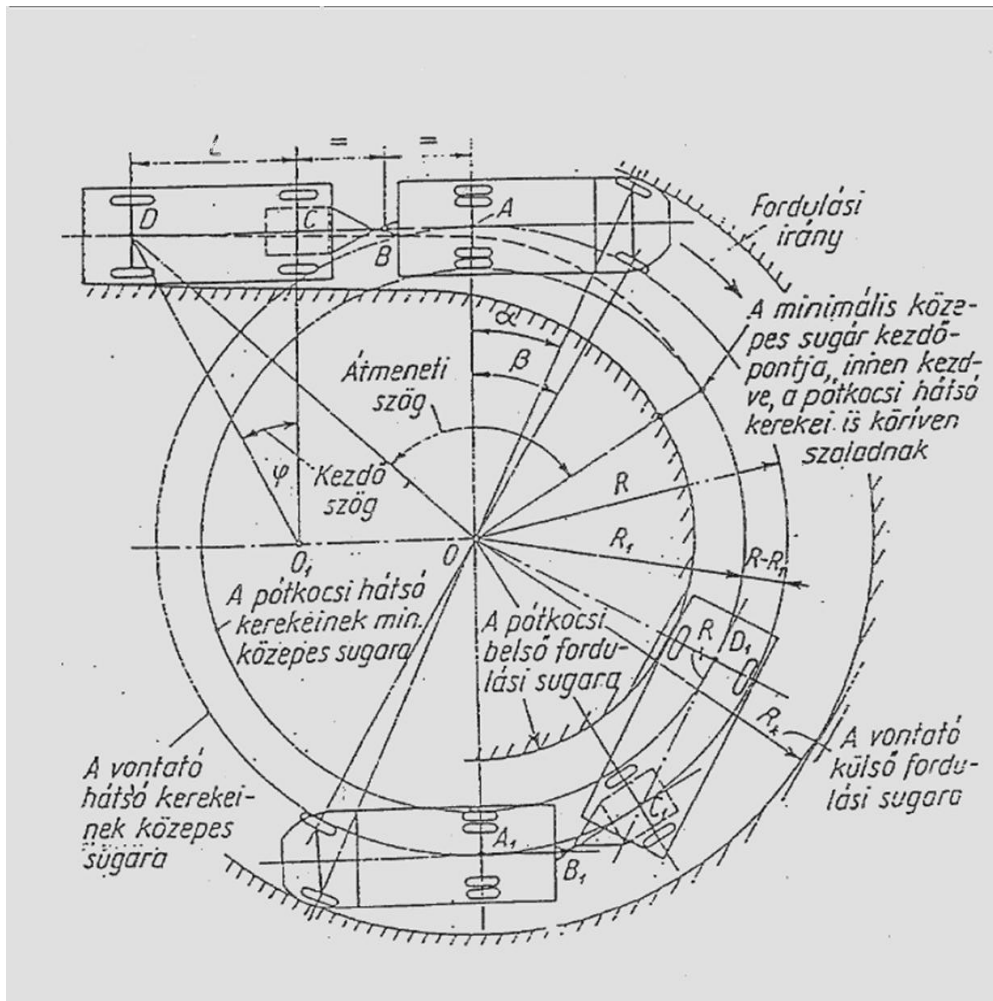
125. ábra A tengelycsonkok kormányzásának geometriája

A tengelycsonk- vagy Ackermann-kormányzás a gépkocsikhoz általánosan használatos kormányrendszer, de egyes speciális pótkocsikon is alkalmazzák. Különösen előnyös több pótkocsiból álló szerelvények esetén a kedvező nyomkövetés elérése érdekében.

6.5.5 A közúti járművek fordulási tulajdonságára vonatkozó fontosabb előírások

6.5.5.1 Kanyarodási folyosószerűség

Csuklós jármű esetére a kanyarodási viszonyokat jellemző „kanyarodási folyosó” alakulását a 126. ábrán szemléltetjük.

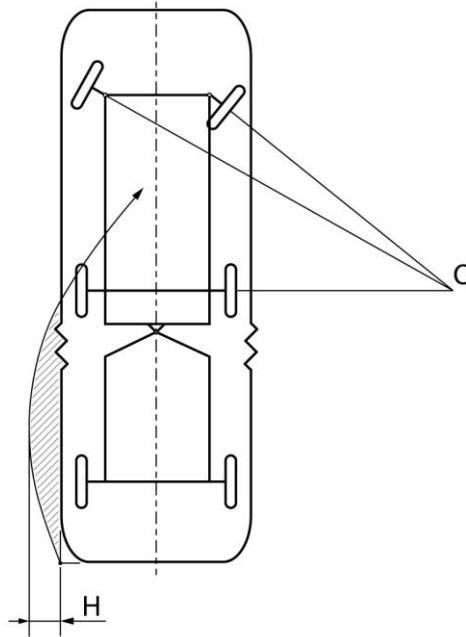


126. ábra A kanyarodási folyosószélesség alakulása utánfutós jármű esetén

Az előírt sugár értékek a következők: $R_k=12,5$ m és $R_b \geq 5,3$ m. Különösen fontos előírás ez a pótkocsis szerelvényekre és a csuklós autóbuszokra.

6.5.5.2 A farseprés szélessége

Álló jármű teljesen alakormányozva elindul és meghatározzák a hátsó külső pont által leírt pályát, melynek az egyenes haladási iránytól való maximális eltérése a farseprés jellemző értéke. A farseprés alakulását a 127. ábra mutatja.



127. ábra A farseprés alakulása a jellemző H jelű távolság megadásával

A farseprés jellemző H távolság névleges felső határa 0,8 m lehet, de csuklós autóbuszoknál a 0,8 m értéknél nagyobb is megengedett, azonban az ilyen nagyobb, de a megengedett 1,5 m értéken belüli farseprését a jármű hátsó felületén jelezni kell. Például: maximális | ← 1 m → |

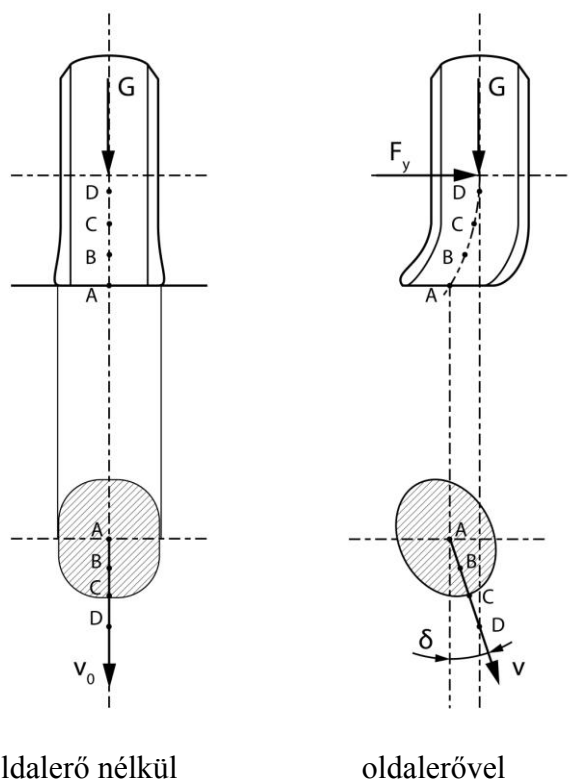
6.5.5.3 A kanyarodó jármű dinamikus mozgásviszonyai

A gumibroncs oldalirányú rugalmassága alapvetően befolyásolja a kormányzás geometriáját:

- a gumibroncs ferdefutási tulajdonsága annak jellemző paraméterei;
- a rugalmas gumibroncsú jármű kanyarodási geometriája
- a járművek kormányzottsági tulajdonsága:
 - a) túlkormányzottság;
 - b) alulkormányzottság;
 - c) neutrális kormányzottság.

6.5.5.4 A gumibroncs ferdefutási tulajdonsága és jellemző paraméterei

A gépjármű ívben való továbbmozgása során a keréktalpakon keresztirányú kúszási erők ún. „oldaleroők” is ébrednek. Ezek a pneumatikus abroncs jellegzetes, jól azonosítható aszimmetrikus alakváltozását okozzák. A 128. ábrán felrajzoltuk az oldalero nélkül és az oldalero jelenlétében gördülő gépjárműkerék



128. ábra A gépjárműkerék görbülése oldalerő nélkül és oldalerő jelenlétében

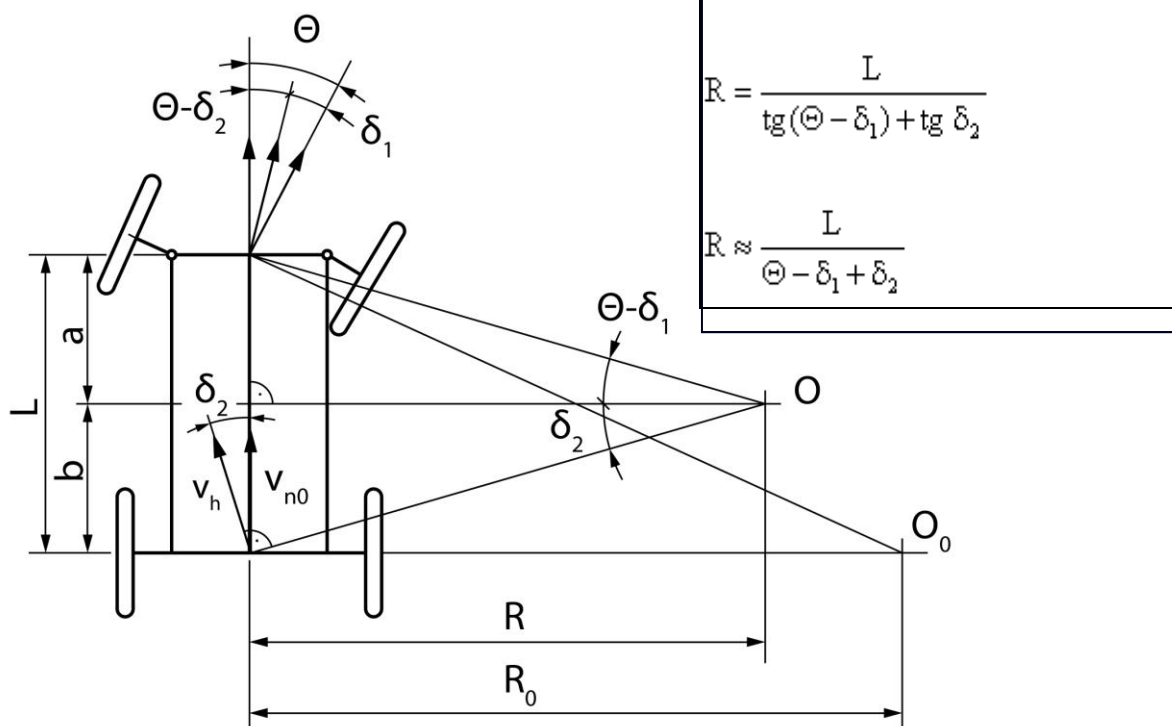
A rugalmas gumibronccsal rendelkező kerék oldalerő hatására képes a saját síkjával szöget bezáróan oldalazva görbülni. Ezt az oldalazó haladást akkor nevezzük *ferde futásnak*, ha a kerék görbülése közben a gumibroncs felfekvő felülete nem csúszik meg oldalra. Így a δ szöggel határolt ferdefutási tartomány egy biztonsági zónát jelent, amelyen belül nincs még makroszkopikus oldalirányú csúszás, így a hossz- és keresztirányú erőkapcsolati viszonyok alig változnak. A δ szög egy adott gumibroncsra, annak beépítési és működési körülményeire vonatkoztatható. Nagyságát befolyásolja a gumibroncs mérete, mintázata, anyaga, szövetvázának szerkezete, felületi hőmérséklete, kerék függőleges és oldalirányú terhelése, a jármű sebessége, az útfelület minősége, szennyezettsége, nedvessége, az út felületi hőmérséklete. Az oldalirányú megcsúszást még nem okozó δ ferdefutási szöget a szakirodalom gyakran a kerék *saját ferdefutási szögének* nevezi. Ezzel szemben megkülönbözteti az úgynevezett kikényszerített ferdefutási szöget, melyet általában α -val jelöl. A kikényszerített ferdefutás leginkább a kerék dőléséből, összetartásából, széttartásából, nyomtáv megváltozásából, hibás kormánygeometriából adódik. A két szög egymáshoz mért nagysága alapvetően befolyásolja a gumibroncs kopását, és a jármű menetstabilitását. Ha a kikényszerített ferdefutási szög (α) kisebb a kerék oldalcsúszást még nem okozó saját ferdefelületi szögnél (δ), akkor a gumibroncs kiegyenlíti a kerék ferdefutását (oldalazását) előidéző okot. A gumibroncs felfekvő felülete nem csúszik oldalra (nem radiroz), a kerék továbbra is felveszi a hossz és keresztirányú erőket

(vonóerő, fékerő, centrifugális erő), a jármű haladása stabil marad, a gumiabroncs nem kopik rendellenesen (fűrészfogasan). Ezzel szemben, ha különböző műszaki okokból (leginkább kompromisszumokból) összeadódó, kikényszerített ferdefutású szög (α) nagyobb a kerék saját ferdefutású szögénél (δ), akkor a kerék oldalra megcsúszik, aminek a következtében gumikopás lép fel, a kerék által a felvehető hossz- és keresztirányú erők hirtelen lecsökkennek, a jármű elvesztheti a stabilitását. Ez különösen a kanyarodás közbeni fékezéskor lehet veszélyes mértékű.

Az utóbbi időben egyes korszerű gépkocsiknál is jelentkező gumikopások, nagyrészt erre az egyenlőtlenségre vezethetők vissza.

6.5.5.5 A rugalmas gumiabroncsú jármű kanyarodási geometriája

A rugalmas gumiabronccsal felszerelt gépjármű kanyarodási viszonyait felülnézetben szemlélteti a 129. ábra.



129. ábra A rugalmas gumiabroncsú gépjármű kanyarodása

Kanyarodás közben a gumiabroncsok a centrifugális erő hatására δ_i szögekkel ferdén futnak, de még nem csúsznak meg oldalirányban. A kerekek ferde futásának eredményeként a jármű oldalirányba kúszik, kerekek oldalcsúszása nélkül. Ezen kritérium teljesülése esetén nevezhetjük ezt a jelenséget a jármű saját kormányzási viselkedésének. A kerekek ferdefutásából adódóan kialakulnak az első és hátsó futóművek eredő ferdefutási (oldalkúszási) szögei, vagyis a futóművek tényleges sebességvektorainak irányjai eltérnek a kormánykerék elfordítá-

sából következő eredeti irányoktól, ezáltal a kanyarodás középpontja eltolódik, a kanyarodás sugara megváltozik. Úgy tűnik, mintha a jármű saját magát elkormányozná, miközben a kormánykerék elfordítási pozíciója, és így a kerekek elkormányzási szögei változatlanok maradnak. Attól, függően, hogy a jármű saját kormányzási viselkedése következtében a kanyarodás sugara hogyan változik, jellemezhetjük a jármű saját kormányzási tulajdonságát az alábbiak szerint:

- 1.) **alulkormányzott**, mert $\delta_1 > \delta_2$, amiből következik, hogy $R > R_0$
(kiegyenesíti a kanyart)
- 2.) **túlkormányzott**, mert $\delta_1 < \delta_2$, amiből következik, hogy $R < R_0$
(sodródik a hátulja, behúz a kanyarba)
- 3.) **semleges** (neutrális), mert $\delta_1 = \delta_2$, amiből következik, hogy $R = R_0$
(íven haladó)

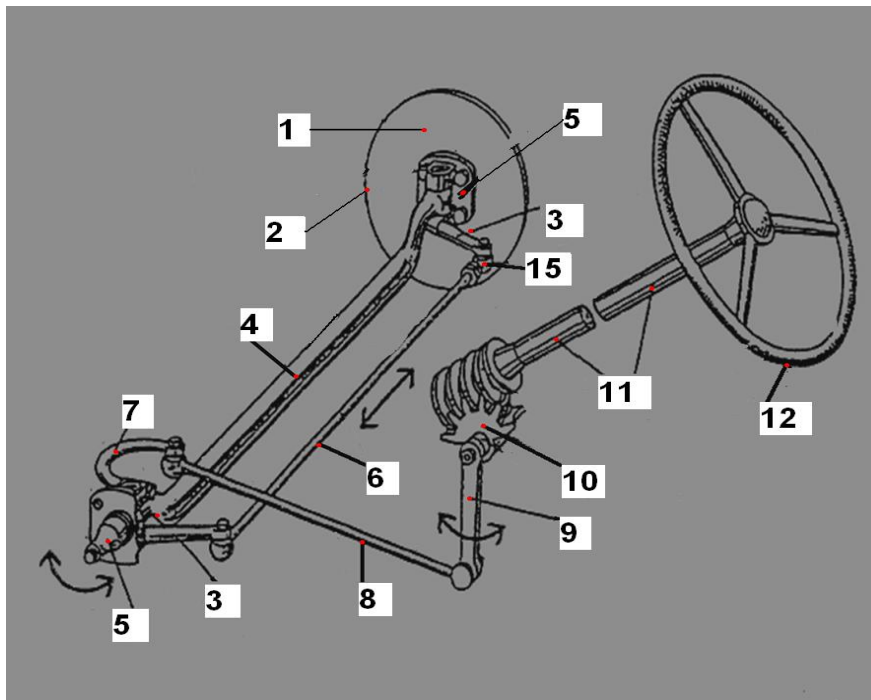
A jármű vezethetősége szempontjából kedvező a semleges vagy az alulkormányzott, és kedvezőtlen a túlkormányzott sajátkormányzású jármű.

6.5.6 A kormányrendszer szerkezeti felépítése, jellemző típusok

Az ENSZ-EGB közlekedésbiztonsági előírásai szigorúan meghatározzák a közúti járművek kormányzásának műszaki jellemzőit. Ezek közül a legfontosabb előírás szerint a gépkocsiknál a kormánykerék és a kormányzott kerekek között mechanikus kapcsolatnak kell lenni. Ezt a mechanizmust különösen bonyolulttá teszi az a menetstabilitási követelmény, mely szerint a kerekeknek a jármű felépítményéhez viszonyított mozgásakor (ki- és berugózáskor, kanyarodás közbeni oldalbillenéskor, fékezés vagy gyorsítás közbeni bólintáskor stb.) kerekeknek nem szabad elkormányzódni. A mechanizmus hibájából adódó elkormányzódás különösen kedvezőtlen a merevhidas futóműveknél, miután a kormányrudazat kialakításából következően az elkormányzódás azonos irányú a két keréken, ami a jármű sétálásához, sávváltásához vezethet. Független felfüggesztésű futóműveknél az elkormányzódás két keréken ellentétes, ami ugyan a jármű iránytartását nem befolyásolja, de gumikopást, a tapadási erők csökkentését eredményezheti. Egyes korszerű járműveknél gyakran jól megtervezett célfüggvény szerint a kerekek elkormányzódását a ki- és berugózás és/vagy erőhatás függvényében lehetővé teszik éppen a jármű stabilitásának növelése érdekében. Az ilyen futóműveket önkormányzott vagy passzív kormányzású futóműveknek nevezik.

6.5.6.1 Merevhidas futóművel felszerelt járművek kormányrendszere

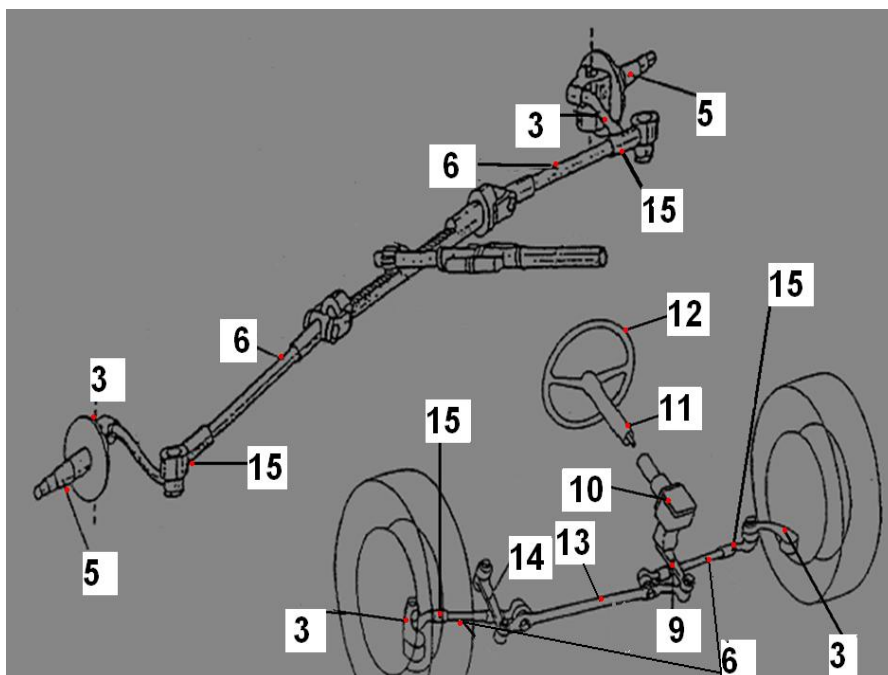
A legegyszerűbb merev elsőhidas jármű kormány szerkezetének felépítését a 130. ábrán mutatjuk be.



130. ábra Merev első hidas gépjármű kormány szerkezete

6.5.6.2 A független kerék-felfüggesztésű futóművel felszerelt járművek kormányrendszere

A független kerékfelfüggesztésű jármű kormány szerkezetét a 131. ábra mutatja



131. ábra Független kerékfelfüggesztésű jármű kormány szerkezete

A 130. és 131. ábrán megadott számokhoz tartozó alkatrész-megnevezések a következők:

1. fékalaplemez, 2. függő csapszeg, 3. trapézkar, 4. merev híd, 5. tengelycsonk
6. nyomtávrúd, 7. irányzó kar, 8. tolórúd, 9. kormánygép lengőkar, 10. kormánygép,
11. kormánykerék tengely, 12. kormánykerék, 13. összekötő rúd, 14. segédírányzó kar,
15. kerékösszetartást állító csavar.

6.6 A közúti járművek futóművei

6.6.1 Futómű általános szerkezeti felépítése

Futóművek elemcsoportjait és alkatrészeit a 132. és 133. ábrán mutatjuk be. Az alkalmazott számjelöléseket az alábbiakban adjuk meg:

Kerék:

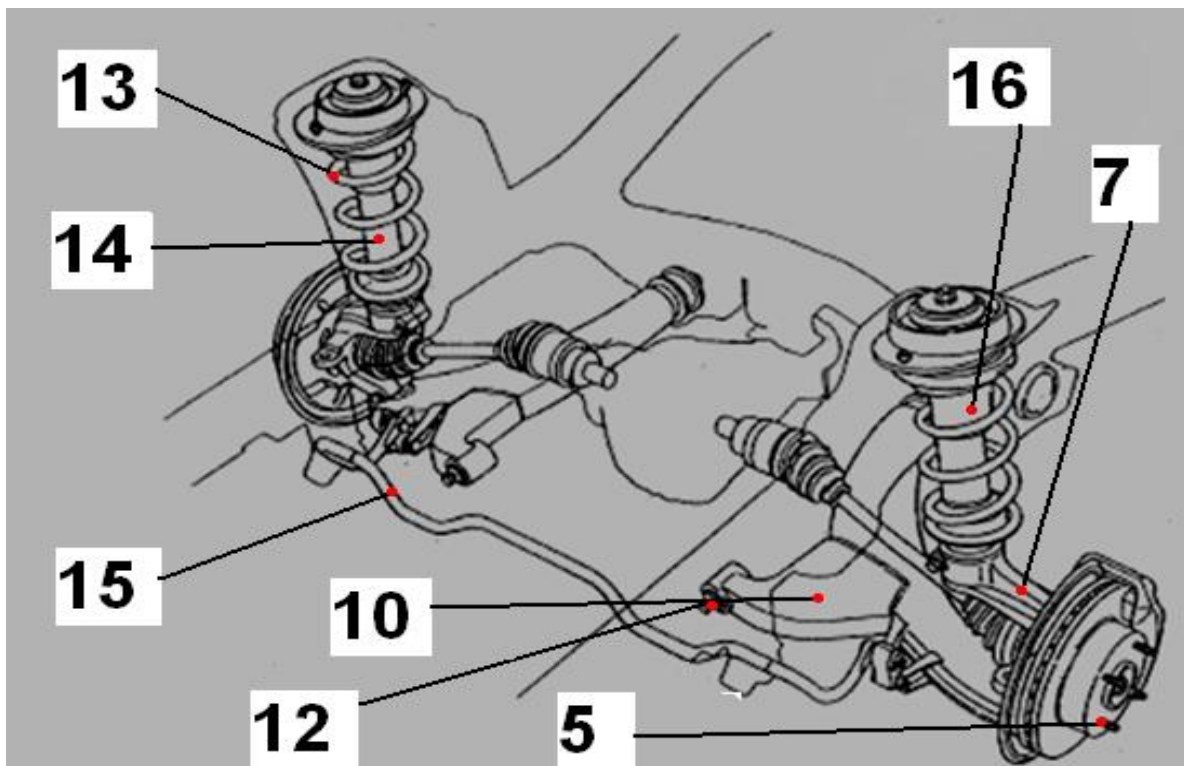
1. gumibroncs;
2. kerékpánt;
3. keréktárcsa;
4. kerékagy;
5. kerékcsavarak;
6. kerécsapágyak;
7. tengely, tengelycsonk;
8. dísztárcsa.

Kerékfelfüggesztés:

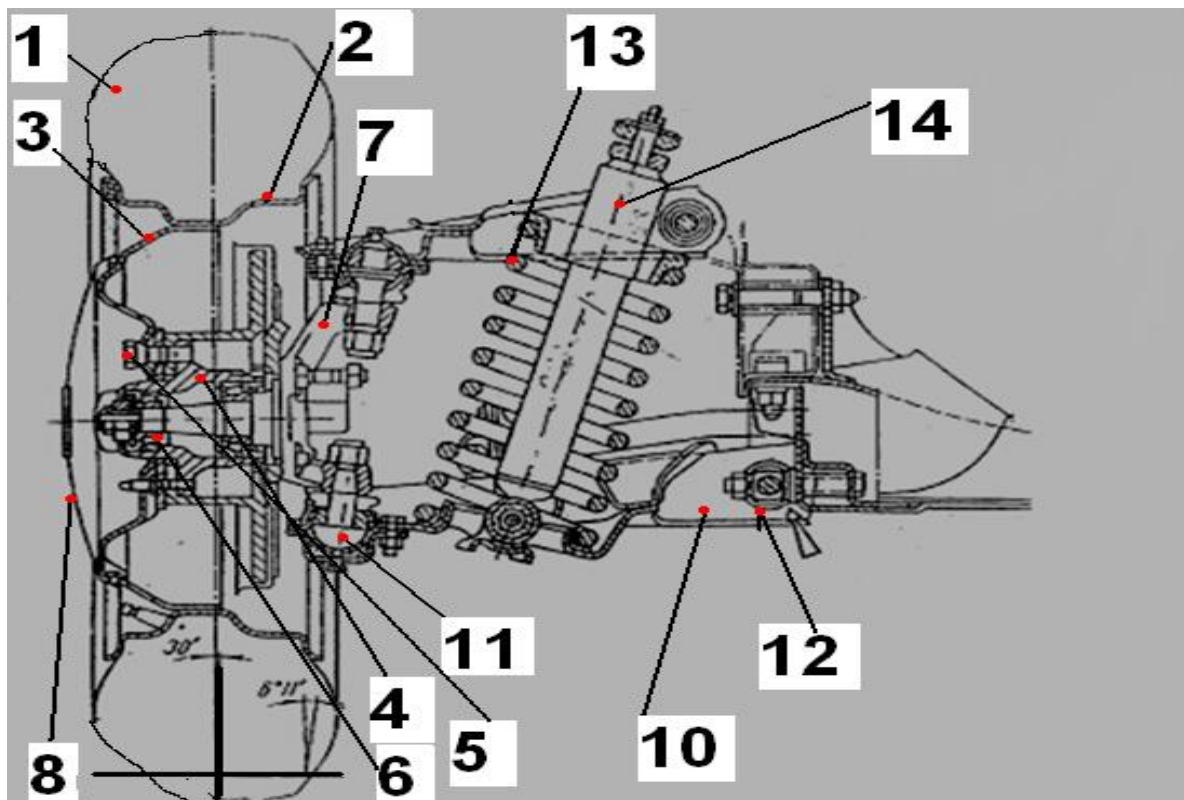
9. rudak;
10. lengőkarok;
11. csuklók;
12. gumiperselyek

Rugózás:

13. rugók;
14. lengéscsillapítók;
15. stabilizátorok;
16. mozgáshatároló rugalmas elemek



132. ábra A futómű beépítési ábrája a hordrugókkal és lengéscsillapítókkal



133. ábra A kormányzott kerék beépítése lengőkarral, hordrugóval és a csillapítóval

6.6.2 Futóművek általános feladatai

A futóműveknek az alábbi funkciókat, illetve feladatokat kell ellátni:

Közvetíteni az erőhatásokat az út és a jármű között

- kellő tapadási képességgel kell rendelkezni hossz - és keresztirányban
- maximális dinamikus kerék - ill. tengelyterhelést kell szolgáltatni

Megfelelő lengéskényelmet nyújtani az utasok, illetve az áruk számára

- optimális önlengési jellemzőkkel kell rendelkezni, a felépítmény önlengésszáma 60 lengés/perc körüli legyen
- megfelelő lengésátviteli karakterisztikája legyen

Csökkenteni a járműalkatrészek dinamikus igénybevételét

Aktívan elősegíteni a jármű menetstabilitását

- fékezéskor kedvezően befolyásolni a jármű irányítását
- kanyarodáskor önkormányzással csökkenteni a jármű sodródását

6.6.3 Futóművek aktivitása, önszabályozása

A gépjárművek menetstabilitását a különböző futóműparaméterek megfelelő szabályozásával lehet növelni.

A szabályozás történhet:

- számítógépes külső szabályozással;
- önszabályozással (pl. intelligens futóművek).

A számítógépes külső szabályozós futóművek jelenleg még fejlesztés alatt állnak, szélesebb körű alkalmazásukat egyelőre műszaki, jogi és gazdasági problémák akadályozzák.

Az intelligens futóműveknél a megfelelő paraméterek szabályozása történhet:

- elmozdulás szabályozással;
- erőszabályozással;
- integrált szabályozással.

Az önszabályozás megvalósítható különböző hosszúságú (R) és beépítési szögű (κ) lengő rudakkal, lengő karokkal és nagy térfogatú önbeálló gumiágyazásokkal (elasztométerekkel).

6.6.4 A futóművek geometriai jellemzői, paraméterei

A futóművek vizsgálatokor, minősítésekor használatos geometriai jellemzők, paraméterek:

A) Alap paraméterek:

Kerékdőlés (γ),
Kerékösszetartás (v, α_v),
Csapterpesztés (δ),
Csaphátradőlés (ϵ),
Utánfutás (n_a),
Kormánylegördülési sugár (R_0),
Nyomtáv (B),
Tengelytáv (L).

B) Leszármaztatott paraméterek:

Billenési momentán centrum,
Momentán tengely,
Bólintási centrum,
Kerékdőlés változás,
Összetartás változás,
Nyomtáv változás.

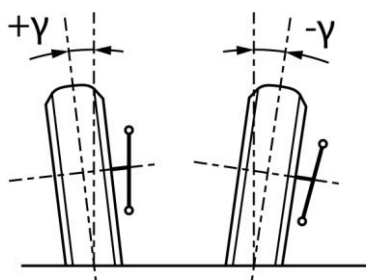
Az alapparamétereket statikus paramétereknek, néha nullgeometriának is nevezik, mivel ezeket a jármű álló helyzetében lehet megmérni, beállítani.

A leszármaztatott paramétereket dinamikus paraméterként is említi a szakirodalom.

6.6.4.1 Alapparaméterek

Kerékdőlés (γ):

A kerékdőlés jellemző γ szögét a 134. ábrán szemléltetjük. A kerékdőlés a korszerű gépjárműveknél a legfontosabb, egyben sok vitát kiváltó paraméter. A nagyobb teljesítményű személygépkocsiknál és valamennyi versenyautónál negatív értékek jellemzőek. Más a követelmény a kerékdőléssel szemben kanyarodáskor és egyenes haladás-kor. Kanyarodás közben a külső keréknek a keresztirányú áterhelődés következtében megnő a függő-



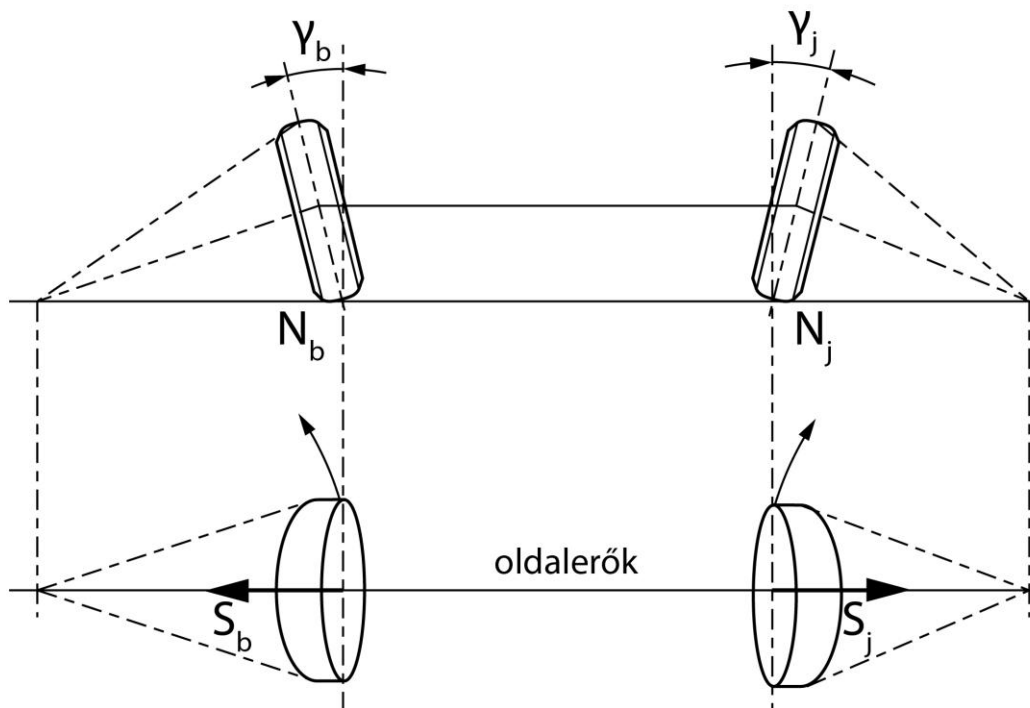
134. ábra A kerékdőlési szög

leges terhelése, vagyis dominánssá válik. A negatív dőlésszögű külső kerék így a nagyobb leszorító erő és a negatív dőlésszög miatt nagyobb oldalerőt képes felvenni, akár két - háromszorost is. A belső oldali kerék is negatív szögű a kocstitesthez viszonyítva, de a kerék teteje kifelé dől a kanyarodás középpontjához viszonyítva, így az oldalerő felvétel szempontjából pozitív szögűnek minősül, ami kedvezőtlen a jármű kanyarstabilitására. A korszerű, intelligensnek nevezhető futóműveknél ezért elsődleges szabályozási cél a belső kerekek dőlésszögének változtatása a kocstitesthez viszonyítva pozitív irányba, vagyis a kerék tetejét a kanyar középpontja felé dönteni. A meghatározott célfüggvény szerinti kerékdőlés szabályozását a kocstitest billenésére és az oldalerő növekedésére reagáló felfüggesztési rendszerrel lehet megvalósítani.

Korszerű személygépkocsiknál az első futómű kerékdőlési szöge $0^\circ - (-0,5^\circ)$ közötti, a hátsó futóművé $(-1^\circ) \dots (-2^\circ)$ közti értékű. Általános követelmény, hogy egy futóművön a két keréknek azonos legyenek a kerékdőlési szöge, már $0,1 - 0,2^\circ$ eltérés esetén a jármű félrehúz.

Pozitív kerékdőlés:

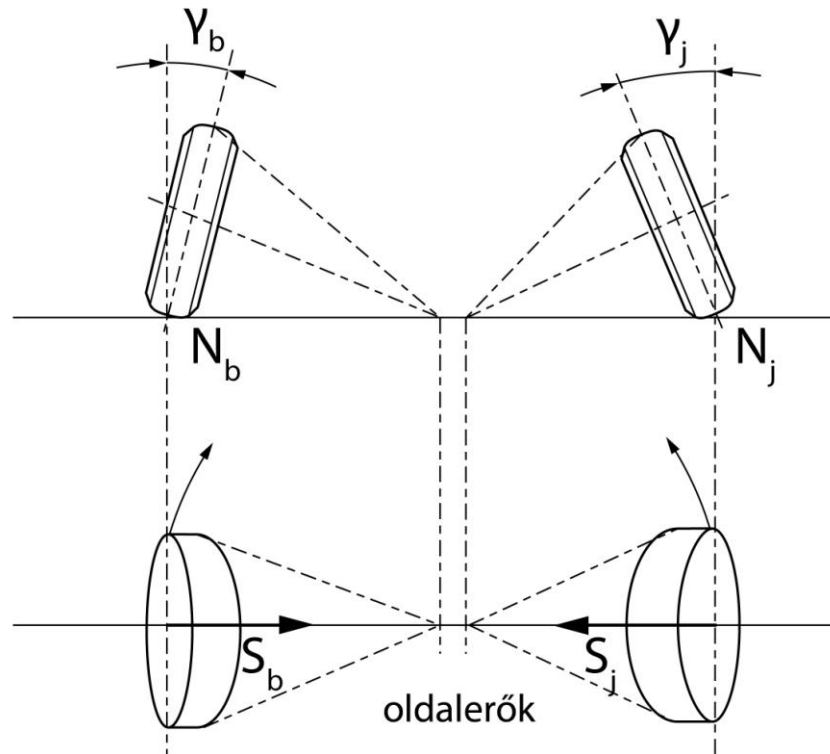
A gépjármű két oldali kerekeinek pozitív kerékdőléssel való kialakítását a 135. ábra szemlélteti.



135. ábra Pozitív kerékdőléssel megvalósított futómű

Negatív kerékdőlés:

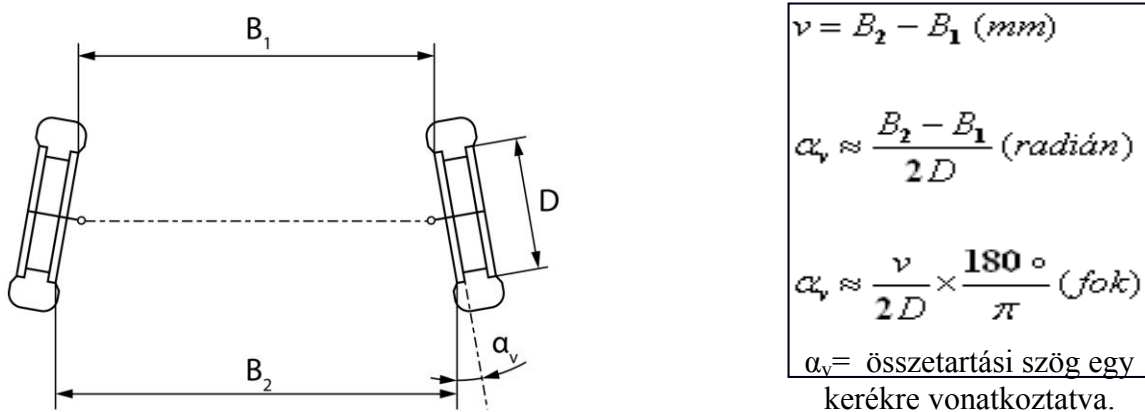
A gépjármű két oldali kerekeinek negatív kerékdőléssel való kialakítását a 136. ábra szemlélteti.



136. ábra Negatív kerékdőléssel megvalósított futómű

Kerékösszetartás

A közúti járművek futóműveit sok esetben kerékösszetartási szög alkalmazásával alakítják ki a 137. ábrán vázolt felülnézeti kép szerint.



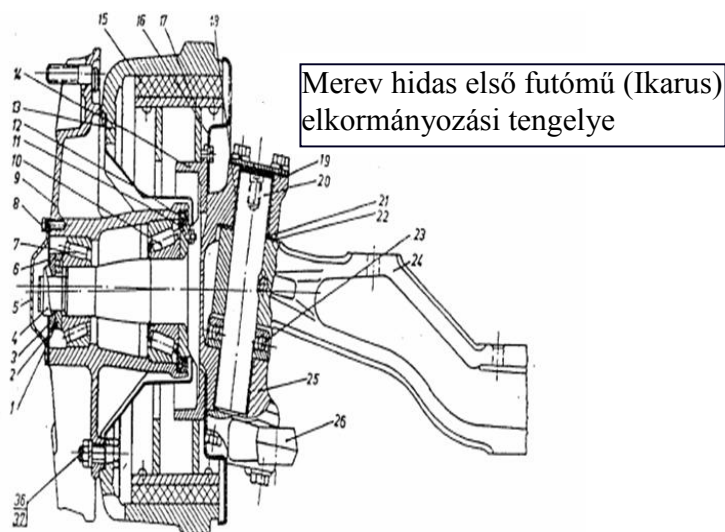
137. ábra A kerékösszetartási szög értelmezése

A korszerű személygépkocsiknál a kerékösszetartás értékei nagy szórást mutatnak. Az első futóműnél általánosan $0^\circ \dots 0,5^\circ$, a hátsó futóműnél $0,5^\circ \dots 1^\circ$ a leggyakoribb érték. Az alapösszetartás ugyanis számos tényezőtől függ így többek között a kerékdőléstől, a kerékdőlés elkörmányzás közbeni változásától, a nyomtáv változásától, a hajtásrendszertől az összetartás menet közbeni változtatásától, az úgynevezett csapgeometriáról (ld. később). Az első futóműnél az összetartás a jármű sajátkörmányzási tulajdonságát az oldalgyorsulástól függően a túlkormányzás felé változtatja, amíg a hátsó keréknél az alulkormányzás felé.

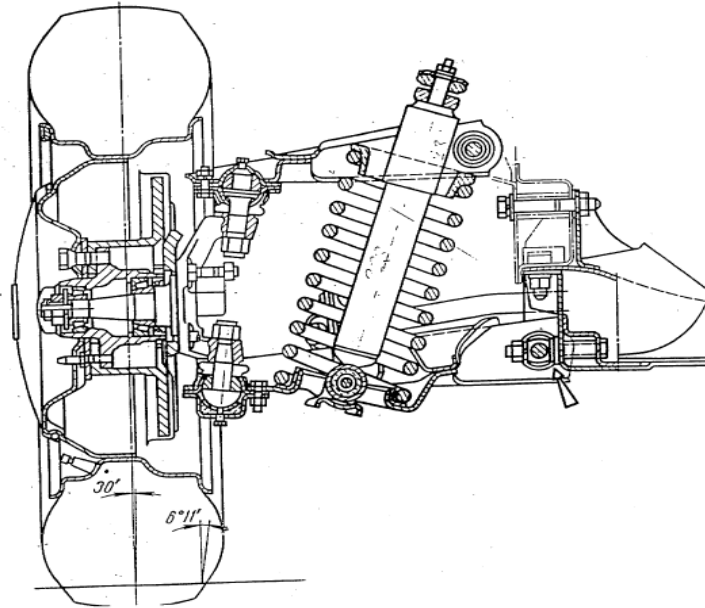
Csapgeometria:

A kormányzott kerekek kényszerkormányzáskor vagy önkormányzáskor a függőlegeshez közelálló tengely körül elfordulnak. Ezt a tengelyt nevezzük elkormányzási tengelynek. Ez lehet valós, mint például a merev hidas futóművek függőcsapszegének középvonala (innen ered a csapgeometria, csapterpesztés, csaphátradőlés elnevezés) vagy lehet virtuális, látszólagos. Az alsó – felső gömbcsuklós tengelycsuk esetén a gömbcsuklók középpontját összekötő egyenes az elkormányzás tengelye. A McPherson futóműveknél az alsó gömbcsukló közepét és a támpapágy deformációs középpontját összekötő egyenes körül fordul el a tengelycsuk. A dupla csuklós futóműveknél (ld. Audi 4-6-8) a tengelycsuk alsó és felső nyúlványai a lengőrudak által meghatározott pillanatnyi középpontok (momentán centrumok) körül fordulnak el. Miután a kerék ki és berugózása és a rudakra ható oldalérek következtében a momentán centrumok állandóan változnak, így az elkormányzás tengelye is állandóan változik, vagyis ez a tengely virtuális és momentán.

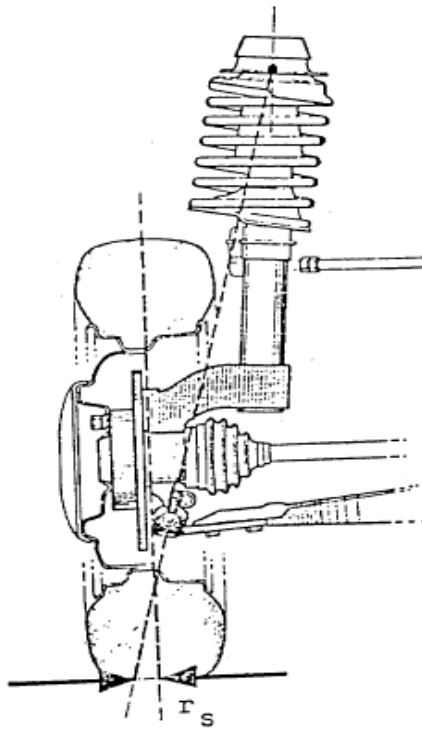
Az elkormányzási tengely dőlésszögei és a keréktalppont (N) és az elkormányzási tengelynek az útfelülettel alkotott dőléspontja (D) közti távolságok alkotják a csapgeometriát.



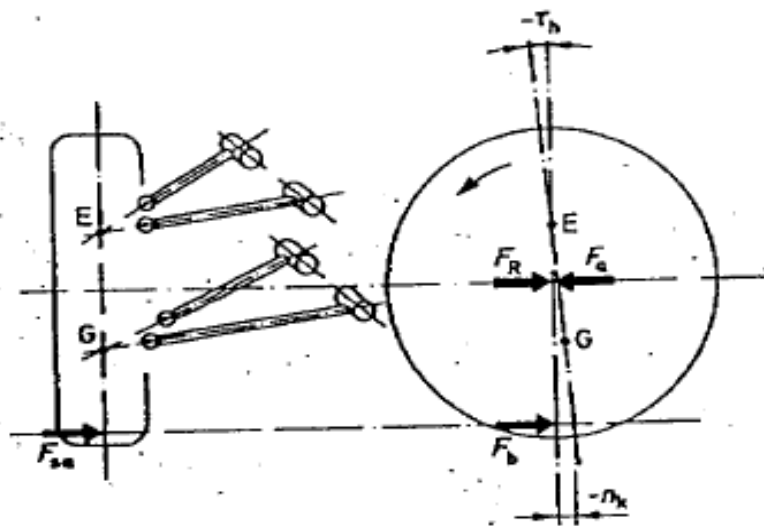
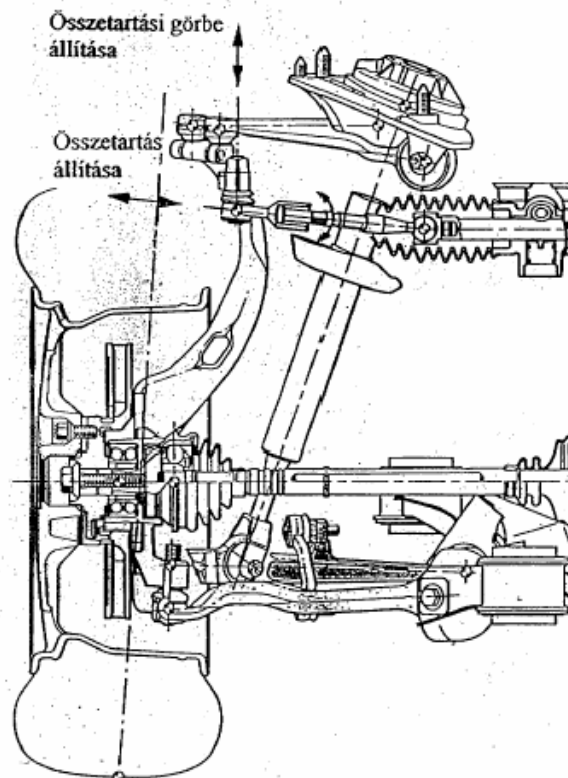
138. ábra Az elkormányzási tengely szemléltetése



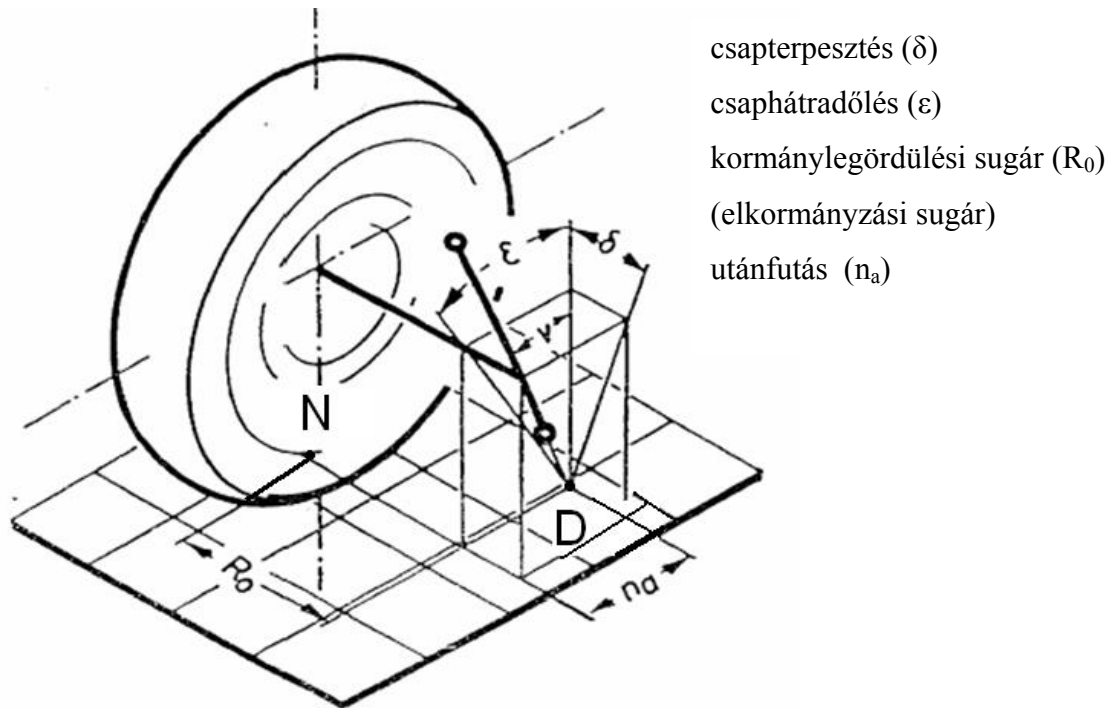
139. ábra Háromszög-trapéz keresztlengőkaros futómű (Lada) elkormányozási tengelye



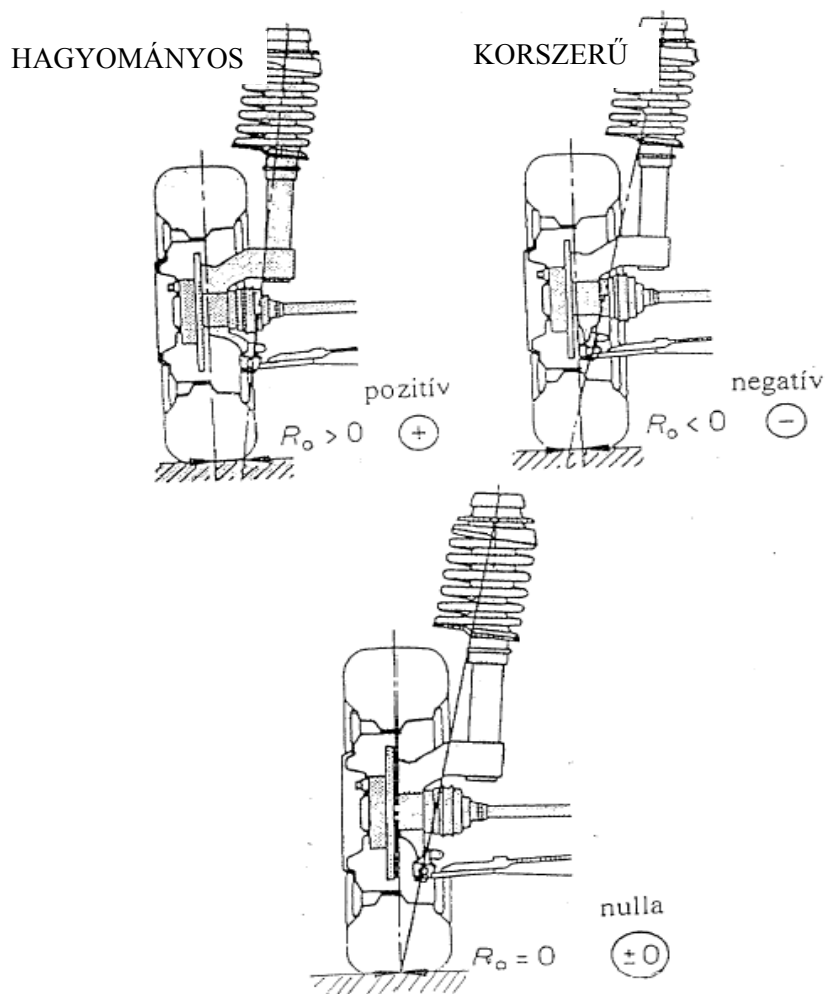
140. ábra McPherson-típusú első futómű (Audi 80) elkormányozási tengelye



141. ábra Dupla csuklós mellső futómű (Audi A4) elkormányozási tengelye

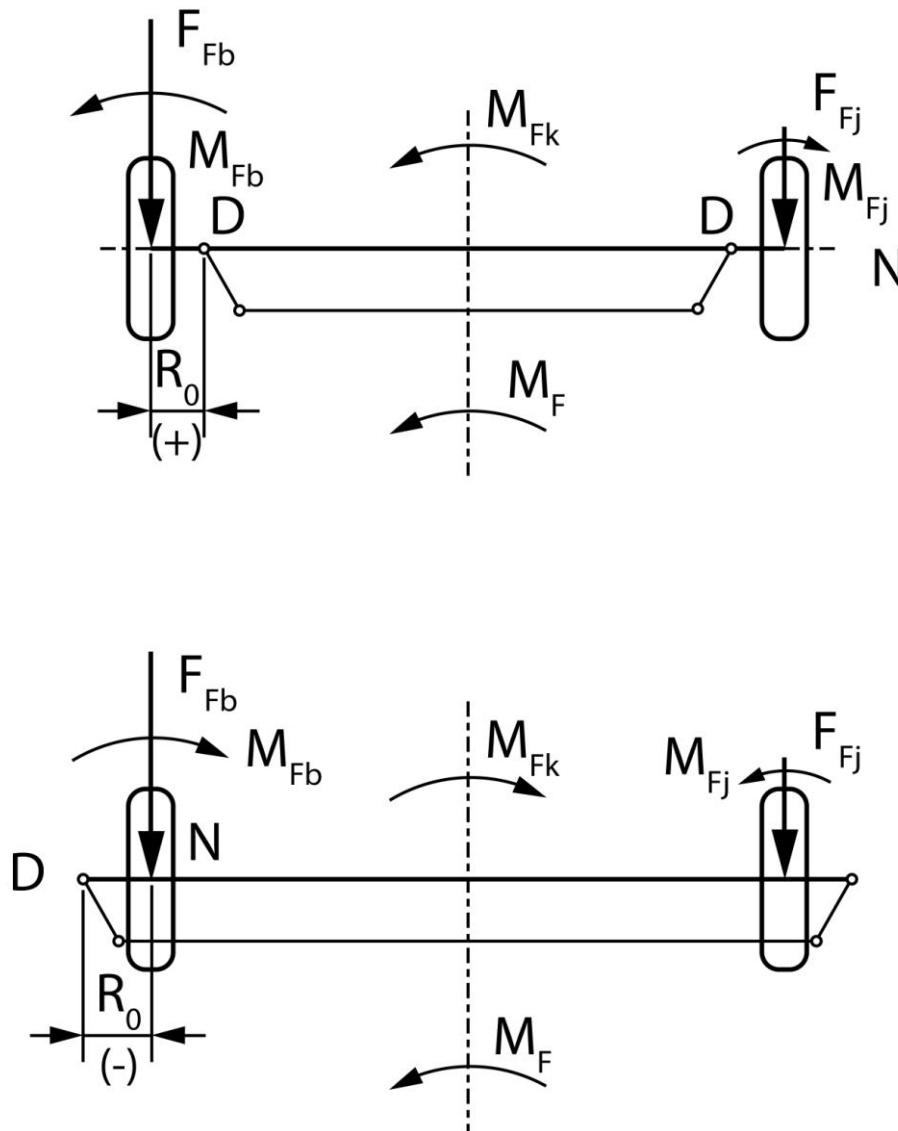


142. ábra Kerékbekötési jellemzők magyarázata



143. ábra Csapterpesztés, kormánylegördülési sugár (elkormányzási sugár)

Az elkormányzási sugár hatását a jármű menetstabilitására egyenlőtlen fékerők vagy gördülési ellenállások esetén a 144. ábra szemlélteti.

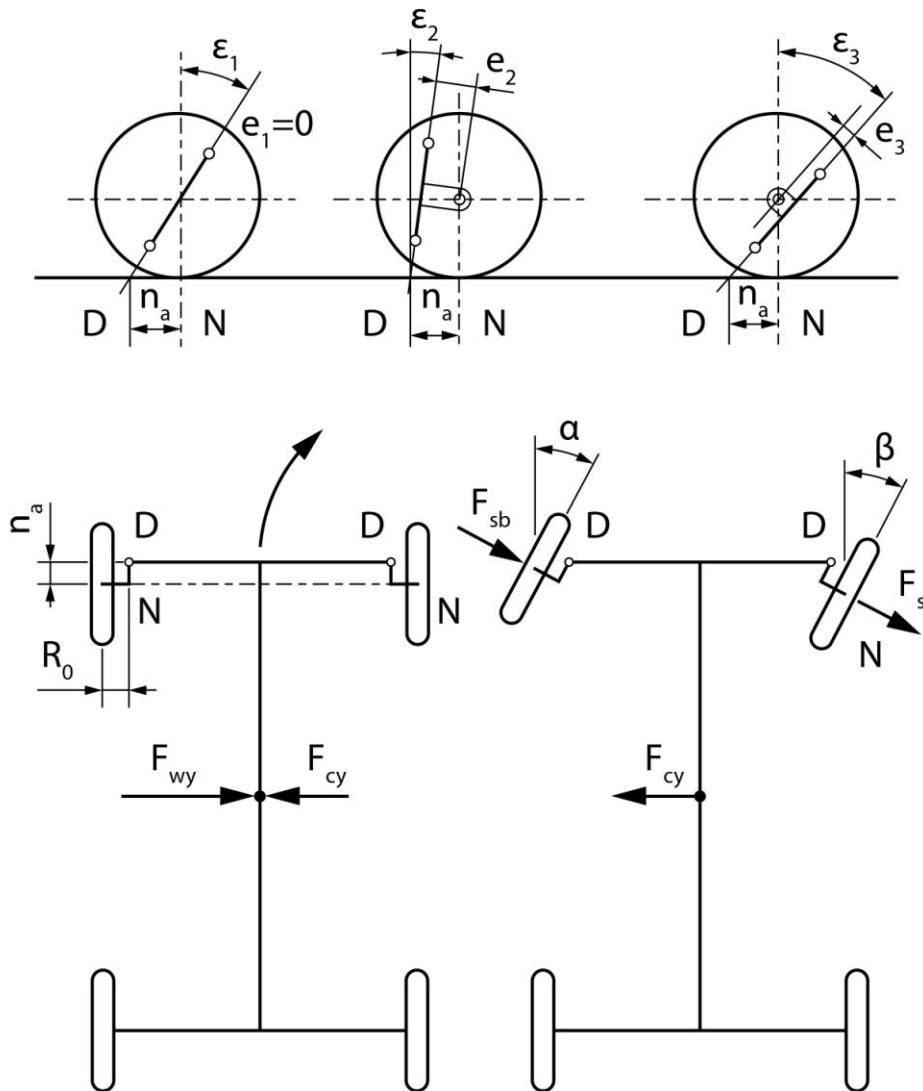


M_F – a járműre ható elfordító nyomaték,
 M_{FK} – az egyenlőtlen kerékerőkből adódó elkormányzási nyomaték
 144. ábra Az elkormányzási sugár hatása a jármű menetstabilitásra

Csaphátradőlés és utánfutás:

A csaphátradőlés hatására elkormányzáskor a külső kerék teteje befele, a belső pedig kifelé dől, ez javítja a kanyarstabilitást. Az utánfutás következtében a kerekek a menetirányba igyekeznek beállni. A viszonyokat a 145. ábra felső részén szemléltetjük. A 145. ábra bal alsó két

ábrája az oldalszél hatását egyenes haladáskor, a jobb alsó ábra a visszatérítő centrifugális erő hatását ábrázolja.



145. ábra Felül: a futómű csaphátrádóلسي viszonyai.
Alul balra: az oldalszél hatása egyenesben. Alul jobbra: a visszatérítő centrifugális erő ívben futáskor

6.6.4.2 Leszámaztatott paraméterek

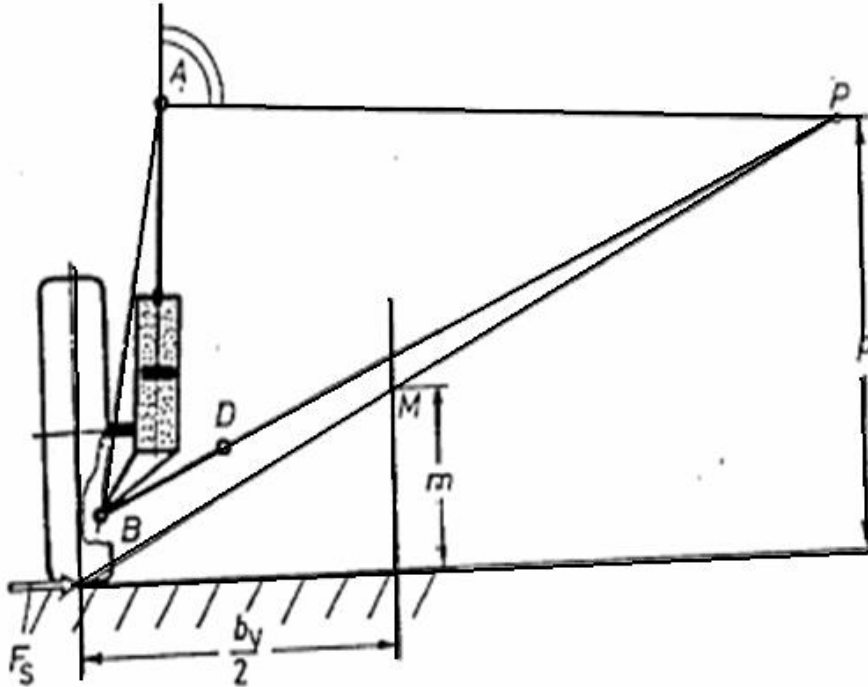
Billenési momentán centrum alakulását a 146. ábra mutatja be. A gépjármű keresztmetszeti rajzán a momentán billenési centrumot az M pont azonosítja.

Az ábra jelölései:

- | | |
|-------------------------------------|---|
| S_K – a kocsitest súlypontja; | Z_k – a külső kerék terhelése; |
| S_f – a futómű súlypontja; | Z_b – a belső kerék terhelése; |
| G_k – a kocsitest súlya; | F_{ky} – a kocsitestre ható oldalerő; |
| G_f – a futómű súlya; | F_{fy} – a futóműre ható oldalerő |
| M – a billenési momentán centrum; | |

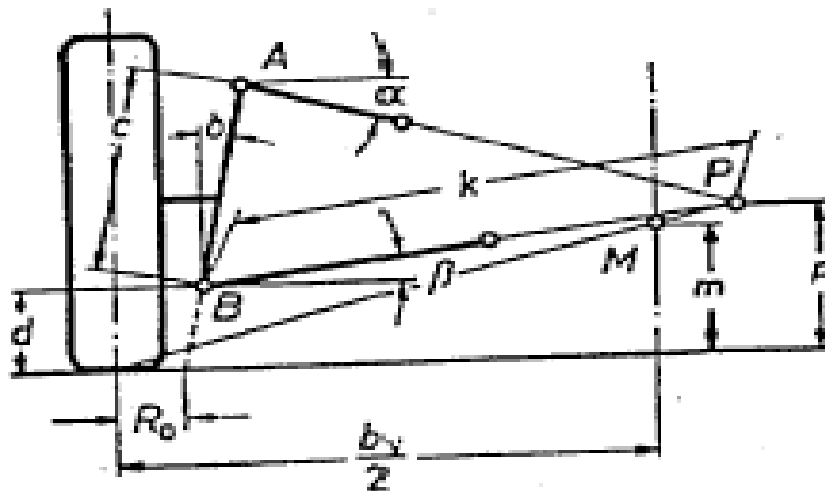
A billenési momentán centrum magassága függ a futómű típusától és a felfüggesztés geometriai kialakításától.

1) McPherson futómű momentán centrumát a 147. ábra szemlélteti.



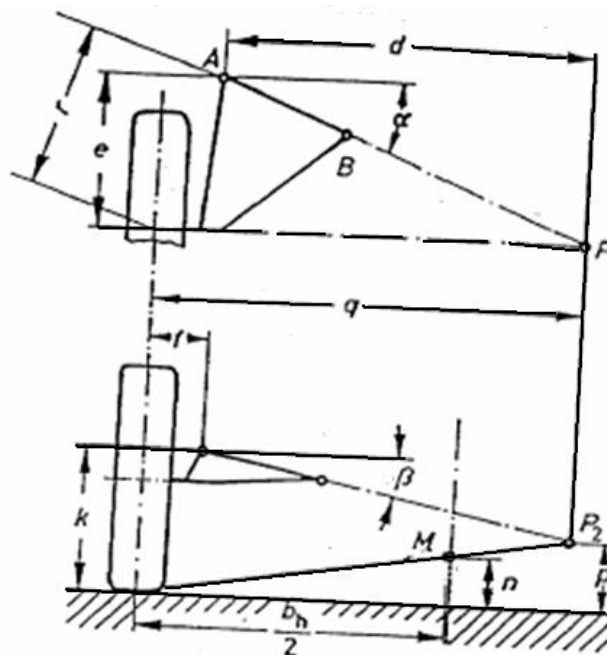
147. ábra A McPherson futómű momentán centruma

2) A háromszög - trapéz keresztlengőkaros futómű momentán centrumát a 148. ábra szemlélteti.



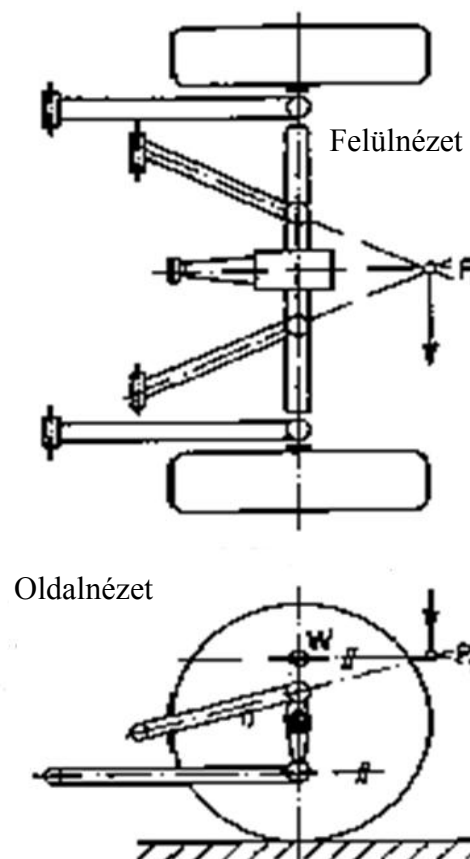
148. ábra Háromszög - trapéz keresztlengőkaros futómű momentán centruma

3) A ferde tengelyű hosszlengőkarú futómű momentán centrumát a 149. ábra szemlélteti.



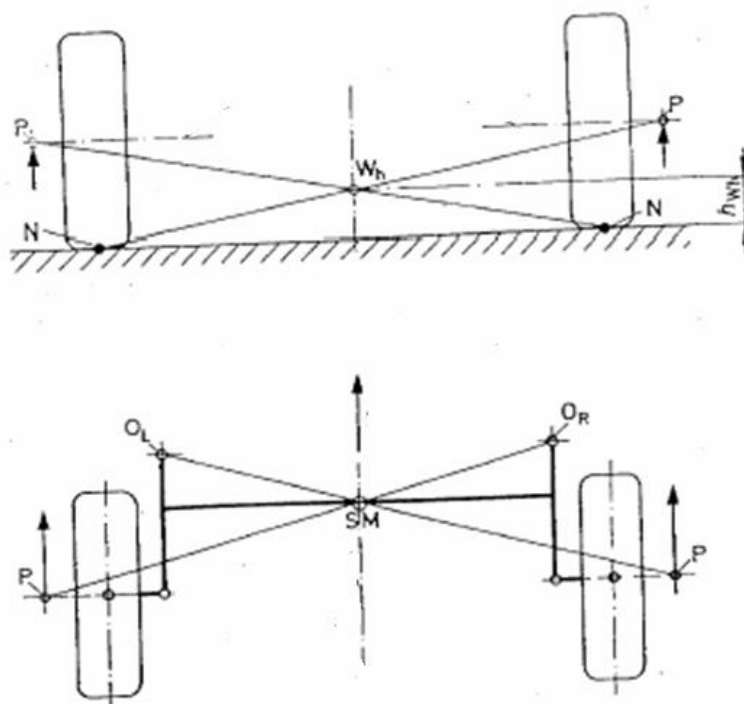
149. ábra A ferde tengelyű hosszlengőkarú futómű momentán centruma

4) A négy lengőrudas merev tengelyes futómű momentán centrumát a 150. ábra mutatja.



150. ábra A négy lengőrudas merev tengelyes futómű momentán centruma

5) A csatolt hosszlengőkaros futómű momentán centrumát a 151. ábra szemlélteti.

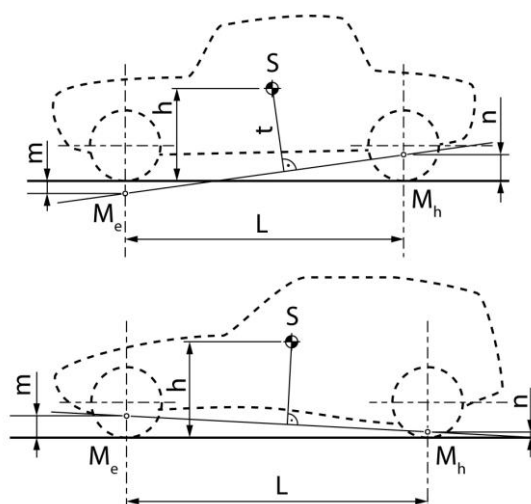


151. ábra A csatolt hosszlengőkaros futómű momentán centruma

Billenési momentán tengely

Az első és a hátsó futómű billenési momentán centrumát összekötve kapjuk a jármű billenési momentán tengelyét. A momentán tengely helyzete lehet (lásd a 152. ábrát):

- 1) előre lejt, az első futómű billenési merevsége kisebb, mint a hátsó;
- 2) hátrafelé lejt, az első futómű billenési merevsége nagyobb, mint a hátsóé;
- 3) vízszintes, a futóművek billenési merevsége azonos.

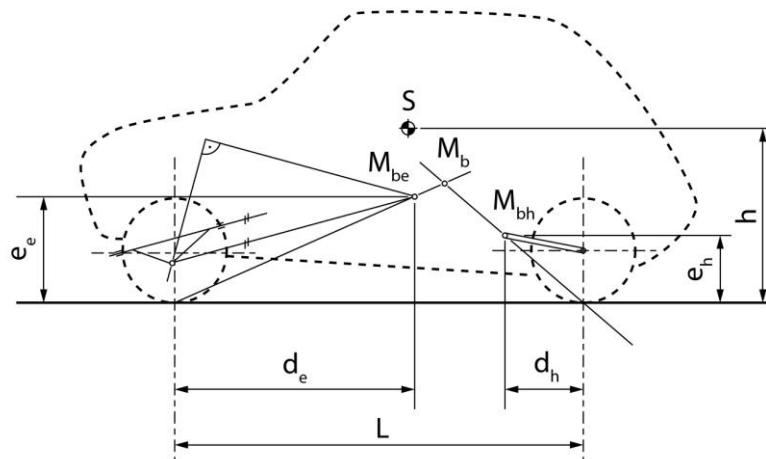


152. ábra A jármű billenési momentán tengelye

Az első és hátsó futómű oldalbillenési merevségének aránya befolyásolja a jármű saját kormányzási tulajdonágainak változását az oldalgyorsulás függvényében. Ha a billenési momentán tengely előre lejt, akkor a jármű sajátkormányzása az alulkormányzottság felé változik, ha hátrafelé lejt a változás a túlkormányzottság felé mutat.

Bólintási centrum:

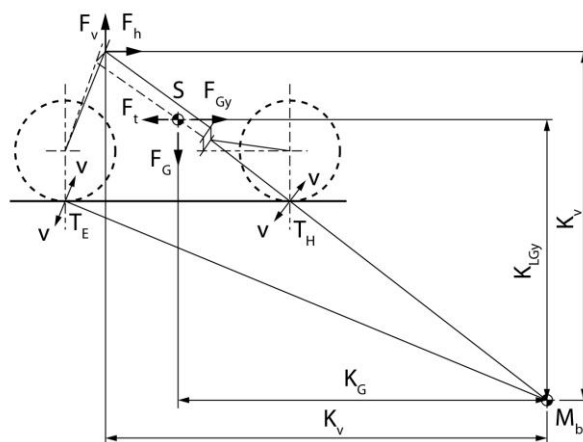
A jármű felépítménye fékezéskor vagy gyorsuláskor a tehetetlenségi erő hatására a bólintási centrum körül elfordul. Ennek következtében a felépítmény súlypontja elmozdul előre, illetve hátra, aminek következtében megváltoznak a függőleges tengelyterhelések.



153. ábra A gépjármű bólintási centruma

A hosszirányú átterhelődés is káros hatású, a tapadási erő csökkenéséhez vezet, aminek következtében romlik a jármű menetstabilitása. Az átterhelődés a bólintási centrum emelésével csökkenthető. A bólintási centrum magassága a futóművek típusától, a felfüggesztés geometriájától függ (153. ábra).

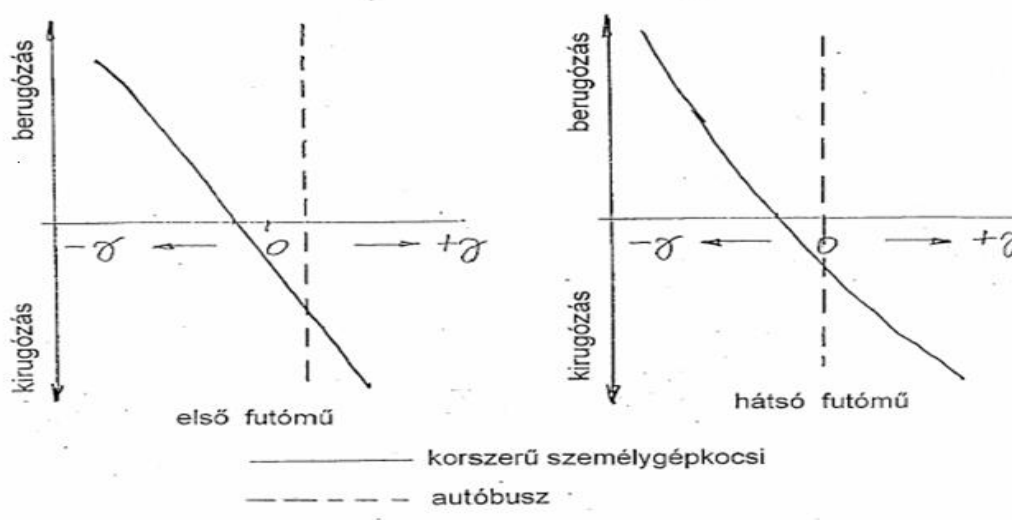
A bólintás csökkenthető a rugók merevségének növelésével természetesen a rugózási kényelem megszabta keretek közt. Az ABC szabályozó rendszer a bólintó mozgást is figyeli és akadályozza. A bólintás különösen a motorkerékpárok stabilitását befolyásolja.



154. ábra Elöl teleszkópos, hátul lengővillás motorkerékpár bólintási centruma

A kerékdőlés változása:

A korszerű járművek futóműveinek kerékdőlése vagy külső számítógépes szabályozással vagy önszabályozással változtatható a jármű stabilitásának megtartása vagy növelése érdekében. A szabályozás célfüggvényének kimenő paramétere azonos: a kanyar külső oldalán a kerékdőlést negatív, a belső oldalán pozitív irányba kell változtatni. Számítógépes külső szabályozáskor ezt a változtatást a jármű stabilitását meghatározó több paraméter függvényében lehet megadni, mint például a jármű sebessége, a különböző irányú gyorsulásai, a tapadási tényező változásai, stb. Az önszabályozós intelligens futóműveknél a kerékdőlés leggyakoribb esetben a kerék és a felépítmény közti elmozdulás, vagyis a kerék ki- és berugózása függvényében változik. A felépítmény kanyarodás közbeni billenése következtében a külső kerék berugózik, a belső kirugózik, ennek megfelelően határozható meg az önszabályozás célfüggvénye.



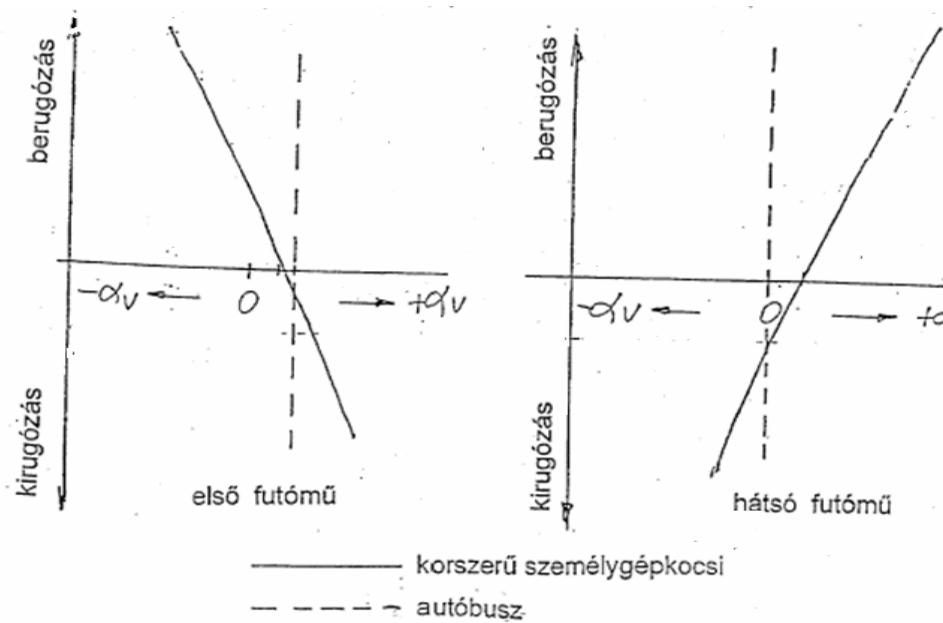
155. ábra A gépjármű kerékdőlés alakulása be- és kirugózáskor

A kerék ki- és berugózásával szabályozott kerékdőlés változás jól megvalósítható a háromszög, trapéz keresztlengőkaros felfüggesztésű futóműveknél, viszont egyáltalán nem a merev hidas futóműveknél. A McPherson futóműveknél csak a nyomtáv változásával érhető el kedvező kerékdőlés változás.

Összetartás-változás:

Az összetartás menet közbeni szabályozása is a jármű stabilitásának megtartását, növelését szolgálja elsősorban a jármű saját kormányzási viselkedésének ellenőrzése, befolyásolása révén. Nevezetesen a jármű túlkormányzottá válását kell megakadályozni. Ennek megfelelően a kanyarodás közben a hátsó futóműnél a külső kereket befelé, az összetartás irányába kell kormányozni. Az első futóműnél a túlkormányzás elkerülése érdekében éppen fordított a

korrekció iránya. Az önkormányzott intelligens futóműveknél ez a szabályozás a kerekek ki – berugózásával valósítható meg (156. ábra).



156. ábra A gépjármű-kerékösszetartás alakulása be- és kirugózáskor

Nyomtávvaltozás:

A nyomtáv az egy futómű két kerékének talppontjai közti távolság. A nyomtáv változását ebből következően a talppontok keresztirányú elmozdulása idézi elő. A nyomtáv változását egyenes irányú haladás esetén vizsgálják, miközben a felépítmény változó bólintó mozgást végez, amit a váltakozó lassítás – gyorsítás idéz elő. A nyomtávvaltozás általában káros jelenség, miután a keresztben elmozduló kerekek megcsúszhatnak, melynek következtében csökken a kerék tapadása, a jármű elvesztheti a stabilitását. A merev hidas futóműveknél nincs nyomtávvaltozás, míg független felfüggesztési futóműveknél a kerék ki-berugózása, a kerékdőlés, az összetartás változása a nyomtáv jelentős változását idézheti elő.

6.6.5 Korszerű gépjárműfutóművek jellemző konstrukciói

A jelenleg is gyártott futóműveket konstrukciójuk alapján az alábbiak szerint lehet csoportosítani:

I. Merevhidas futóművek

- laprugós merevhidas futóművek;
- tekercsrugós merevhidas futóművek;
- lérugós merevhidas futóművek;
- kombinált lap – és lérugós futóművek.

II. Csatolt hosszlengőkaros futóművek:

- rugóstagos csatolt kerekes futóművek;
- különálló tekercsrugós csatolt kerekes futóművek

III. Független kerék-felfüggesztésű futóművek:

- egy keresztlengőkaros futóművek,
- hosszlengőkaros futóművek,
- ferde tengelyű hosszlengőkaros futóművek,
- háromszög-trapéz keresztlengőkaros futóművek,
- Mc Pherson típusú futóművek
- elosztokinematikai futóművek
 - a) kettős csuklós elven felépülő futóművek;
 - b) soklengőkaros (Multilink, Mehrlenker, Raumenker) futóművek

A három főcsoportba sorolás azon alapul, hogy egy futóművön belül a két kerék egymáshoz képest milyen mozgásokat végezhet. A térben hatféle mozgást különböztetünk meg:

1. x – tengely irányú mozgás;
2. y irányú mozgás;
3. z irányú mozgás;
4. x – tengely körüli elfordulás;
5. y – tengely körüli elfordulás;
6. z – tengely körüli elfordulás.

A különböző típusú futóművek kerekeinek egymáshoz viszonyított mozgási lehetőségei:

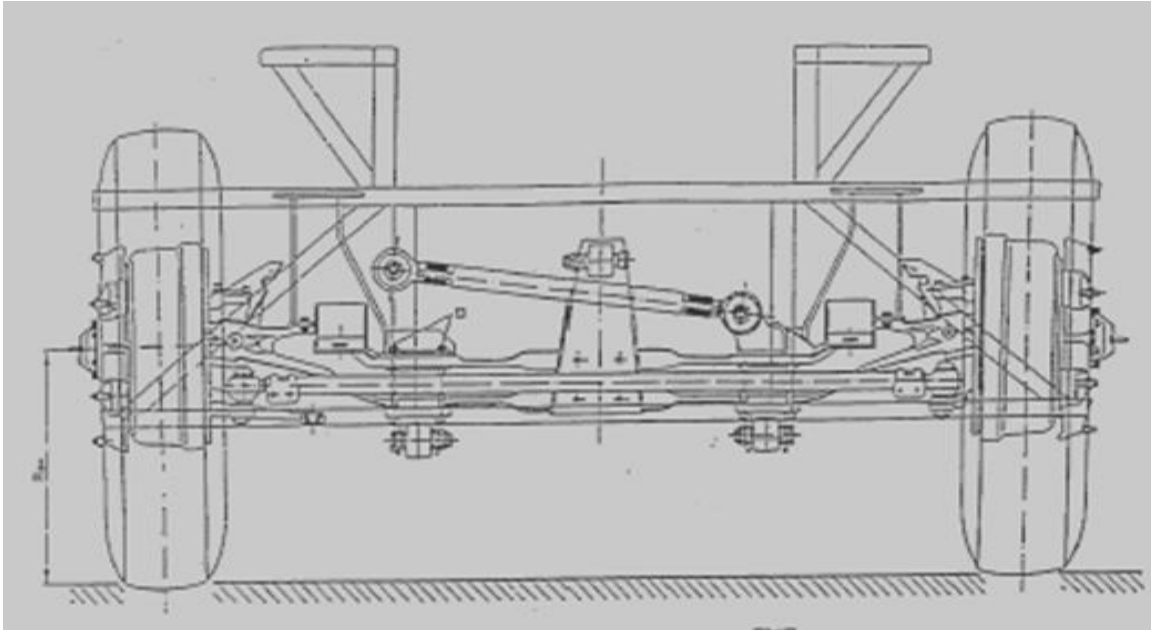
Futómű típusa	Mozgás lehetőség			Tengely irányú mozgás			Tengely körüli elfordulás		
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
Merevhidas futómű	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Csatolt lengőkarú futómű	-	-	+	-	+	-	-	+	-
Független felfüggesztésű futómű	+	+	+	+	+	+	+	+	+

6.5.5.1 Merevhidas futóművek

A merev hidas futóműveknél a két kerék egymáshoz viszonyítva nem végezhet semmiféle mozgást, vagyis a futómű szabadságfoka nulla. A két kereket szilárdságilag merev tengelytest vagy híd kapcsol össze. A kerekek a felépítményhez a tengelytest felfüggesztésén keresztül kapcsolódnak.

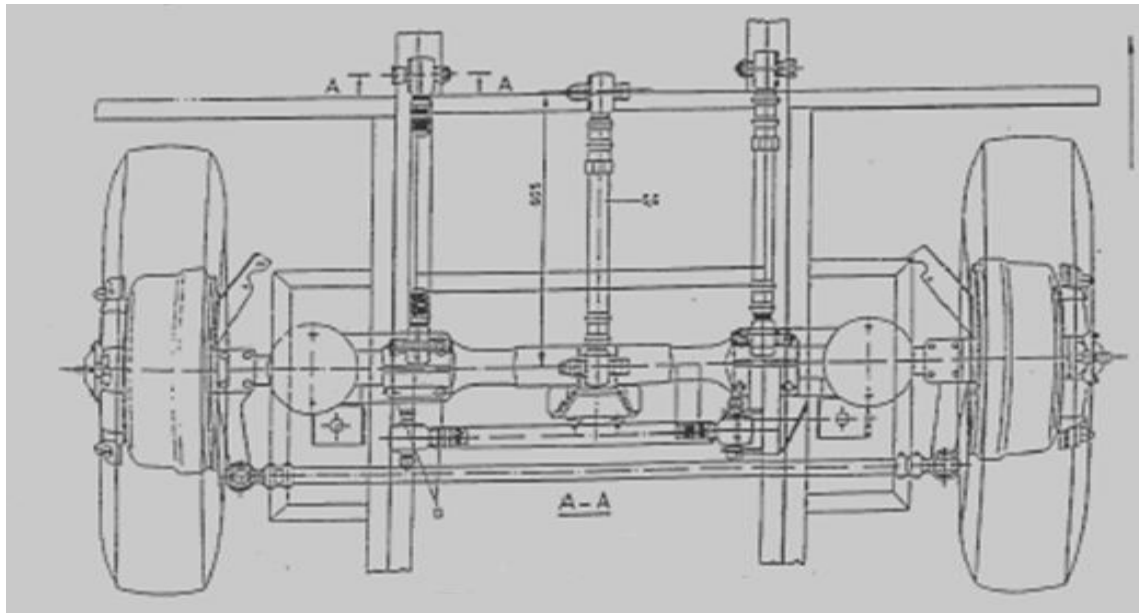
- lengőrúd, mely egyszeres kényszer;
- lengőkar, mely kétirányú kényszer;
- laprugó, mely mozgást és forgást is képes megakadályozni.

Az Ikarus 200 típusú autóbusz merevhidas első futóművét előlnézetben a 157. ábra mutatja.



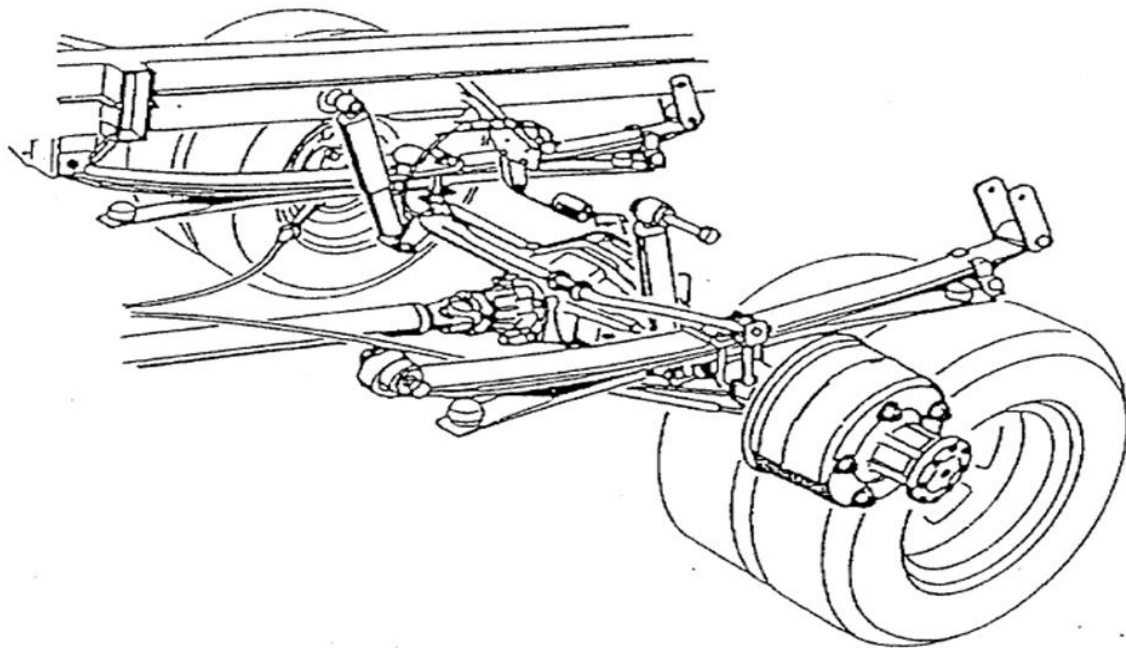
157. ábra Az Ikarus 200 autóbusz merevhidas első futóműve

Az Ikarus 200 típusú autóbusz merevhidas első futóművét felülnézetben a 158. ábra mutatja.

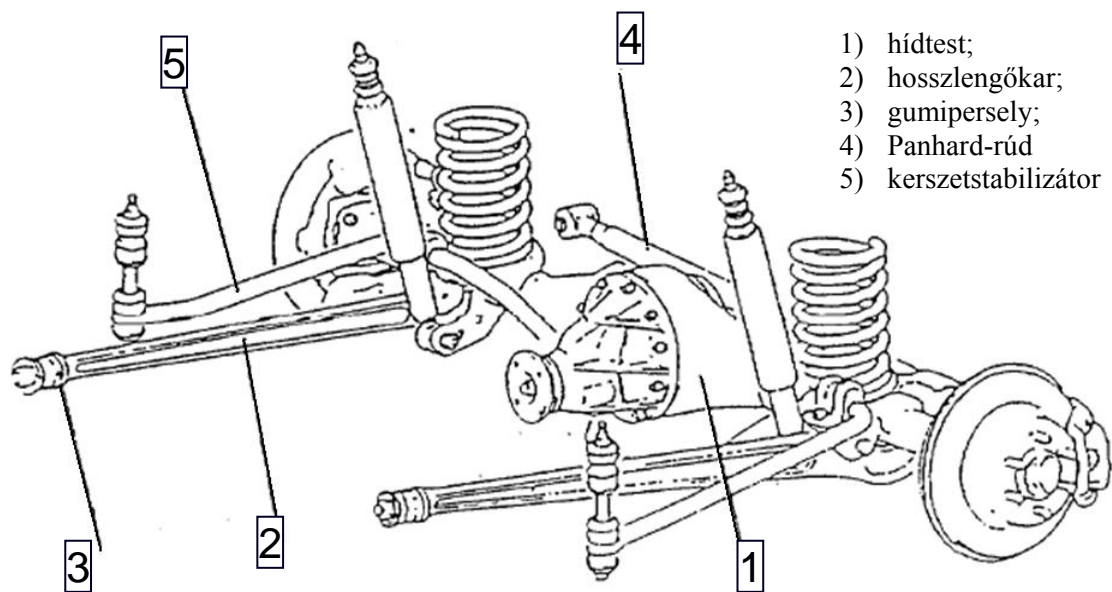


158. ábra Az Ikarus 200 autóbusz merevhidas első futóműve (felülnézet)

További merevhidas futóműveket mutatunk be a következő ábrákon. A 159. ábrán a VW laprugós felfüggesztésű futóművét mutatjuk be. A 160. ábra pedig a Mitsubishi Pajero csavarrugós felfüggesztését mutatja.

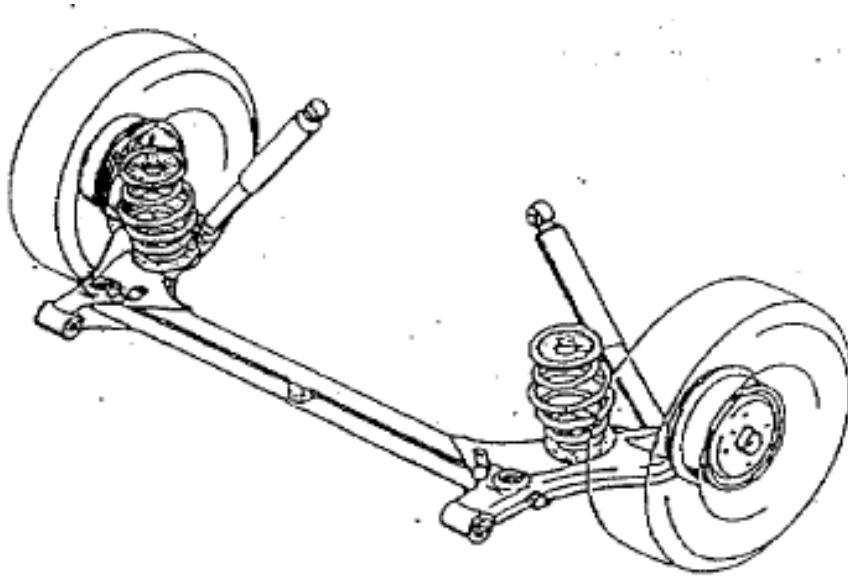


159. ábra A VW laprugós felfüggesztésű futóműve



- 1) hídtest;
- 2) hosszlengőkar;
- 3) gumipersely;
- 4) Panhard-rúd
- 5) kerszetstabilizátor

160. ábra A Mitsubishi Pajero csavarrugós felfüggesztése



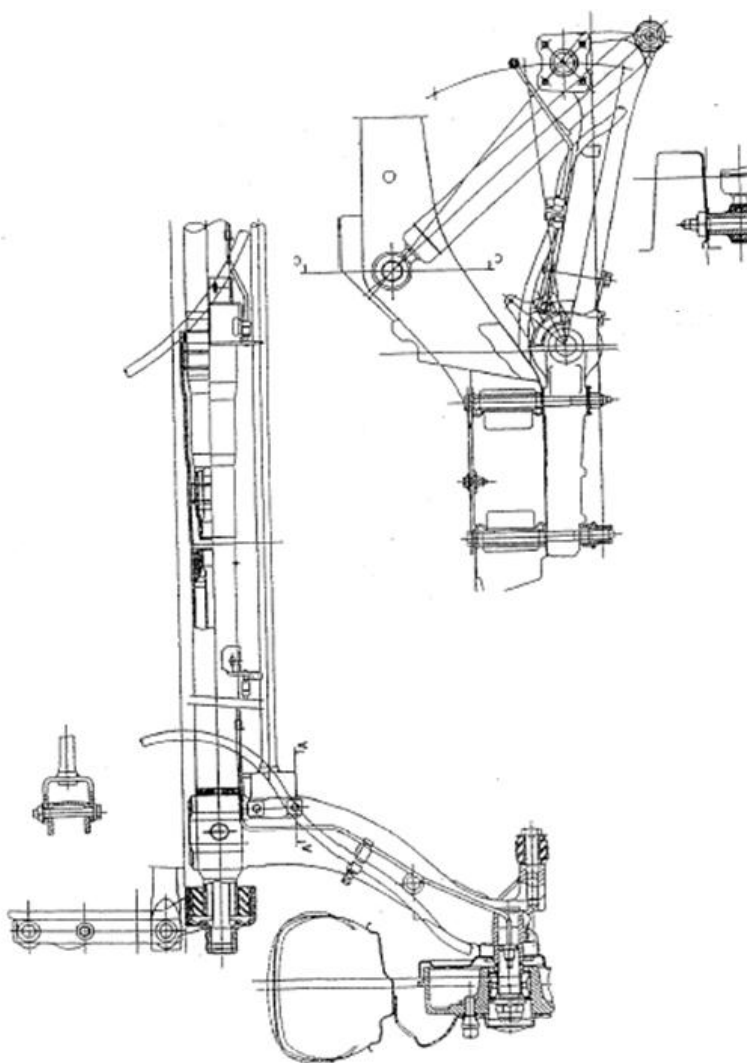
161. ábra Az Opel Astra hátsó futóműve

A csatolt hosszlengőkaros futóművek dinamikus paraméterei általában kedvezőtlenek, a kerékdőlés változásuk, az összetartás változásuk csekély, momentán centrumuk alacsony, viszont nyomtávváltozásuk kedvező. Ezek a futóművek igen széles körben elterjedtek a kis és közepes kategóriájú autókánál, szerkezetük egyszerű, kis tömegűek, könnyen gyárthatóak, karbantartást szinte nem igényelnek, kicsi a helyszükségletük, ami nagyobb csomagteret, rakfelületet eredményez. Nagyobb kategóriájú dinamikus járműveknél, versenyautóknál nem alkalmazzák.

6.6.5.3 Független kerékfelfüggesztésű futóművek

A független kerékfelfüggesztésű futóműveknél az egy futóművön lévő két kerék egymástól függetlenül mozoghat, vagyis a futómű szabadságfoka hat. Viszont egy keréknek a felépítményhez képest csak egy szabadságfoka van, csak a vízszintes irányba, a lengés irányába mozoghat, de a rugók, lengéscsillapítók korlátozása mellett. Az ilyen futóművek kerekének tengelycsomóján általában három kapcsolópontot alakítanak ki. A speciális, önszabályozott, elasztokinematikus futóműveken négy-öt kapcsolópontot is találunk. Ha a kerékfelfüggesztést csak lengőrudak alkotják, akkor kerekenként ötre van szükség. Ilyenek a multilink futóművek (pl. Mercedes, Honda Accord stb.).

A független felfüggesztésű futóművekben a lengőkarok, lengőrudak különböző variációkban fordulnak elő. A lengőkarok, lengőrudak hosszainak, bekötési szögeinek célszerű megválasztásával, rugalmas, önbeálló csuklókkal (úgynevezett elasztométerekkel) különféle önszabályozó konstrukciókat lehet kialakítani. A 162. ábrán a Renault Megane hosszlengőkaros futóművét mutatjuk be.

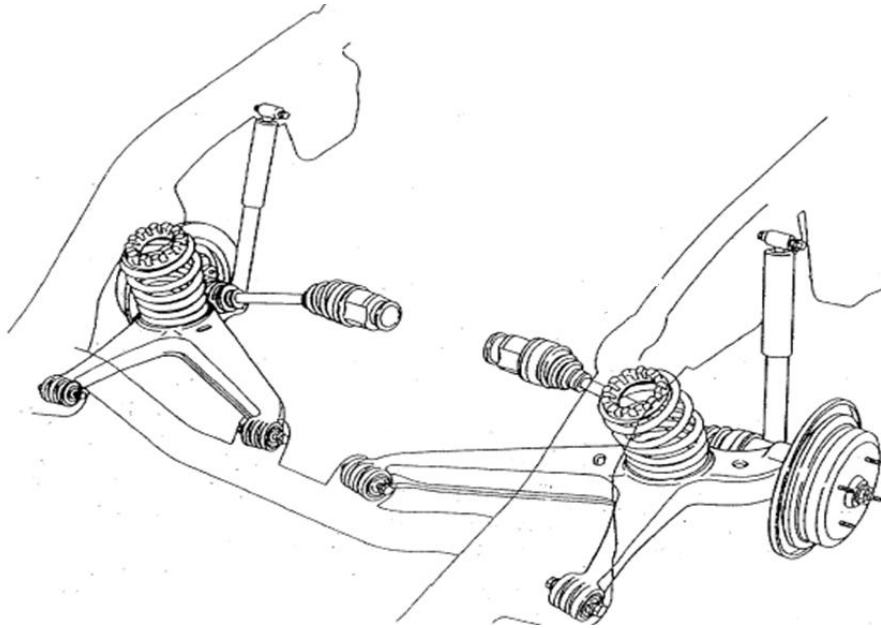


162. ábra A Renault Megane hosszlengőkaros futóműve

A hosszlengőkaros futóművek lengési tengelye merőleges a jármű hosszirányú szimmetria síkjára. Ebből adódóan a momentán centruma a talajon van, kerékdőlés változásra nem képes, viszont nincs nyomtávvaltozása. Dinamikusabb járműveken igényesebb keresztstabilizálással és rugózással együtt alkalmazzák (pl. Renault, Citroen stb).

Ferde tengelyű hosszlengőkaros futóművek

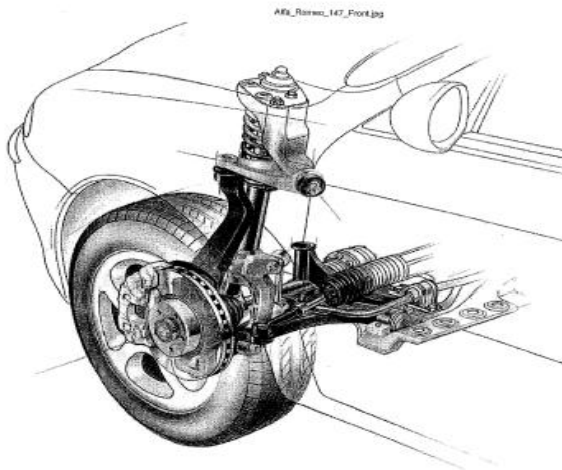
A hosszirányú lengőkar tengelye szöget zár be a jármű hossz és kereszt tengelyével egyaránt. Kedvező a momentán centruma, a kerékdőlés változása, kedvezőtlen az összetartás változása és a nyomtávvaltozása. Előnye az egyszerű szerkezet, könnyű gyárthatóság, kis karbantartási igény, nagy szilárdság. Évtizedekig a közepes és nagy kategóriájú gépkocsik jellemző futóműve volt. Ma már alig alkalmazzák. A 163. ábrán a Subaru E12 hátsó futóművét mutatjuk be.



163. ábra A Subaru E12 hátsó futóműve

Háromszög – trapéz keresztlengőkaros futóművek

Háromszög – trapéz keresztlengőkaros futóműveknél a tengelycsomón három csukló található. Az alsó és felső csuklóhoz kapcsolódnak a hárompontos keresztirányú felfüggesztő elemek, míg a középső csuklóhoz első futóműnél a nyomtávrúd, hátsó futóműveknél az önkormányzást szabályozó rúd vagy az összkerék-kormányzású rendszer esetén a hátsó nyomtávrúd.

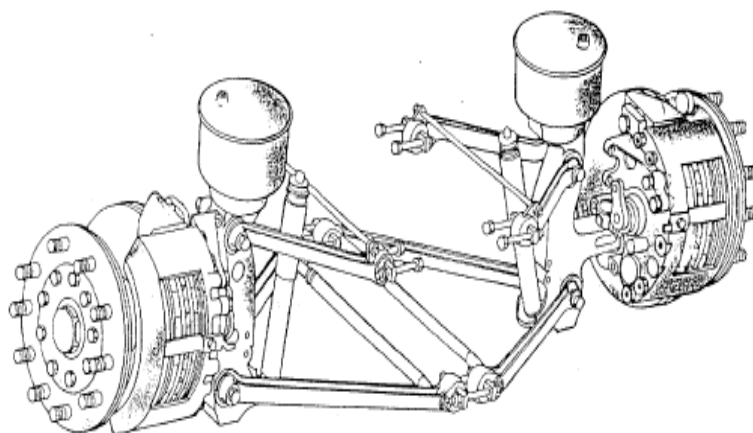


164. ábra Az Alfa Romeo 147 első futóműve

A korszerű típusoknál a tengelycsomó felső nyúlványa egészen a gumibroncs fölé emelkedik. A leggyakrabban alkalmazott futóműtípus. A kis és közepes kategóriájú autókban a McPherson típusú futómű versenytársa, a nagyobb kategóriájú gépkocsikban, versenyautókban, autóbuszokban egyre szélesebb körben alkalmazzák. A felfüggesztés geometriai méreteinek helyes megválasztásával szinte valamennyi dinamikus paraméter kedvezően alakítható. A 164. ábrán az Alfa Romeo 147 első futóművét mutatjuk be. Az autóbuszokban a tengely-

csomó kettős kialakítású, a keresztlengőkarok az álló tengelycsomó részéhez kapcsolódnak. Az itt alkalmazott csuklók csak egy szabadságfokúak, aminek a következtében nem azok alkotják

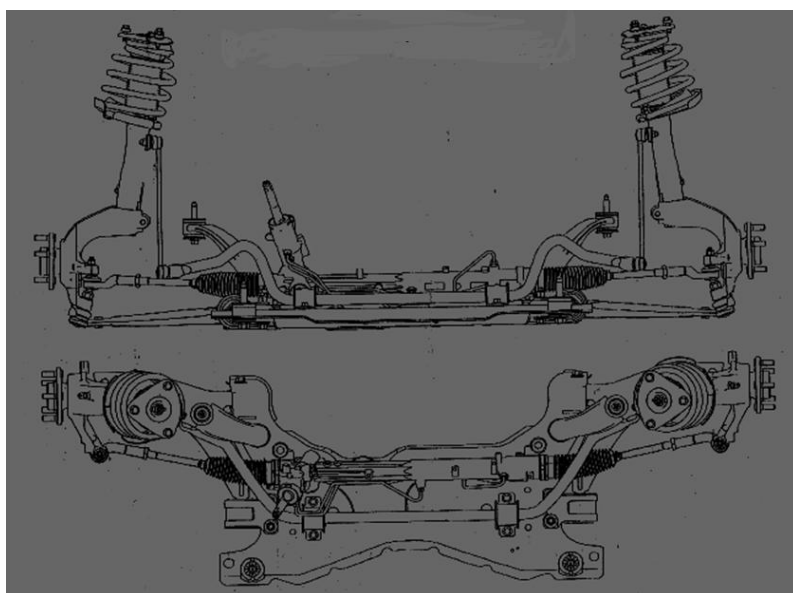
az elkormányzás tengelyét, hanem a két tengelycsonk részt összekapcsoló függőcsapszeg. A 165. ábrán a Van Hool T9 autóbusz első futóművét mutatjuk be.



165. ábra A Van Hool T9 autóbusz első futóműve

McPherson típusú futóművek

A McPherson-típusú futóművek fél évszázada a kis és közepes autók egyik leggyakoribb futóműve. A kerék tengelycsonkját alul gömbcsuklós hárompontos keresztirányú felfüggesztés,



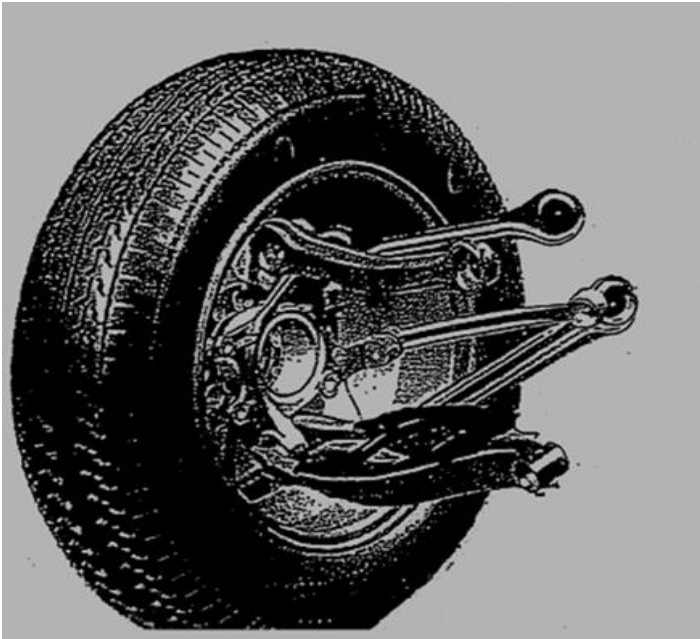
166. ábra A Ford Focus C-MAX első futóműve

a tengelycsonk felső részét pedig a teleszkópos lengéscsillapító vezeti meg. A lengéscsillapító akkor tölti be ezt a szerepét, ha a csillapító hengere mereven kapcsolódik a tengelycsonkhoz (pl. két csavarral rögzítve vagy besajtolva) és a csillapító rúdját a támcsapágy révén a felépítményhez rögzítik.

Nagyarányú elterjedésének az oka egyszerű szerkezete, kis helyfoglalása, mely elsősorban az elől keresztben elhelyezett motorok számára előnyös. A 166. ábrán a Ford Focus C-MAX első futóművét mutatjuk be.

Soklengőrudas (multilink) futóművek

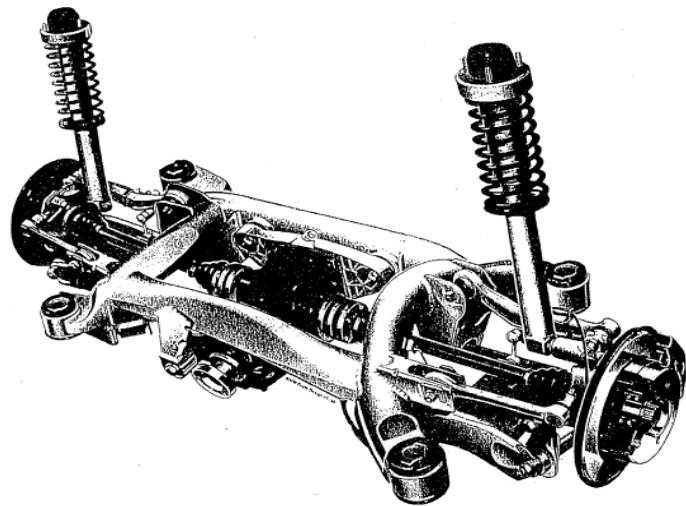
A Mercedes soklengőrudas (multilink, mehlenker, raumlenker) Zomotor Ádám magyar mérnök tervezte 1983-ban. A hátsó futómű tengelycsonkján a szokásos három helyett öt tengelycsonk



167. ábra A Mercedes 124 hátsó futóműve

nyúlvány található, a hozzájuk csatlakozó lengőrudas nagytérfogatú gumi-szilentblokkok révén kapcsolódnak a jármű hátsó segédvázához (167. ábra). Dinamikusan változik a kerékdőlés, a kerékösszetartás, az elkormányzási tengely pozíciója, miközben a futómű nyomtávja alig változik. A felépítmény billenési momentum centruma magasan helyezkedik el. Ez a futómű indokoltan nevezhető interaktívan szabályozott rendszerűnek (IDS – Intelligent Driving System).

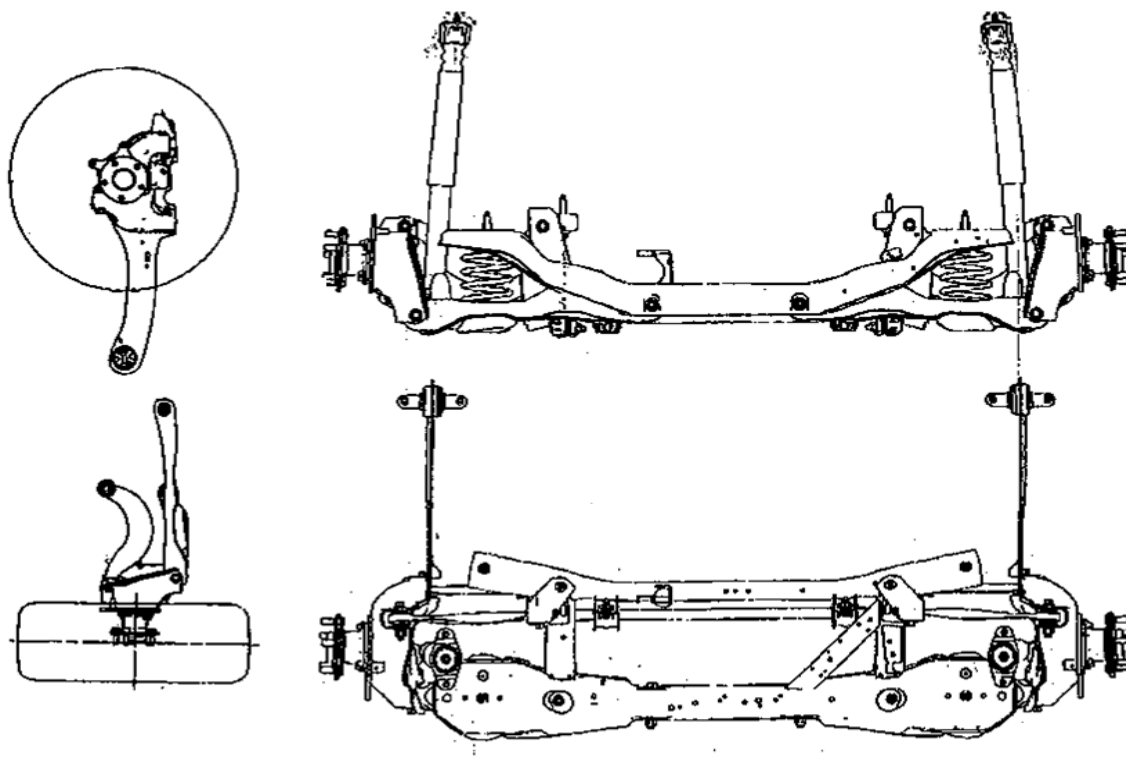
A multilink futómű továbbfejlesztett típusa a BMW 5. széria integrált hátsó futóműve. Ezen két új elem is megjelent: a szabad csuklós kétrészes lengőrúd és az elasztikus szabályozó rúd. Ezek hatására a futómű már kis oldal és hosszirányú erők és kis oldalbillenés esetén is önszabályozással változtatja a paramétereit. Ez különösen előnyös az aktív felépítmény szabályozó rendszerrel (ABC) felszerelt járműveknél, amelyeknél a felépítmény szinte nem végez billenő és bólintó mozgást.



168. ábra A BMW 5. széria hátsó futómű

Weissach-típusú futóművek:

A Weissach-típusú futómű a csatolt hosszlengőkaros futómű továbbfejlesztett változata. Elmarad a két lengőkart összekötő csatoló rúd, a kerekek felfüggesztése független, a hosszlengőkart két vagy három keresztrúd vezeti meg. A kerék ki-, berugózása vezérli a kerékdőlés és a kerékösszetartás változását. Ennek a típusú futóműnek az önvezérlési tartománya kisebb, mint a multilink vagy az integrált futóműveknek. Elsősorban a közepes kategóriájú, dinamikus autókhoz alkalmazzák, ilyen hátsó futóműve van például a 3. szériájú BMW-nek, a Ford Focusnak, VW Golfnak, a Volvo 40 – nek. A 169. ábrán a Ford Focus C-MAX hátsó futóművét mutatjuk be.



169. ábra A Ford Focus C-MAX hátsó futóműve

6.7 Irodalom a 6. fejezethez

- [1] **Lévai Z.:** Gépjárművek szerkezetana, Tankönyvkiadó, Budapest, 1990.
- [2] **Jurek A.:** Automobilok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1963.
- [3] **Zomotor Á.:** Gépjármű menetdinamika, Széchenyi István Egyetem és IbB Hungary Járműakadémia, Győr, 2003.
- [4] Autodata – Futóműbeállítási adatok 2002
- [5] **Reimpell, J.:** Fahrwerktechnik 1-2., Vogel-Verlag, Würzburg, 1971.
- [6] **Mitschke, M.:** Dynamik der Kraftfahrzeuge, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1972.

7. LÉGI JÁRMŰVEK

7.1 A repülés története

7.1.1 A kezdetek

A repülés vágya egyidős az emberiséggel. Ezt tanúsítják a beszámolók vagy tárgyi leletek formájában fennmaradt emlékek az Ikarosz-legendától kezdve a korai gyakorlati próbálkozásokig. Azonban a tudatosan elért eredmények és a sikeres megvalósítás egészen az újkor végéig váratott magára, mivel a természetben látható példa, azaz a madarak és a rovarok repülése olyan összetett folyamatok eredménye, melyeket csak az utóbbi években sikerült mesterségesen utánozni.

Az először megvalósított válfaját a repülésnek, azaz a levegőnél könnyebb eszközökkel történő repülés elvét sem az állatvilágtól lehetett ellesni, hanem a füst mozgásának megfigyelésén alapult, melyet a Montgolfier fivérek vittek sikerre. Papírból készült hőlégballonjuk hosszas kísérletezések után 1783. október 19-én Párizs mellett emelkedett fel először emberekkel.



170. ábra: A Montgolfier fivérek hőlégballonja

A hőlégballonok után a levegőnél könnyebb gázokkal töltött gázballonok terjedtek el. A ballonok csak a magasságukat tudták valamelyest szabályozni, repülésük iránya teljesen a széliránytól függött. Az irányított léghajók a könnyű motorok és a légszárak megjelenésével válhattak valóra, és csúcukat a Zeppelin-féle merev vázzal rendelkező léghajók jelentették, melyek rendszeres utasszállítást is végeztek Európa és Észak-Amerika között a 30-as évekig. Sikereiket sajnos több baleset is beárnyékolta.

A ballonok és léghajók fejlesztése közben a levegőnél nehezebb repülés megvalósításán is sokan dolgoztak. Következetes munkája miatt Otto Lilienthalt szokták az emberi repülés atyjának



171. ábra: Zeppelin léghajó kikötése

nevezni, aki hosszas elméleti kutatások után 1891-től végzett rendszeres és sikeres siklásokat, melyeknek egy halálos kimenetelű repülés vetett véget.



172. ábra: Otto Lilienthal siklása

A Wright fivérek elődeik eredményeire támaszkodva és szintén következetes fejlesztést folytatva jutottak el lépésről lépésre a siklórepülésen át a motoros repülés megvalósításához 1903 végére, melyet rendszeresen ismételni is tudtak egyre jobb eredményeket elérve.



173. ábra: A Wright fivérek repülése

A külföldi példák után hazánkban először Adorján János szállt fel 1909-ben Libelle nevű gépével, és 1913/14-es oktatási évben Bánki Donát már fakultatív tárgyat indított a Műegyetemen a repüléstudomány megismertetésére.

A sikeres kísérletek eredményeire először természetesen a világháború irányába haladó hadiipar figyelt fel, és jelentős támogatásban részesítette világszerte a fejlesztőket, hogy egyre nagyobb sebességet és felszálló tömeget érjenek el aeroplánjaikkal. Az első világháború alatt a kísérleti eszközökből pár év alatt sorozatban gyártott, megbízhatóan alkalmazható repülőgépek váltak. A háború után azonnal megjelentek a posta- és utasszállításra átalakított bombázó repülőgépek, majd pedig a kifejezetten polgári célokra fejlesztett repülőgépek is.

7.1.2 A repülés elterjedése

1919-ben született meg az első, teljesen fémépítésű utasszállító repülőgép, a Junkers F13, melynek duralumínium alapanyaga a fánál kevesebb karbantartást igényelt, és így megbízhatóságával jelentősen gazdaságosabbá tette a repülést.

Az első világháború után jelent meg a vitorlázórepülés is, amely olcsósága és a benne rejlő kihívás miatt a fiatalok körében terjedt el, mint sport, ugyanakkor a motoros pilóták előképzésében is fontos szerepet játszott elsősorban azokban az országokban, ahol a Versailles-i békediktátum korlátozta a motoros repülést.

Ebben az időben számos légitársaságot is alapítottak (pl. Luft Hansa, 1926) a posta- és utasforgalmi repülésekre. A kontinensek közötti útvonalakon nagy repülőcsónakok (Curtiss, Dornier) repültek 50-60 személlyel a fedélzetükön, melyek ellátóhajók mellett leszállva vételeztek üzemanyagot a következő útvonalszakaszra.

Szintén a 20-as évekre tehető az első sikeres repülések forgószárnyas repülő eszközökkel, melyek lehetővé tették a függőleges fel- és leszállást (Juan de la Cierva - autogiro). Az első megbízhatóan repülő helikopterek a 30-as években jelentek meg (Bréguet, Focke-Wulf).

A menetrend szerinti repülések a navigációs műszerek fejlődését is meghozta. Megjelent a repülőgépek fedélzetén a műhorizont, a pörgettyűs iránytű és a rádió navigációhoz szükséges műszerek is. Ennek megfelelően a repüléshez szükséges infrastruktúra is kezdett kialakulni.

7.1.3 A repülés nemzetközivé válása

A második világháború során a repülés ismét hatalmasat lépett előre műszaki szempontból. A motorok és az aerodinamika fejlődése, valamint a nagy szilárdságú, de könnyű alumínium ötvözetek lehetővé tették a nagy sebességű, nagy hatótávolságú repülést. Megjelent a gázturbinás sugárhajtómű és a túlnyomásos kabin is. A radarberendezések biztosították a légterekben folyó repülések nyomon követését. Mindez oda vezetett, hogy a repülés ugrásszerű előnyre tett szert minden más közlekedési ággal szemben a nagy hatótávolságú szállításban. Kuriózum volta megszűnt, és készen állt a mindennapi élet szerves része lenni.

A háború után a műszaki eredmények el is terjedtek a polgári repülésben. Az 50-es évek elején megjelentek az első korszerű, sugárhajtású, túlnyomásos kabinnal rendelkező utasszállító repülőgépek (DeHavilland Comet, Boeing B707, Tupoljev Tu-104), melyeket már nem is lehetett gazdaságosan belföldi utakra használni a legnagyobb országok kivételével.

Szintén a háború tapasztalataiból kiindulva meglepően gyorsan, már 1944-ben megalapították az ICAO-t (*International Civil Aviation Organization*), amely kidolgozta azokat az egységes nemzetközi szabályokat, melyek alapján beindulhatott az országok közötti polgári légi forgalom. Ennek fontossága első olvasatra nem egyértelmű, de óriási akadályt jelentett volna, ha a világ országai önállóan határozzák meg a területükön érvényes szabályzást, azaz a jogszabályokat, légialkalmassági követelményeket, repülési eljárásokat (légi KRESZ), vagy adminisztratív tevékenységeket, és minden egyes repülőgép és repülés az összes érintett ország követelményeinek egyszerre kell megfeleljen.

7.2 Aerodinamika

Az aerodinamika az áramlásba helyezett testekre ható erők tudománya, mellyel már jóval a repülés megvalósítása előtt foglalkozni kezdtek. A ma is használt elméleti alapokat már száz évvel az első repülés előtt lefektették, mégis az első sikeres próbálkozások a tapasztalati oldalról közelítő úttörők nevéhez köthetők, akik az elméleti munkákból inkább még csak (nem elhanyagolható jelentőségű!) iránymutatásokat tudtak levonni, mint konkrét segítséget. Azonban közülük is azok értek el először eredményeket, akik türelmesen és szisztematikusan dolgozva, sok kísérletre és mérésre alapozták nagyratörő terveiket. Az ő munkájukat folytatva nagyjából az 1920-as években alakultak meg a „nagy” kutató intézetek (NACA, CAGI stb.), ahol rendszerezett kísérletsorozatokat végeztek. Így születtek meg azok az empirikus összefüggések, melyeket még ma is jó hatásfokkal lehet alkalmazni egy robotrepülőgép vagy egy egyszerűbb sportrepülőgép tervezésekor (Pl. NACA Report-ok). Sajnos ezek is csak elvont tényezők és hasonlósági számok pontos ismeretében alkalmazhatók eredményesen, ami megnehezíti a használatukat. Az 50-es évektől mondhatjuk, hogy az elmélet és a gyakorlat kezdett összeérni, de ehhez a számítástechnika megjelenésére volt szükség. Ma már magánember számára is elérhető olyan számítógépes hardver és szoftver, amely tisztán elméleti alapokra helyezett eredményeket ad (CFD – Computational Fluid Dynamics), de még ezek is nagyon távol állnak attól, hogy ne kelljen a számítások futtatásához és az eredmények értelmezéséhez mérnöki értelemben is átlagon felüli képzettség és tapasztalat. Ez magyarázza, hogy jelenleg is csak a kutatóintézetek és a nagy repülőgépgyártók birtokolják megbízhatóan ezt a tudást.

7.2.1 Felhajtóerő

A repülés feltétele, hogy legyen egy erő, amely a repülő test súlyával ellentétes irányba mutat, mivel Newton második törvénye értelmében csak így biztosítható, hogy a test ne gyorsuljon (essen) lefele. Hosszú ideig tartott az emberiségnek, mire rájött, hogy a szélmalomok lapátjainak működési elvét fel lehet használni emelőerő létrehozásához is. Áramlásra merőleges erő, azaz **felhajtóerő** (L) még egy sík lapon is ébred, ha megfelelően van beállítva. A mérések azt mutatták, hogy a felhajtóerő nagysága egyenesen arányos a közeg sűrűségével (ρ) és a felületével (S), míg az áramlás sebességével (V) négyzetesen arányos. Ez a tapasztalat a (7.1) képlet formájában terjedt el:

$$L = C_L \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot S \quad (7.1)$$

A képletben szereplő C_L tag bizonyos feltételek mellett állandó, és a testre jellemző. **Felhajtóerő-tényezőnek** hívjuk. Minél nagyobb az értéke, annál nagyobb erőt lehet a testtel létrehozni ugyanolyan körülmények között.

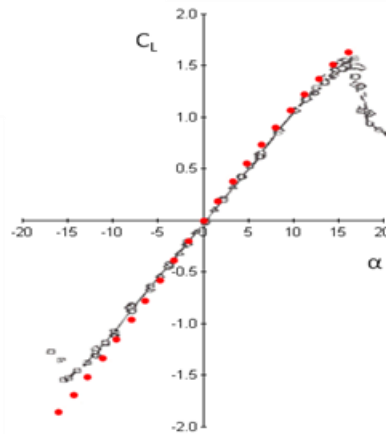
A felhajtóerő keletkezésének oka összetett. Elvileg is helyes magyarázatához (cirkuláció-elmélet) az áramlástan mélyebb ismerete (folytonosság törvénye, impulzus-tétel, Bernoulli-tétel, komplex potenciálok) szükséges. Annyi azonban mindenképpen elmondható, hogy a szárnyat mozgó közegbe helyezve a felületén megváltozik a nyomás, és az alsó és a felső oldalon kialakuló nyomáskép különbsége jelenik meg a megfúvásra merőleges erőként. A nyomás kialakulásáért a szárny által elterelt áramlásban lezajló jelenségek felelősek, melyekkel az áramlástan tudománya foglalkozik részletesen.

Az állandósult vízszintes repülés feltétele, hogy a szárny a repülőgép saját súlyával egyenlő nagyságú felhajtóerőt hozzon létre. Az eddigiek ismeretében könnyen magyarázható, hogy a Wright fivérek csupán kb. 350 kg felszállótömegű, de nagyon lassú és kedvezőtlen profilú repülőgépeinek a szárnyfelülete miért volt nagyobb, mint egy mai 10-15 tonnás vadászgép szárnyfelülete: egyrészt a felhajtóerő négyzetesen függ a sebességtől, másrészt a mai repülőgépek felhajtóerő-tényezője is nagyobb. A (7.1) képletben szereplő sűrűség pedig azt is megmagyarázza, hogy a levegőnél ezerszer nagyobb sűrűségű vízben „repülő” szárnyashajó szárnya miért tűnik megdöbbenően kicsinek egy repülőgéphez képest.

A repülés első éveiben rájöttek, hogy a felhajtóerő-tényező szempontjából a szárny keresztmetszetének igen nagy szerepe van.

A 174. ábra egy jellemző szárnykeresztmetszetet, azaz **profil** mutat be. A profilt a **felső** (1) és az **alsó** (2) **kontúrvonal** határolja. A **belépőél** (3) - szárnyprofilok esetében is így nevezük, habár csak egy pont - a hangsebesség alatti repülések esetében mindig lekerekített, me-

Egy szimmetrikus profil $\alpha=0^\circ$ -os állásszög mellett nem termel felhajtóerőt, azaz a felhajtóerő-tényező $C_L=0$, mivel az alsó és a felső oldalon a profilgeometria és az áramlás szimmetriája miatt a nyomásmegoszlás pontról pontra azonos lesz. Ha az áramlás nem pont szemből, hanem alulról vagy felülről éri a profilt, akkor (az áramlás) aszimmetrikussá válik, és a nyomásmegoszlások között különbség alakul ki, amely erőként jelentkezik. Az állásszög növelésével a felhajtóerő is nő. A felhajtóerő mért értékéből a (7.1) alapján számított felhajtóerő-tényező a következőképpen alakul (176. ábra):



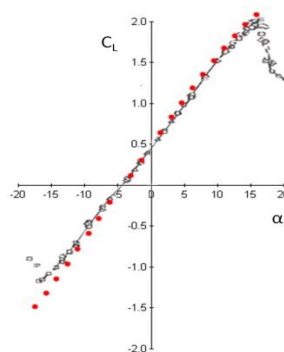
176. ábra Szimmetrikus profil felhajtóerő-tényezőjének alakulása

A mérési pontok láthatóan egy origón átmenő egyenesre fekszenek. Ennek értelmében a felhajtóerő-tényező alakulása a következő függvénnyel közelíthető:

$$C_L = C_{L\alpha} \cdot \alpha, \quad (7.2)$$

ahol $C_{L\alpha}$ a felhajtóerő-tényező meredekség, melynek értéke egy hagyományos profil esetében állandónak tekinthető.

Egy ívelt profil esetében a profilgeometria aszimmetriája miatt már $\alpha=0^\circ$ -os állásszög mellett is eltér a nyomásmegoszlás az alsó és a felső oldalon, és mérhető felhajtóerő. A felhajtóerő-tényező görbéje ebben az esetben is a szimmetrikus esethez hasonló alakú, de ahhoz képest függőlegesen felfelé eltolva jelenik meg a diagramban. (Részletesen vizsgálva más különbségeket is lehet találni, melyre most nem térünk ki.)



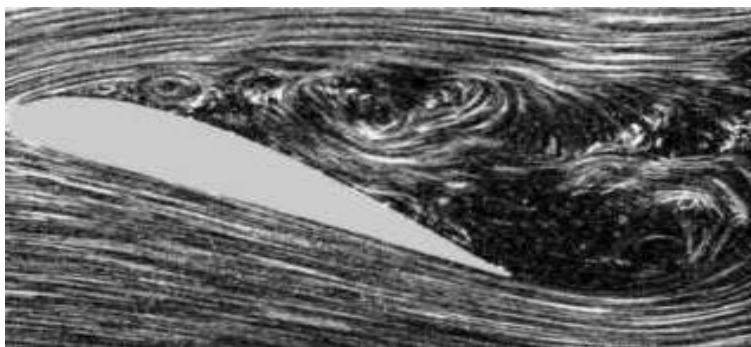
177. ábra Aszimmetrikus profil felhajtóerő-tényezőjének alakulása

Ezt a következő képlettel lehet leírni:

$$C_L = C_{L\alpha} \cdot (\alpha - \alpha_0), \quad (7.3)$$

ahol α_0 az az állásszög, amelynél felhajtóerő-tényező egyenlő nullával. (α_0 értéke általában negatív.) Ez azt is jól leírja, hogy ívelt profilk esetében enyhén negatív állásszögek mellett is pozitív felhajtóerő keletkezik.

Az állásszög növelésével azonban nem lehet a felhajtóerőt korlátlanul növelni. Ahogy a 176. ábra és a 177. ábra is mutatja, létezik egy állásszög, amin túl a felhajtóerő rohamosan csökken. Ezt az állásszöget nevezzük **kritikus állásszögnek**, és itt éri el a profil a **maximális felhajtóerő-tényezőjét**. Ennél nagyobb állásszögnél a levegőrészecskék már nem tudják követni a profil felső kontúrvonalát, hanem leválnak róla, és örvényeket alkotva áramolják körül a szárnyprofil (178. ábra). Ez a **leválás** jelensége, melyet pilóták **átesésnek** is neveznek a repülőgép ilyenkor bekövetkező hirtelen megsüllyedésére utalva.



178. ábra: Az áramlás leválása

7.2.2 Ellenállás

Az áramlásba helyezett testeken ébredő erőnek nemcsak áramlásra merőleges komponense van, hanem vele párhuzamos is. Ezt nevezzük **ellenállásnak** (D), mivel ez a mozgást mindig gátolja. Az ellenállás keletkezése több okra vezethető vissza, melyek együttes hatása jelenik meg a repülés során.

Alaki ellenállás

A felhajtóerő magyarázatakor említettük, hogy a szárny felületén nyomásmegoszlás alakul ki. A nyomás mindig a felületre merőlegesen hat. Mivel a szárny felülete nem párhuzamos a távoli megfűvés irányával, ezért a szárnyra ható nyomásnak megfűvéssal párhuzamos komponense is van. Azért hívják alaki ellenállásnak, mert a felület irányítottságával, tehát profil alakjával befolyásolható.

Súrlódási ellenállás

Az áramlás következtében nem csak nyomásból származó, felületre merőleges erők jönnek létre a szárny elemi felületdarabjain, hanem a súrlódás miatt felülettel párhuzamos erők is ke-

letkeznek. Ezeknek az erőknek a távoli megfúvással párhuzamos komponensei eredményezik a súrlódási ellenállást. Nagyságát a felület és a közeg közötti súrlódás változtatásával lehet esetleg csökkenteni.

Ha nem közvetlenül az áramlásba helyezett test felületét szemléljük, akkor felfigyelhetünk olyan jelenségekre, melyek egy adott test alaki és súrlódási ellenállását is megnövelhetik:

Leválás: ha egy testről leválik az áramlás, az örvények keletkezésével jár, és ez megnöveli a test ellenállását. Emiatt érdemes a kiálló felületeket (futómű, szárnydúc, szegecsfejek) eltávolítani vagy áramvonalazni, illetve minden rést és illesztést eldolgozni.

Interferencia: ha két testet közelítünk egymáshoz, akkor módosul a körülöttük kialakuló áramkép, amely legtöbbször ellenállás növekedést okoz. Ennek mérséklésére alkalmazzák pl. a hónaljlemezeket a szárnyak és a vezérsíkok tövében a törzscsatlakozásnál.



179. ábra: Terelőlemez a szárny és a hajtómű-gondola közötti interferencia ellenállás csökkentésére

Hullámenellenállás: a hangsebességhez közeledve az áramlás jellege teljesen megváltozik, mivel a levegőrészecskék olyan hirtelen érkeznek a testhez, hogy nincs lehetőségük kialakítani a kisebb sebességeknél megismert áramképet. Ennek következtében kialakulnak a ferde és mérőleges lökéshullámok, melyek megjelenése ugrásszerűen megnöveli a testek ellenállását. A lekerekített homlokfelületek (belépőél, orr, kabintető) helyett élek és csúcsok, valamint különleges szárnyprofilok alkalmazásával csökkenthető.



180. ábra Lökéshullám miatt kicsapódó pára

A fent felsorolt öt ellenállásfajtát nevezzük összefoglaló néven káros ellenállásnak.

Indukált ellenállás: a felhajtóerő természetes velejárója, ezért nem nevezzük káros ellenállásnak. Létezése a szárnyvégörvénnyel és a szárny mögötti leáramlással függ össze. Egyedül a szárny alaprajzának módosításával csökkenthető.



181. ábra A szárnyvégen keletkező örvény mérete

A fent felsorolt jelenségek összességéből kialakuló ellenállás nagysága első közelítésben a következő képlettel írható le:

$$D = C_D \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot S, \quad (7.4)$$

ahol az ellenállás-tényező (C_D) egy konstans, mely egy adott testre jellemző egy adott állásszög mellett és egy adott sebességtartományban. Egy szárny ellenállás-tényezőjének állásszög függését a káros és az indukált ellenállás összegeként a következő összefüggéssel szokták leírni:

$$C_D = C_{D0} + \frac{C_L^2}{\pi \cdot AR \cdot e}, \quad (7.5)$$

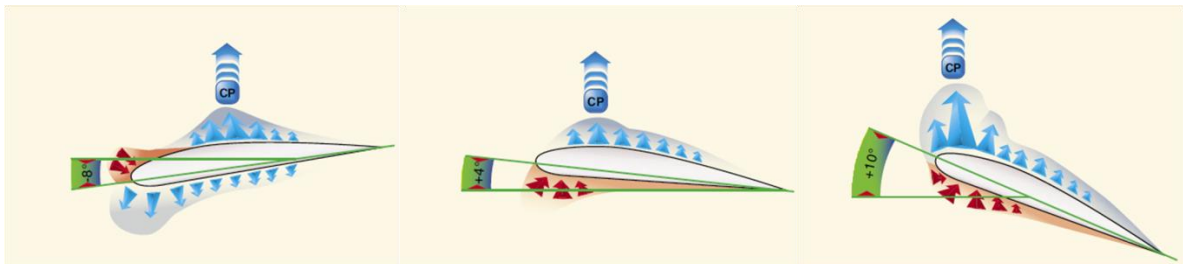
ahol a szárnykarcsúság (AR) a szárny fesztávolságának (b) négyzete osztva a szárny felületével:

$$AR = \frac{b^2}{S}, \quad (7.6)$$

az Oswald-faktor (e) pedig egy konstans, amely a szárny alaprajzától függ, C_{D0} pedig a zérus felhajtóerő esetén mért ellenállás-tényező.

7.2.3 A szárny nyomatéka

Egy kiterjedéssel bíró test nyugalmi helyzetéhez szükséges, hogy a rá ható erők nyomatéka is egyensúlyban legyen. Tehát egy repülőgép súlypontjának kijelöléséhez szükséges ismernünk, hogy hol ébred a felhajtóerő. A felhajtóerővel kapcsolatban már tárgyaltuk, hogy az a profil alatti és feletti nyomáskép különbségének az eredménye. Azonban a nyomásképek változnak az állásszöggel, és így az a pont is vándorol, amelybe felvett erővel helyettesíteni tudjuk a nyomáskülönbség hatását. Azt mondjuk, hogy a felhajtóerő támadáspontja (CP) vándorol az állásszög változásával. Ezt mutatja be a 182. ábra egy általános, aszimmetrikus profil esetében. (Figyelem, aszimmetrikus profil esetében a mérsékelt negatív állásszög is a szokásos repülési tartományba eshet, mivel így is pozitív felhajtóerő keletkezik!)



182. ábra A felhajtóerő támadáspontja előre vándorol az állásszög növekedésével

Minél nagyobb az állásszög, annál előrébb van a légerő támadáspontja egy szokásos szárnyprofil esetében. A sebesség változásának nincs közvetlen hatása a támadáspontra, azonban a Reynolds-szám változása kis mértékben, míg a Mach-szám jelentős mértékben befolyásolhatja.

Ha egy önálló szárnyat tömegek segítségével kiegyensúlyozunk egy adott állásszögű repülésre, de egy megzavarás miatt az állásszög megnő, akkor az előre vándorló felhajtóerő olyan forgatónyomatékokat hoz létre, amely a szárnyat tovább fordítja még nagyobb állásszögek irányába. Azaz a jelenség sajnos destabilizáló hatással van a repülőgépre. Ennek a (destabilizáló) nyomatéknak a nagyságát a profil egy rögzített pontjára a következő képlettel lehet leírni:

$$M_{AC} = C_{mAC} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot S \cdot c, \quad (7.7)$$

ahol C_{mAC} a szárnynyomatéki-tényező és c a húrhossz. A nyomaték előjele pozitív, ha orrfeladást okoz. Az indexekben szerepel annak a pontnak a megnevezése is, amelyre a felhajtóerő

nyomatéka vonatkozik. Ez a jelen képletben - , ahogy az esetek túlnyomó részében - az aerodinamikai középpont (AC), amely azzal az érdekes tulajdonsággal rendelkezik, hogy rá nézve a szárnynyomatéki tényező sok esetben közel állandó, azaz nem változik az állásszöggel. Mérésekkel és súrlódásmentes áramlásra vonatkozó összefüggésekkel is bizonyítható, hogy létezik egy olyan pont, amelyhez az állásszög növekedésével éppen annyival közeledik a felhajtóerő, mint amennyivel nő, tehát az általa okozott forgatónyomaték állandó marad. Ez a pont az aerodinamikai középpont, amely a húrhossz 25%-ban található, és erre a pontra a felhajtóerő a szokásos profilok esetében orrleadó nyomatékkal hat. Mivel hagyományosan az orremező nyomatékokat tekintjük pozitívnak, ezért a C_{mAC} általában negatív előjelű.

Szimmetrikus profilok esetében $C_{mAC}=0$, azaz a felhajtóerő állásszögtől függetlenül a húrhossz 25%-ban ébred. Léteznek különleges, S-alakú középvonallal rendelkező profilok is, melyeken a felhajtóerő az állásszög növekedésével hátrafelé vándorol. Ezeknek a profiloknak a C_{mAC} értéke pozitív előjelű, azaz az ilyen profillal készült szárny önmagában is stabil, és nincs szükség hozzá vízszintes vezérsíkra. Erre alapulnak a csupaszárny repülőgépek, melyek azonban más hátrányok miatt nem terjedtek el.

A felhajtóerő támadáspontjának vándorlását a vízszintes vezérsíkon ébredő erő kompenzálja. Ezzel együtt a repülőgép súlypontjának általában a szárnyhúr 15-35% között kell lennie ahhoz, hogy a repülőgép képes legyen a biztonságos repülésre. Ha a súlypont hátrébb kerül, akkor a vezérsík nem lesz elegendő a stabil repülés biztosításához. Ha pedig a súlypont túl előre kerül, akkor pedig kormányozhatatlanná válhat a repülőgép. Ezért szükséges felszállás előtt az utasok, a rakomány és az üzemanyag tömegének és elhelyezésének pontos megtervezése figyelembe véve azt is, hogy a repülés folyamán az üzemanyag tömege jelentősen csökkenni fog.

7.2.4 Az áramlás jellemzése

Amint azt a bevezetőben említettük, és az eddigi képletek is mutatják, a repülőgépek viselkedésében nagy szerepük van a különböző tényezőknek. Ezek értéke jelentősen módosítható a szárnyprofil geometriai jellemzőinek (174. ábra) változtatásával. Érdekes módon azonban nemcsak a profil alakja, hanem a mérete is befolyásolni tudja a tényezők értékét. Ugyan a szárny méretét igyekszik figyelembe venni a felhajtóerő (7.1) és az ellenálláserő (7.4) képlete is, és ez bizonyos mérettartományokban meg is felel, de a tapasztalat azt mutatja, hogy az már nem mindegy, hogy egy 1m húrhosszúságú sportrepülőgépen alkalmazzuk ugyanazt a profilt, vagy egy 10cm-es repülőgép modellen. A jelenség belátható, ha figyelembe vesszük, hogy az áramlás a közeg és a test együttes hatásaként alakul ki, és a közeget alkotó részecskéket nem

kicsinyíthetjük le a profil méretével együtt. A **Reynolds-szám** mutatja meg, hogy két esetben számíthatunk-e az áramlás és ezzel a tényezők hasonlóságára:

$$Re = \frac{V \cdot c}{\nu}, \quad (7.8)$$

ahol V az áramlás sebessége, c a szárny húr hossza, ν (görög kis nü) pedig a közeg dinamikai viszkozitása. Tehát egy fele méretűre csökkentett modell esetében dupla áramlási sebességet kell biztosítani a Reynolds-számok egyenlőségéhez és ezáltal a hasonlósághoz, ha a közeg azonos marad (pl. szélcsatorna). Viszont lehetőség van eltérő közeget is alkalmazni, amely az eltérő viszkozitás segítségével biztosítja a Reynolds-szám egyenlőségét a két esetben. (pl. vízcsatorna – bár ritkábban alkalmazzák)

A Reynolds-számtól elsősorban a test körül kialakuló határréteg felépítése függ. Két féle határréteget különböztetünk meg: alacsonyabb Reynolds-számok csak esetében **lamináris** határréteg alakul ki, amelyben a közeg részecskéi egymással párhuzamosan haladnak. Ez alacsonyabb sűrűlási ellenállást jelent. Magasabb Reynolds-szám esetén a lamináris határréteg a belépőéltől egy adott távolságra átvált a **turbulensre**, amelyben a közeg részecskéi gomolygó, keveredő mozgást végeznek, és így haladnak tovább. Ebben az esetben nagyobb a sűrűlási ellenállás, de később válik le az áramlás a test felületéről, és így magasabb felhajtóerő-tényező és kisebb leválási ellenállás érhető el. Tehát adott Reynolds-szám mellett végzett mérési eredmények nem vihetők át más Reynolds-szám tartományokra kritika nélkül.

Egy másik, de talán közismertebb hasonlósági szám a **Mach-szám**:

$$M = \frac{V}{a} \quad (7.9)$$

Ez a közeg áramlási sebességének (V) és a hang közegben mérhető sebességének (a) arányaként számolható, és a levegő összenyomhatóságával kapcsolatos jelenségek (pl. lökeshullámok) hasonlóságának feltétele. A definícióból látszik, hogy a repülési sebesség mérőszáma-ként is szolgálhat, ugyanakkor a maximális sebességhez természetesen csak akkor praktikus a használata, amikor a lökeshullámok okozzák az ellenállás döntő hányadát. Ez a hangsebesség fölötti sebességekre igaz, és a szám közismertsége inkább ebből fakad. A hang sebességének felénél alacsonyabb sebességű áramlások esetén a közeg összenyomhatóságának a hatása elhanyagolható, így a kísérletek, mérések Mach-számára ilyenkor nem kell figyelemmel lenni.

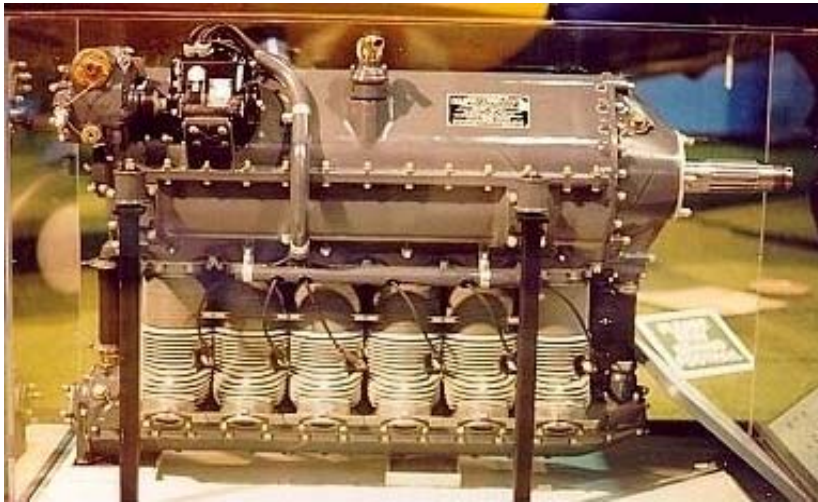
Két azonos alakú, de különböző méretű test körüli áramlás tehát akkor lesz pontosan ugyanolyan, azaz akkor alakulnak ugyanúgy az áramvonalak, és akkor tapasztalunk ugyanakkora felhajtóerő és ellenállás-tényezőt, ha az áramlások hasonlósági számai megegyeznek. Könnyen belátható, hogy nehéz egyszerre eleget tenni a Reynold-szám és a Mach-szám feltételnek is, de erre általános esetben nincs is szükség. A transzszonikus áramlásoknál viszont fontos lehet,

és ennek érdekében fejlesztették ki az alacsony hőmérsékletű és/vagy túlnyomásos szélcsatornákat, melyek roppant költségek árán képesek rá. Az áramlások hasonlóságának vannak egyéb kritériumai, de ezek túlmutatnak a jelen jegyzet keretein.

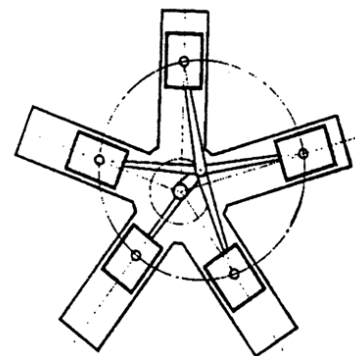
7.3 Propulzió

7.3.1 Dugattyús motorok

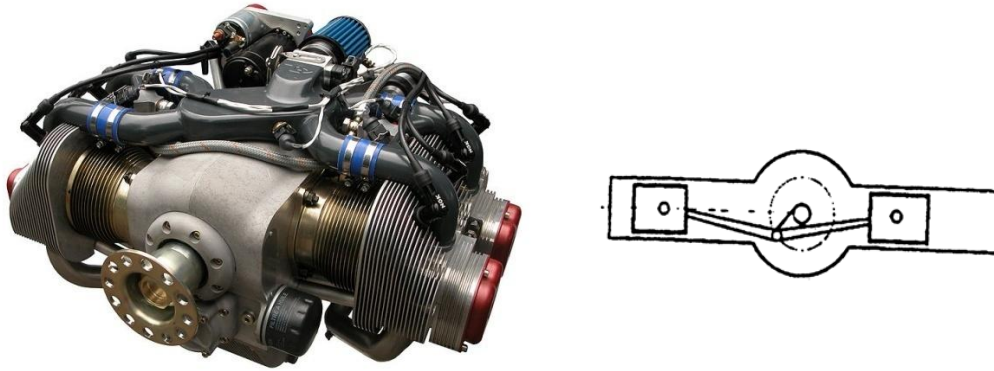
A motoros repülést nem sikerült gőzgéppel megvalósítani, azonban a dugattyús belsőégésű motorok már rendelkeztek olyan tömeg/teljesítmény aránnyal, amely lehetővé tette az állandósult repülést. A repülőgépeken alkalmazott dugattyús motorok működési elve ugyan hasonló a gépjárművekben alkalmazott motorokhoz, de az eltérő körülmények és követelmények miatt elvéve alkalmaznak ilyeneket a repülésben, azokat is csak az ultrakönnyű repülőgépek között.



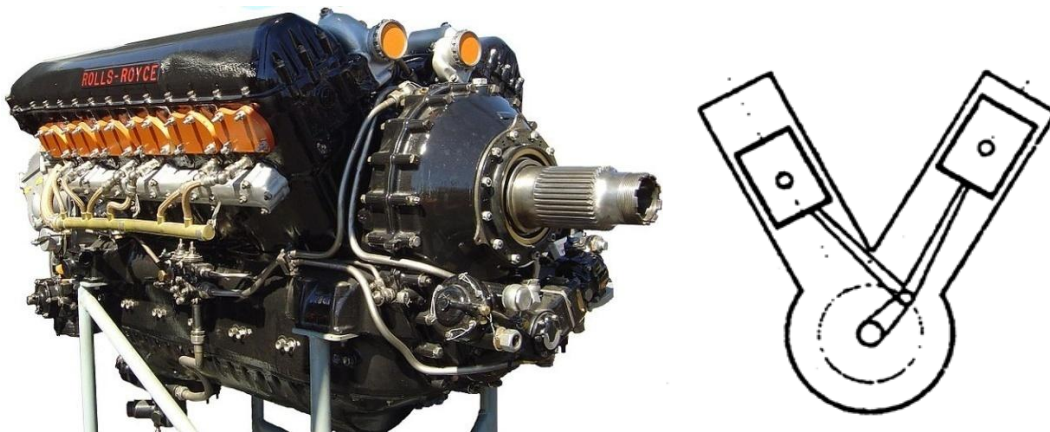
183. ábra Lógó, soros hengerelrendezésű motor



184. ábra Csillagmotor



185. ábra Boxermotor



186. ábra Vízhűtéses V-motor

A repülőgép motor alapvetően egyszerűbb és könnyebb felépítésű, mint közúti társai. Ezek a motorok döntő többségükben léghűtésesek, mivel bőséggel áll rendelkezésre nagy mennyiségben hűtőlevegő külön hűtőventillátor alkalmazása nélkül is, de szép számmal készülnek vízhűtéses megoldással is. A soros motorok (183. ábra) alkalmazása éppen a miatt nem terjedt el, mert a hátsó hengerek hűtése levegőhűtéssel nem oldható meg kielégítően. A vízhűtéses soros motorokat a második világháború vadászgépeiben ugyan sikeresen alkalmazták kis homlokellenállásuk miatt, de manapság elhanyagolható a jelentőségük. A soros motorok elmentéje a csillagmotor (184. ábra), amelynek minden hengere friss hűtőlevegőt kap, ráadásul a rövid főtengely miatt könnyű a szerkezete is. Hátránya a nagy homlokellenállás, amit azonban megfelelő burkolattal jelentősen csökkenteni lehet. Jelenleg a repülésben a boxer elrendezés (185. ábra) terjedt el a legszélesebb körben, amely hűtés és homlokellenállás szempontjából is átmenetet képez a soros és a csillagmotor között.

A léghűtésből következően a repülőgép motorok ún. meleg motorok, mivel normális üzemi hőfokuk meghaladja a 100 °C -ot. A kenőolaj-hőmérséklet $120\text{--}160\text{ °C}$, míg a szokásos hengerfej-hőmérséklet általában $210\text{--}250\text{ °C}$ között van. Üzemanyagként általában a százas oktánszámú repülőbenzint alkalmazzák (AVGAS-LL100), melynek előállításakor és terjesztése-

kor fokozottan ügyelnek a szennyeződésmentességre, mivel egy repülőgép motorjának leállása csak kivételes esetekben nem vezet balesethez.

A repülőgép motorok gyújtásrendszere minden esetben kettőzött, azaz hengerenként két gyújtógyertyát építenek be. A szikrához szükséges magasfeszültséget is mechanikusan, mágneses gerjesztéssel állítják elő, mellőzve a gépjárműveknél elterjedt bonyolult elektronikus gyújtásvezérlőket.

Komoly feladatot jelent a repülőgép motorok alkalmazásánál a beszívott levegő sűrűségének jelentős változása a magassággal, ami miatt alapvető funkció a keverék szegényítése tág határok között. De ez csak a gazdaságosságon segít, és nem akadályozza meg a teljesítménycsökkenést. Annak érdekében, hogy a motorok nagy magasságon is leadhassák azt a teljesítményt, amit szerkezetük, hűtésük lehetővé tesz, a nagyobb teljesítményű repülőgépek esetében komoly turbótöltőket alkalmaznak, melyeket egy adott magasság fölött szabad csak aktiválni a motor megóvása érdekében.

Érdekesség még a repülőgép motorokkal kapcsolatban, hogy sohasem készülnek sebességváltóval. Általában a légszűrő közvetlenül a főtengelyre kerül, ritkább esetben pedig egy egyfokozatú fordulatszám csökkentő reduktoron keresztül kapja a meghajtást.

Következtetésképpen a repülőgépek dugattyús motorjai sok szempontból nem tekinthetők olyan fejletteknek, mint a gépjármű motorok. Ez egyenesen következik abból a tényből, hogy jóval kisebb darabszámban gyártják őket, és így a fejlesztési költségek jobban terhelnek egy-egy legyártott motort. Viszont élettartamuk (javíthatóságuk) és elsősorban megbízhatóságuk magasabb a közúti forgalomban alkalmazott motoroknál.

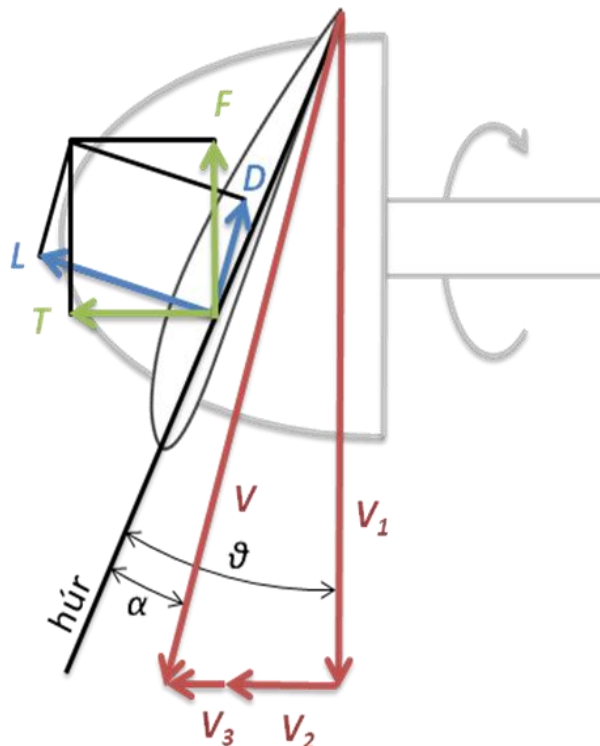
7.3.2 Légszűrő

A kisebb sebességű repülőgépek esetében a kezdetektől napjainkig légszűrővel biztosítják a vonóerőt. Jó propulziós hatásfoka (gazdaságosabb üzeme) miatt a közepes sebességű gépek között is kezd újra elterjedni, és folynak kísérletek hangsebesség fölötti légszűrőkkel is. A légszűrőt alkotó lapátokat önálló szárnyakként kell elképzelni, melyek a repülőgép álló helyzete esetén is mozogni tudnak a levegőhöz képest, és így rajtuk felhajtóerő keletkezik, amely vonóerőként hasznosítható.

A részletesebb magyarázat érdekében a 187. ábra egy forgó légszűrőlapát elemi darabját mutatja be. Az ábrázolt lapátdarab forgó mozgást végez a légszűrő tengelye körül, és ebből V_1 nagyságú kerületi sebessége származik, mely a forgás síkjába esik. Ehhez a mozgáshoz adódik hozzá az egész repülőgép előrehaladó mozgásából származó V_2 sebesség. A kettő együtt a talajhoz viszonyítva egy spirálalakú pályát eredményez. De nemcsak a légszűrő mozog a ta-

lajhoz képest, hanem a közeg, is, ugyanis a légsavár a vonóerő létrehozása közben hátrafele gyorsítja a levegőt. Egy felszálláshoz készülődő repülőgép mögött ez az **indukált sebesség** borzolja a fűvet. Irányát egyszerűsítve a légsavartengellyel párhuzamosnak vettük fel (V_3). A légsavardarab eredő megfúvási iránya repülés közben a három sebesség vektori összege (V). (Egy légsavarlapáthoz rögzített apró fonál ebbe az irányba mutatna.)

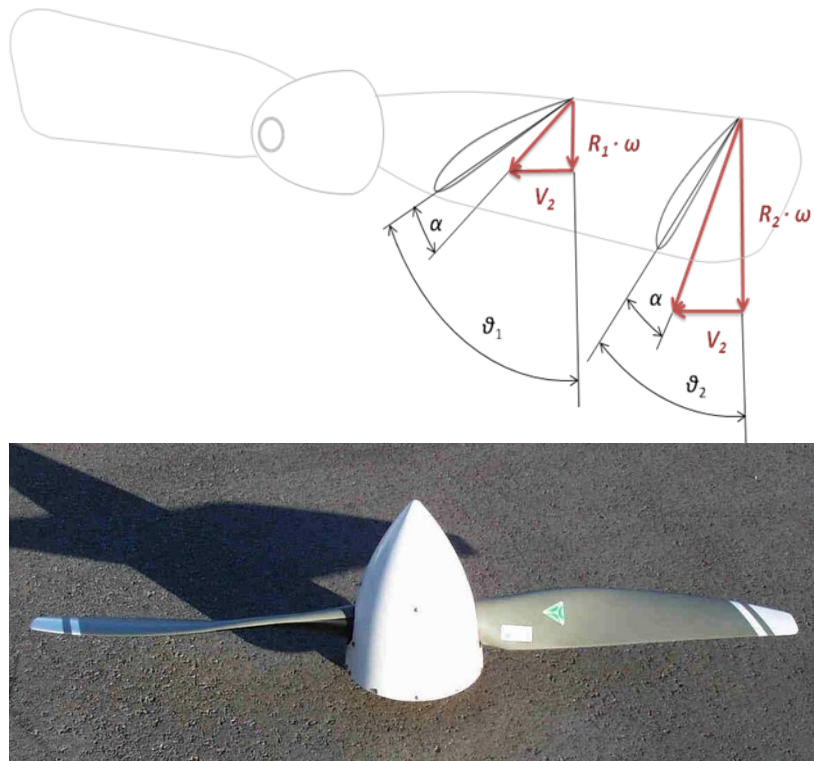
A tárgyalt lapátdarab húrja a forgás síkjától mérve a **beállítási szög** (θ) által meghatározott irányba mutat. (Ezt a szöget szokás képletesen harapásszögnek is nevezni.) A lapátdarab állásszöge (α) természetesen nem ez, hanem az eddig tanultaknak megfelelően a húr és az eredő megfúvás iránya közötti szög (α). Az ébredő felhajtóerő (L) szintén a tanultaknak megfelelően az eredő V megfúvási sebességre merőleges, míg az ellenállás (D) ezzel párhuzamos. A repülőgép szempontjából a felhajtóerő és az ellenálláserő összegének (eredő légerő) légsavartengellyel párhuzamos komponensére (T) vagyunk kíváncsiak, mert ez az erő lesz a repülőgép meghajtását biztosító **vonóerő**. A motor szempontjából viszont a forgás síkjába eső erőkomponens (F) érdekes, mert ez próbálja fékezni a légsavardarab forgó mozgását, azaz a motornak akkora nyomatékot kell létrehoznia az adott fordulatszámra, mint amekkora ennek az erőnek a forgástengelyre számított nyomatéka.



187. ábra Egy elemi légsavardarabon ébredő erők

Egy adott repülési helyzetben a légsavart alkotó minden lapátdarabon ehhez hasonlóan zajlik a vonóerő képzése annyi különbséggel, hogy a lapát hossza mentén változik a kerületi sebesség a körmozgás változó sugara miatt. Minél távolabb helyezkedik el a lapátdarab a forgás-

tengelytől, annál nagyobb a kerületi sebesség, ugyanakkor a repülőgép előrehaladási sebessége állandó. Feltételezzük, hogy az indukált sebesség is állandó, és ezért a továbbiakban az előrehaladási sebesség részének tekintjük. Ebből következik, hogy a lapátvégen más lesz a megfűvás iránya, mint a lapátbőben. Annak érdekében, hogy minden lapátdarab az ideálshoz közeli állásszöggel tudjon dolgozni, el kell csavarni a légsavarlapátot, ahogy azt a 188. ábra mutatja.



188. ábra: A lapátelcsavarás és magyarázata

A teljes légsavar a kis lapátdarabok összességét jelenti, azaz az elemi lapátdarabokon ébredő erők és nyomatékok integrálja adja a teljes légsavar vonóerejét és a forgatáshoz szükséges nyomatékot. Ez a vonóerő hat a repülőgépre, és ez a nyomaték jelenik meg terhelésként a motor tengelyén. A vízszintes, egyenes vonalú, egyenletes repülés feltétele, hogy a vonóerő egyezzen meg a repülőgép ellenállásával, és a légsavar által felvett nyomaték egyezzen meg a motor által leadott nyomatékkal.

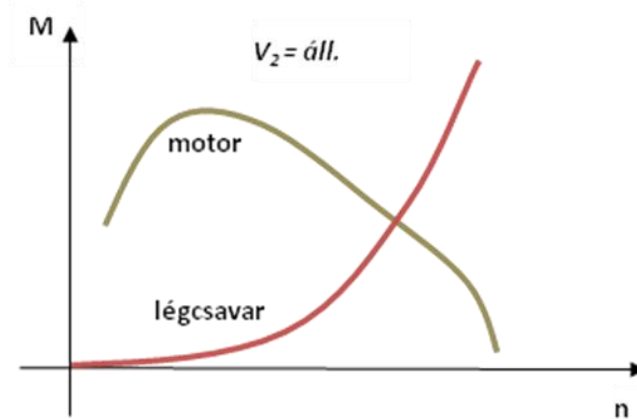
$$T = D \quad (7.10)$$

$$M_{Eng} = M_{Prop} \quad (7.11)$$

Mindkét feltételnek egyszerre kell teljesülnie. Ugyanis ha a vonóerő nem egyenlő az ellenállással, akkor a repülési sebesség fog változni. Ha motor által leadott nyomaték nem egyenlő a légsavar által felvett nyomatékkal, akkor a fordulatszám fog változni. Mindkét esetben módosulni fog a légsavarlapátok elemi darabjainak sebességi háromszöge, és ezzel állásszöge

is. Ez pedig a teljes légszár által létrehozott vonóerőt és nyomatékot módosítja, amely a fordulatszám és a repülési sebesség további változását fogja okozni. Szerencsére a rendszer stabil, tehát egy megzavarás után az eredeti egyensúlyi helyzet felé törekszik. Nézzük, hogyan!

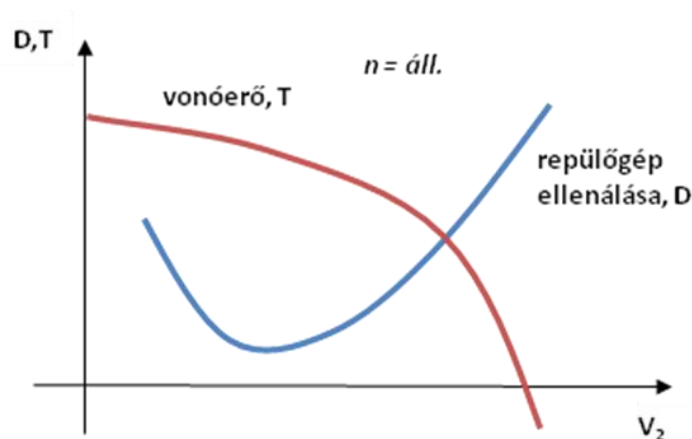
Ha a motor által az aktuális fordulatszámon leadott nyomaték nem egyezik meg azzal a nyomatékkal, amit a légszár lapátokon ébredő ellenállás - az aktuális fordulatszám és repülési sebesség mellett kialakuló sebességi háromszög esetén - okoz, akkor a motor és a légszár közös fordulatszáma változni fog. Ha változik a fordulatszám, akkor a lapátok kerületi sebessége ($R \cdot \omega$) változik, és ettől a sebességi háromszög értelmében a lapátok állásszöge is változik. (V_2 repülési sebesség változatlan.) Ennek értelmében a fordulatszám véletlen megemelkedése megnöveli az állásszöget, és ezzel a lapátok ellenállását is (és természetesen a vonóerőt). A lapátok ellenállásának növekedése azonban növeli a szükséges nyomatékot. Ezt mutatja a 189. ábra vörös görbéje. Ha ez nem áll rendelkezésre, ahogy az ábrán a motor nyomatékgörbéje is mutatja, akkor a fordulatszám visszacsökken az egyensúlyi értékre.



189. ábra A motor és a légszár nyomatéka állandó repülési sebesség esetén

Ha a pilóta gázt ad, akkor ugyanez zajlik le azzal a különbséggel, hogy a motor teljes nyomatékgörbéje a diagramban felfelé tolódik, azaz a nyomatékegyensúly egy nagyobb fordulatszámon fog megvalósulni. Azonban a megemelkedett fordulatszám miatt megnövekedő állásszög a vonóerőt is megnöveli, és emiatt a repülőgép lassan gyorsulni kezd, ami a V_2 sebesség növekedését jelenti. Ez viszont az állásszög visszacsökkenését okozza. Emiatt csökken a légszár vonóereje, azaz csökken a gyorsulás, és csökken a felvett nyomaték, azaz lassan tovább nő a fordulatszám. Végeredményben a motor fordulatszáma addig nő, amíg az új, állandósult repülési sebesség ki nem alakul. Ha állandó fordulatszám mellett a repülőgép utazási sebessége módosul, akkor is megváltozik az állásszög a teljes lapát mentén.

Ha pl. egy szélleökés miatt lecsökken a megfúvási sebesség (V_2), akkor megnő az állásszög, tehát nagyobb vonóerő keletkezik, ellenkező esetben pedig csökken a vonóerő.



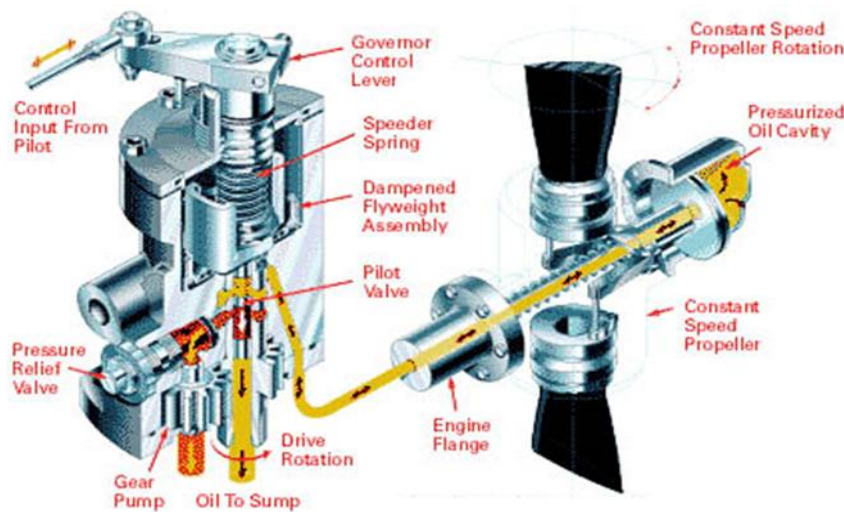
190. ábra A repülőgép ellenállása és a vonóerő alakulása állandó fordulatszám mellett

Ezt mutatja a 190. ábra vörös görbéje. A kék görbe a repülőgép ellenállását ábrázolja a sebesség függvényében. Látható, hogy állandó fordulatszám esetén szintén stabil helyzet alakul ki. Egy repülőgép akkor a leggyorsabb, ha a légsavarlapátok beállítási szöge éppen akkora, hogy a lapátdarabok optimális állásszöggel működjenek annál a sebességi háromszögnél, amit a maximális előrehaladási sebesség és a motor legnagyobb teljesítményéhez tartozó fordulatszáma eredményez. Minden más beállítási szögnél kisebb lesz a maximálisan elérhető sebesség.

A leggyorsabb sebességre beállított merev légsavar esetén viszont a repülőgép felszállása fog komoly gondot jelenteni, mivel a nekifutásra jellemző kis sebességeknél a sebességi háromszög kritikusknál is nagyobb állásszöget eredményezhet, azaz a légsavar alig fog vonóerőt létrehozni miközben a motor küzd a lapátok hatalmas ellenállásával. Tehát a repülőgép nem tud gyorsulni. Viszont ha a légsavart a felszállási sebességnél (és a motor optimális fordulatszámánál) kialakuló háromszöghöz választják ki, akkor jól fog gyorsulni a felszállópályán, de a nagyobb utazási sebességek esetén olyan kicsi lesz a lapátok állásszöge, hogy nem hoznak létre elegendő vonóerőt. Ebben az esetben a motor túlpörög, azaz teljesítmény leadás nélkül fog nagy fordulatszámon járni, és a repülőgép nem éri el azt a sebességet, amire egyébként képes lenne a motor teljesítménye alapján. A probléma hasonlóan jelentkezik, mint egy egyfokozatú sebességváltóval szerelt gépjármű esetében, amely az áttételtől függően vagy jól gyorsul, de kicsi a végsebessége; vagy nagy a végsebessége, de nehezen gyorsul.

Ennek a problémának a kiküszöbölésére jelentek meg a változtatható beállítási szögű légsavarok, melyek közül az állandó fordulatszámot biztosító légsavarok lettek az egyeduralkodók. (191. ábra) Ezekben a légsavarokban található egy fordulatszám érzékelő egység (governor), amely hidraulika folyadék segítségével szabályozza a légsavarlapátok beállítási szögét. Ha a motor kezd túlpörögni, akkor nagyobb beállítási szögre állítja a lapátokat, és ettől megnő a lapát állásszöge és ezzel az ellenállása is, ami miatt a fordulatszám visszacsökken a beállított szintre. Ha az utazási sebesség növekedése miatt, (azaz az állásszög csökkenése miatt)

nőtt meg a fordulatszám, akkor a beállítási szög megnövelése miatt helyreáll a kívánt állásszög, és ezzel a vonóerő is. Így biztosítható, hogy a motor ne pörögjön túl a nagy sebességű utazás közben, vagy ne legyen túlfékezve felszálláskor. Ha a fordulatszám a gázadás miatt nőtt meg, akkor a megnövelt beállítási szög (az állásszögön keresztül) növeli a vonóerőt, ami a gázadás célja volt. (A gépjárműves példával élve a robogók állandó fordulatszámot biztosító, fokozatmentes sebességváltójához hasonlítható a működés.) Ugyanakkor automatikusan teljesül az is, hogy a légcsavar a normál üzemi állásszög-tartományban marad minden sebességnél. A pilótáknak lehetőségük van beállítani a tartandó fordulatszámot is egy kar segítségével attól függően, hogy nagy teljesítményre (gyors repülés), nagy nyomatékra (felszállás) vagy gazdaságos üzemállapotra (nagy hatótáv) van szükségük.



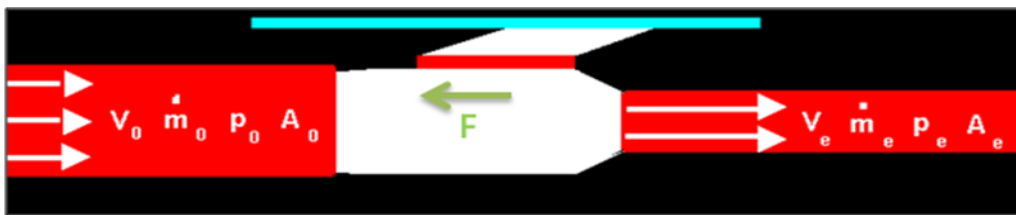
191. ábra Állandó fordulatszámú légcsavar működési elve

Az állandó fordulatszámú légcsavarok esetében tehát megoldott, hogy a motor mindig az optimális fordulatszám-tartományban dolgozzon. A beállítási szög változtatása azonban a légcsavarok üzemét nem tudja teljes mértékben optimalizálni minden sebesség- és fordulatszám-tartományhoz. Ehhez változtatható áttételre lenne szükség a motor és a légcsavar között. Ennek megvalósítása akkora tömegnövekedéssel járna, amely nem teszi gazdaságossá ezt a megoldást. A nagyobb teljesítményű repülőgépek esetén kompromisszumként alkalmaznak állandó áttételű fordulatszám csökkentőt (reduktor).

7.3.3 Propulzió elve

Az előző fejezetben megismerkedtünk a légcsavar működési elvével, és bevezettük az indukált sebesség fogalmát. Az indukált sebesség okát és viselkedését ugyan nem részleteztük, de szerepe nem elhanyagolható. Tulajdonképpen ez az a hatás, amit a légcsavar a közegben létrehozott a működésével. Ennek az ellenhatása maga a tolóerő. Tehát a középiskolában is ta-

nult általános hatás-ellenhatás elvére jutottunk, annyi különbséggel, hogy most nem két test között fellépő kölcsönhatásról van szó, hanem egy test (légcsavar) és egy közeg (levegő) közöttiről. A 192. ábra mutatja be az elvet.



192. ábra A vonóerő biztosításának elve

A propulziót biztosító eszközbe (pl. légcsavar) A_0 keresztmetszeten keresztül áramlik be a közeg \dot{m}_0 tömegárammal (, azaz időegységenként m_0 tömegű levegő), p_0 nyomással és V_0 sebességgel. Az eszközből \dot{m}_e tömegárammal, p_e nyomással és V_e sebességgel távozik, miközben F vonóerő ébred.

Az áramló közegre felírt impulzus- tétel egyszerűsítéséből a következő összefüggés adódik:

$$\dot{m}_e V_e - \dot{m}_0 V_0 + (p_e - p_0) A_e = F, \quad (7.12)$$

azaz a tolóerő két hatásra vezethető vissza:

- A be- és kiáramló közeg impulzusának ($\dot{m}V$) különbségére. A jelenség most annyiban különbözik a középiskolában a rakéták elvénél megismert törvénytől, hogy itt figyelembe kell venni, hogy a légcsavarnak be is kell szívnia a levegőt. A beszívott levegő impulzusával pedig csökkenteni kell a kilépő levegő impulzusát.
- A felületen kialakuló nyomáskülönbségre. Az összefüggés felírásakor feltételeztük, hogy p_0 környezeti nyomás veszi körül a tolóerőt létrehozó eszközt, kivéve ott, ahol a közeg eltávozik belőle.

A repülőgép vontatására fordított teljesítmény a tolóerő és a haladási sebesség szorzata. Feltételezve, hogy a be- és a kilépő tömegáram azonos ($\dot{m}_e = \dot{m}_0$), illetve nem jön létre nyomásugrás a berendezésben ($p_e = p_0$), a következő kapjuk:

$$P_{\text{vont}} = F \cdot V_0 = \dot{m}(V_e - V_0)V_0 \quad (7.13)$$

Ha a közeg mozgási energiájának megváltozását tekintjük, akkor azt mondhatjuk, hogy a közeg

$$P_{\text{közeg}} = \Delta \dot{E}_{\text{közeg}} = \frac{1}{2} \dot{m} V_e^2 - \frac{1}{2} \dot{m} V_0^2 = \frac{1}{2} \dot{m} (V_e^2 - V_0^2) \quad (7.14)$$

teljesítményt kapott a propulziós eszköztől. Sajnos a vontatásra fordított és a közegnek átadott teljesítmény nem egyenlő. Arányuk a propulziós hatások:

$$\eta_{\text{prop}} = \frac{P_{\text{vont}}}{P_{\text{közeg}}} = \frac{\dot{m}(V_e - V_0)V_0}{\frac{1}{2} \dot{m} (V_e^2 - V_0^2)} = \frac{V_0}{\frac{1}{2}(V_e + V_0)} = \frac{2}{\left(\frac{V_e}{V_0} + 1\right)} \quad (7.15)$$

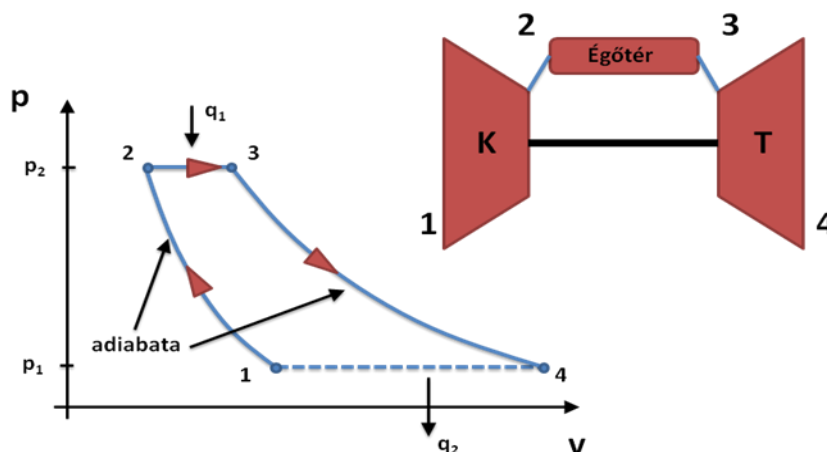
A propulziós hatásfok akkor nagy, ha kicsi a ki- és a belépő sebesség aránya, azaz minél kevesebbet nő a közeg sebessége. Ez a hatásfok arra a jelenségre világít rá, hogy mivel a hatásellenhatás elve alapján működik a repülőgépek hajtása, ezért nem lehet csak a repülőgépbe táplálni az energiát, hanem a közeg is részesül belőle. Ez veszteségként jelentkezik, és örvények formájában hővé alakul.

A jó hatásfok elérése érdekében tehát a megmozgatott levegő mennyiségét érdemes növelni, nem pedig a kilépő sebességet. Ez nagy légszavatméréssel valósítható meg, amit általában a futóművek hossza szokott korlátozni. A helikopterek viszont ezért rendelkeznek nagy rotorátméréssel.

7.3.4 Gázturbina

A légszavak esetében láttuk, hogyan hozzák létre a lapátok a vonóerőt, illetve hogy „melléktermékként” megnövelik a közeg sebességét az indukált sebességgel. Majd bemutattuk, hogy az impulzus-tétel megteremti a kapcsolatot a vonóerő és a közeg sebességének megnövekedése között. A tételből az is következik, hogyha a közeg sebességét légszavak nélkül sikerül megnövelni, akkor is létrejön tolóerő. Ez történik egy sugárhajtóműben. A beszívott levegő az üzemanyag elégetése miatt felmelegszik, és a megnövekedő fajtérfogat miatt nagyobb sebességgel kell távoznia a sugárhajtóműből, mint ahogy belépett. Következtetésképpen tolóerő fog keletkezni.

Azonban az elv megvalósítása már nem egyszerű. A szükséges berendezés jelentősen különbözik a dugattyús motoroktól, és csak összetett folyamatok sora tudja benne biztosítani a szükséges hatásfokot ahhoz, hogy a tolóerő valóban létrejöjjön. (Az összetettség következtében gyakran nehéz is felfedezni a fent megfogalmazott alapelvet a szakirodalom olvasása közben.) Az esetek döntő többségében egy gázturbina végzi el a feladatot, melyben egy nyitott gázkörfolyamat zajlik le. A folyamat ideális változatát Humphrey-körfolyamatnak nevezzük. (193. ábra) A dugattyús motorok Otto-körfolyamatához hasonlóan ez a körfolyamat is adiabatikus kompresszióval kezdődik (1-2), azonban a mai gázturbinák esetében általában ez egy axiális kompresszorban zajlik le, és a levegő sűrítését forgó lapátok végzik, nem pedig dugattyúk. A kompresszorból a sűrített levegő az égőtérbe kerül, ahol a beporlasztott üzemanyag elég, és a közeg hőmérséklete jelentősen megemelkedik anélkül, hogy a nyomása nőne (2-3). Tehát az égőtérben zajló folyamat némiképpen eltér a dugattyús motorok esetében megszokott „robbanás” jelenségétől. A közeg ugyanis nincs zárt térbe kényszerítve, így szabadon tágulhat a hőbevitel során. Ezután a nagy hőmérsékletű közeg adiabatikus expanzió (3-4) során munkát tud végezni.



193. ábra Az ideális gázturbina (Humphrey-) körfolyamat és a gázturbina elvi felépítése

Ennek első lépése egy turbina, amely egy tengelyen forog a kompresszorral, így a közeg turbínán végzett munkája biztosítja a kompresszor forogatásához szükséges teljesítményt. A sugárhajtóművek esetében a maradék munkavégző képesség a fűvócsövön alakul sebességgé, azaz a közeg hőmérséklete és nyomása tovább csökken, mialatt a sebessége nő.

A gázturbinák nagy előnye az, hogy folyamatos üzemben valósítja meg a körfolyamatot, azaz a levegő megállás nélkül folyamatosan halad végig a berendezésen. Ennek következtében egy nagyságrenddel több oxigén haladhat keresztül rajta, mint egy hasonló tömegű dugattyús motoron, ami azt jelenti, hogy egy nagyságrenddel több munkát is tud végezni. Ugyanakkor a szerkezeti felépítése egyszerűbb, mivel csak egyetlen mozgó tömeg (kompresszor+turbina) található benne, az is állandó sebességgel forog. Mindezek a tulajdonságok ideálissá teszik nagy sebességű repülőgépek hajtására.

Az említett előnyök miatt a gázturbinákat más olyan helyeken is alkalmazzák, ahol kis tömeg mellett kell huzamos időn keresztül, közel állandó, nagy teljesítményt előállítani. Még abban az esetben is, ha tengelyteljesítményre van szükség nagy sebességű légáram helyett. (Vasút, hajózás, csúcserőművek) Ilyenkor a gázturbina turbínája jóval több teljesítmény állít elő, mint amennyire a kompresszornak szüksége van, és a fűvócső tulajdonképpen már csak a kipufogócső szerepét tölti be. Ezeket természetesen nem nevezhetjük sugárhajtóműnek, mivel ez a fogalom a hatás-ellenhatás elvén működő tolóerőképzésre utal. (Maga a fogalom egyébként csak az ismeretterjesztő irodalomban terjedt el, és leginkább a repülőgépeken alkalmazott, korai, kis kétáramúsági fokú gázturbinákra használták.)

A sugárhajtómű elvének első megvalósítása után a hatásfok növelése volt a feladat. Mint tárgyaltuk, a propulziós hatásfok akkor növekszik, ha a megmozgatott levegő mennyisége növekszik a kiáramlási sebesség rovására. Ennek érdekében a második generációs gázturbinák már nemcsak hűtés céljából vezettek hátra levegőt a kompresszorból (az égőteret megkerül-

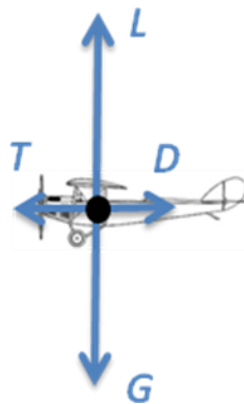
ve), hanem azért is, hogy így nagyobb mennyiségű levegőt mozgassanak meg. Az égőtéren átáramló, és az égőteret megkerülő levegőmennyiség arányát nevezzük **kétáramúsági fok-nak**. Minél nagyobb egy gázturbina kétáramúsági foka, annál nagyobb a propulziós hatásfoka. A technológia fejlődésével egyre nőtt az utasszállító repülőgépek hajtóműveinek kétáramúsági foka, és ezzel az első kompresszor fokozatok (*fan* fokozatok) átmérője is. Jelenleg 30-40-szer több levegőt mozgat meg a kompresszor, mint amennyi az égőtéren átmegy. Ehhez már akkora kompresszorlapátokra van szükség az első fokozatban, mint egy sportrepülőgép légcsavarlapátja. Jelenleg dolgoznak a burkolat nélküli kompresszor fokozatokon, melyekről már tényleg nehéz eldönteni, hogy vajon nagyra nőtt kompresszorlapátok alkotják, vagy eltorzult légcsavarlapátok. Azaz egy részben burkolatlan gázturbinát látunk, vagy egy furcsa légcsavart és egy tengelyteljesítményt leadó gázturbinát. Nem is kell eldönteni. Az a fontos, hogy jó hatásfokkal működik. Ez is azt bizonyítja, hogy a természet nem alkalmazkodik a kategóriákban gondolkodó emberhez, hanem nekünk kell megtanulnunk az ismereteinket szabadon használni.

7.4 Repülésmechanika

Egy repülőgép mozgásának vizsgálatához a legegyszerűbb megközelítés, ha a repülőgép tömegét a súlypontjába redukáljuk, és feltételezzük, hogy a rá ható erők ebben a pontban ébrednek. Ezzel egy három szabadságfokú modellhez jutunk, mely elegendő pontosságú például teljesítményszámítások céljára. A következőkben feltételezzük azt is, hogy a környező levegő nem mozog.

7.4.1 Vízszintes repülés

Egyenletes, vízszintes repülésben a repülőgép egyenes vonalú egyenletes mozgást végez, tehát a rá ható erőknek egyensúlyban kell lenniük. (194. ábra)



194. ábra Erők egyensúlya vízszintes repülésben

A repülés vízszintes irányából következik, hogy a repülőgépet érő megfűvás iránya szintén vízszintes (a bevezetőben említett feltétel szerint nincs légmozgás). A felhajtóerő irányának definíciójából következik, hogy ebben az esetben éppen függőleges irányba fog mutatni. Az ellenállás iránya pedig éppen vízszintes lesz. A hajtóműről tételezzük fel, hogy a beépítése éppen vízszintes vonóerőt biztosít. Ebben az esetben a repülőgépre ható erők egyensúlya egyszerűen felírható:

$$G = L \quad (7.16)$$

$$T = D \quad (7.17)$$

A felhajtóerő nagyságával kapcsolatos (7.1) és (7.3) egyenletek ismeretében a (7.16) a következőképpen írható:

$$m \cdot g = C_{L\alpha} (\alpha - \alpha_0) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot S \quad (7.18)$$

Az egyenlőség bal oldalán található súlyerő állandónak tekinthető egy rövid időtartományban, viszont a repülőgép sebessége változhat ezalatt, mely a jobb oldal nagyságát viszont befolyásolni fogja. Az egyenlőség és így a vízszintes repülés csak úgy tartható fenn, ha a sebesség változását a pilóta az állásszög változtatásával kompenzálja. Nagy sebesség esetén kis állásszögre, míg kis sebesség esetén nagy állásszögre van szükség. A repülőnapokon a jelenség szépen megfigyelhető: a nagy sebességgel áthúzó repülőgépek az orruk irányába repülnek, mivel a megfűvás és a szárny húrja közötti szög csupán pár fok (valamint a szárny húrja és a törzs hossz tengelye közötti szög is), ami szemmel nem észlelhető. Viszont ugyanaz a repülőgép leszálláshoz készülődve kis sebességgel repül, és jól láthatóan magasba emeli az orrát miközben nem is emelkedik. Tehát a megfűvás és a szárny húrja közötti szög lassú repülésben szemmel láthatóan is nagyobb.

A (7.16) és (7.17) egyenleteket elosztva egymással felírhatjuk:

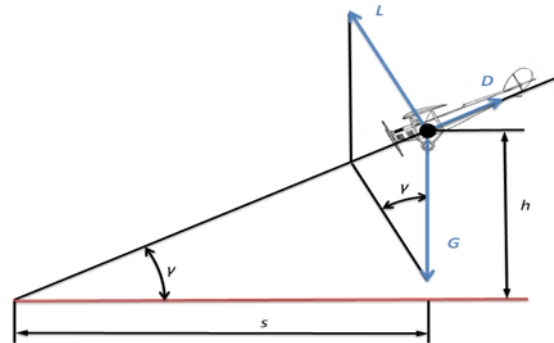
$$\frac{T}{G} = \frac{D}{L} = \frac{C_D \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot S}{C_L \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot S} = \frac{C_D}{C_L} = k = \frac{1}{\varepsilon} \quad (7.19)$$

Tehát a repülőgép súlya és a szükséges tolóerő úgy aránylik egymáshoz, mint az adott repülési sebességnél érvényes felhajtóerő-tényező és ellenállás-tényező aránya. A $\frac{C_L}{C_D}$ arányt a repülőgép **aerodinamikai jóság számának** nevezzük és k -val jelöljük. Minél nagyobb az értéke, annál kisebb vonóerőre van szükség adott tömeg mellett. Az angolszász szakirodalomban

az L/D („L over D”) jelölés használatos. Az aerodinamikai jósági szám reciprokát nevezzük **siklószámnak** (ε).

7.4.2 Siklás

Egy repülőgép álló motorral, azaz vonóerő nélkül is tud egyenes vonalú, egyenletes sebességű repülést végrehajtani, mivel erőegyensúly siklásban is kialakulhat. (195. ábra)



195. ábra Erők egyensúlya siklásban

A felhajtóerő ebben az esetben is a repülési pályára merőleges, míg az ellenállás a repülési pályával párhuzamos. A súlyerő továbbra is függőleges. Ha a pálya γ hajlásszöge akkora, hogy a három erő vektoriális összege nullvektort eredményez, akkor a repülőgép egyenletes sebességgel fog siklani.

Az egyensúly felírásához az erőket pályára merőleges és pályával párhuzamos összetevőkre érdemes felbontani:

$$L = G \cdot \cos \gamma \quad (7.20)$$

$$D = G \cdot \sin \gamma \quad (7.21)$$

Felismerve, hogy a súlyerő és a felhajtóerő közötti szög a merőleges szárú szögek elve alapján megegyezik a pálya hajlásszögével a két egyenletből kiszámítható a pálya hajlásszöge és az aerodinamikai jósági szám közötti kapcsolat:

$$k = \frac{L}{D} = \frac{1}{\tan \gamma} \quad (7.22)$$

Ha figyelembe vesszük, hogy a pálya hajlásszöge határozza meg a siklással megtehető távolságot, akkor

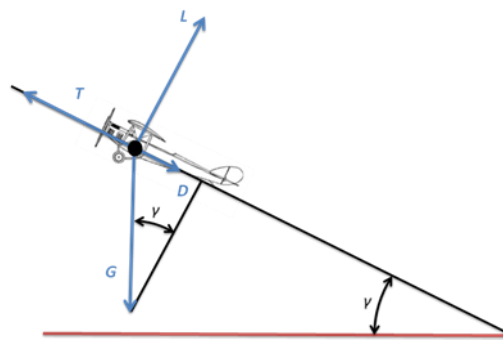
$$\frac{h}{s} = \tan \gamma = \varepsilon \quad (7.23)$$

Tehát a repülőgép ellenállás-tényezőjének és felhajtóerő-tényezőjének aránya mondja meg, hogy milyen magasról kell indulni egységnyi távolság megtételéhez. (Ezzel ellentétben a gyakorlati életben a siklószám alatt az aerodinamikai jósági számot értik, ami azt mutatja meg, hogy egységnyi magasságból mekkora távolságra lehet eljutni.)

A legjobb vitorlázó repülőgépek siklószáma $\varepsilon=1/60$ körül jár, így igen nagy távolságokat képesek megtenni siklásban. Emelkedni viszont csak a környezetükben felfele mozgó levegő segítségével tudnak, ha annak függőleges sebessége nagyobb a vitorlázó repülőgép merülési sebességénél. Ilyen felfele áramló levegő található a szélnek kitett hegyoldalak fölött (lejtőrepülés), a környezetüknél jobban felmelegedő terepszakaszok fölött (termikrepülés), vagy nagy magasságban lengésbe jövő légtömegekben (hullámrepülés).

7.4.3 Emelkedés

Ha a rendelkezésre álló vonóerő nagyobb, mint az ellenállás, akkor lehetőség nyílik emelkedésre nyugodt levegőben is. Ekkor a repülőgép pályája felfele irányul. (196. ábra)



196. ábra: Erők egyensúlya emelkedésben

Az egyensúly felírásához az erőket szintén pályára merőleges és pályával párhuzamos összetevőkre érdemes felbontani:

$$L = G \cdot \cos \gamma \quad (7.24)$$

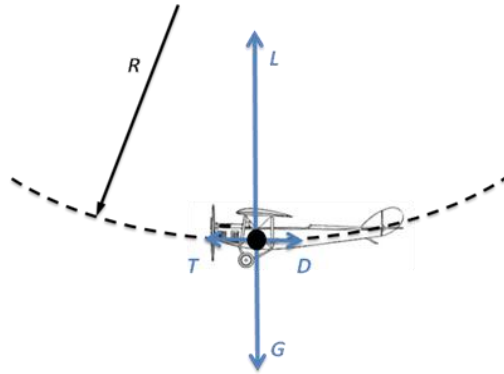
$$T = G \cdot \sin \gamma + D \quad (7.25)$$

Ezt felhasználva a repülőgép emelkedési sebessége a következőképpen számítható az erőkből:

$$w = V \cdot \sin \gamma = V \frac{T - D}{G} \quad (7.26)$$

7.4.4 Felvétel

Egy repülőgép repülése során nem mindig áll fenn erőegyensúly. Ha pedig az erők nincsenek egyensúlyban, akkor gyorsulás lép fel. Ha az eredő erő a repülési iránnyal párhuzamos, akkor a repülőgép sebességének csak az abszolút értéke fog változni, iránya nem. Ha az eredő merőleges a repülési pályára, akkor viszont a repülés iránya változik meg. Azt a manővert, melynek során a repülőgép siklásból emelkedésbe megy át, felvételnak nevezzük. Ennek alsó holt-pontján a repülőgép mozgása modellezhető egy függőleges síkban elhelyezkedő körpályán történő mozgással (197. ábra).



197. ábra Erők felvételben

Tételezzük fel, hogy a felvétel során nem változik a sebesség nagysága. Gyorsulás azonban így is fellép, mivel a sebesség iránya megváltozik, ahogy a körmozgás esetében mindig. Ezt a centripetális gyorsulást a felhajtóerő, mint pályára merőleges, tehát a körmozgás közepe felé mutató (centripetális) erő fogja létrehozni:

$$a_{cp} = m \cdot \frac{V^2}{R} = L - G \quad (7.27)$$

Az egyenletet átrendezve megkapjuk a körpálya jellemzői és a szükséges felhajtóerő közötti kapcsolatot:

$$L = G + m \cdot \frac{V^2}{R} = m \left(g + \frac{V^2}{R} \right) \quad (7.28)$$

Minél nagyobb a repülési sebesség, és minél kisebb a felvétel sugara, annál nagyobb felhajtóerőre van szükség. Ezt a felhajtóerőt a szárny hozza létre, miközben a felhajtóerő a szerkezetét alaposan igénybe is veszi. Ennek az igénybevételnek a mértékére jellemző szám a **terhelési többes**, amely a repülőgépen létrejövő felhajtóerő és a repülőgép súlyának a hányadosa. Ebben az esetben a következőképpen számítható:

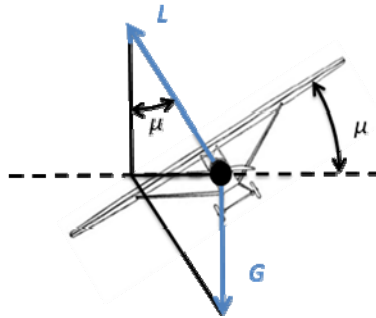
$$n = \frac{L}{G} = 1 + \frac{V^2}{g \cdot R} \quad (7.29)$$

A terhelési többes a definíció értelmében mértékegység nélküli szám, amely egyrészt jellemzi a fellépő centripetális gyorsulást, melyet a pilóta érez, másrészt a szárnyat terhelő felhajtóerő nagyságát.

7.4.5 Forduló

A repülőgép irányváltoztatása egy vízszintes síkban zajló körmozgással írható le. (198. ábra) Az ellenállás most is pályával párhuzamos, azaz érintő irányú. (Az ábra síkjában befelé mutat.) Tételezzük fel, hogy a vonóerő ezzel ellentétes irányú és azonos nagyságú, tehát a körpálya érintőjének irányába ható erők összege a nullvektor. Ennek következtében nem fog fellép-

ni pályairányú sebességváltozás, azaz a körmozgás sebessége állandó marad. Az ellenálláson és a vonóerőn kívül a súlyerő lép fel, ami függőleges, illetve a felhajtóerő, amely a repülőgép szimmetriasíkjában, a megfúvásra merőlegesen hat.



198. ábra Erők fordulóban

A szabályos, vízszintes síkban lezajló forduló feltétele, hogy a súlyerő és a felhajtóerő vektoriális összege vízszintes legyen. Azaz, ha a repülőgép μ szöggel dől be, akkor

$$G = L \cdot \cos \mu \quad (7.30)$$

A forduló sugarát pedig a vízszintes eredőnek, mint centripetális erőnek a nagysága határozza meg.

$$m \cdot \frac{V^2}{R} = L \cdot \sin \mu \quad (7.31)$$

A fenti két egyenletet egymással elosztva a bedöntési szög és a körmozgás jellemzői közötti kapcsolatra jutunk:

$$\tan \mu = \frac{V^2}{g \cdot R} \quad (7.32)$$

Az egyenletből következik, hogy egy adott sebességű és sugarú fordulóhoz tartozó bedöntési szög a repülőgép tömegétől független. Viszont minél nagyobb sebességgel és minél kisebb sugáron történik a forduló, annál nagyobb bedöntésre van szükség. Az egyenletből az is következik, hogy 90° -os bedöntéssel nem lehet szabályos vízszintes fordulót végrehajtani, mert ahhoz vagy végtelen nagy sebességre vagy $R=0$ sugárra lenne szükség.

A (7.30)-ból következik, hogy fordulóban a felhajtóerőnek nagyobbnak kell lennie a súlyerőnél. Tehát a terhelési többes nagyobb egynél. Pontos értéke a következő egyenletből számolható:

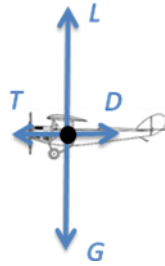
$$n = \frac{L}{G} = \frac{1}{\cos \mu} \quad (7.33)$$

A pilóta ezt a terhelési többest érzi fordulóban, emiatt szorul az ülésébe. Minél nagyobb a bedöntési szög, annál nagyobb a terhelési többes. Egy $\mu=60^\circ$ -os bedöntésű fordulóban a terhelési többes már $n=2$, azaz kétszer akkora felhajtóerőre van szükség, mint a repülőgép súlya, és az utasokra is kétszer akkora gyorsulás hat, mint a nehézségi gyorsulás.

7.4.6 Példák

1. Feladat: Mekkora szárnyfelülete legyen annak a repülőgépnek, melynek tömege $m=600\text{kg}$, maximális felhajtóerő-tényezője $C_{L\max}=1.4$, és szeretnék, ha tengerszinten ($\rho=1.2\text{ kg/m}^3$ levegősűrűség mellett) a leszállósebessége $V_S=15\text{ m/s}$ legyen?

A leszállósebesség a repülőgép legkisebb sebessége, amivel még a levegőben tud maradni vízszintesen repülve. A vízszintes repülés erőegyensúlya:



199. ábra

$$G = L \quad (7.34)$$

$$m \cdot g = C_{L\max} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot S \quad (7.35)$$

$$S = \frac{m \cdot g}{C_{L\max} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2} \quad (7.36)$$

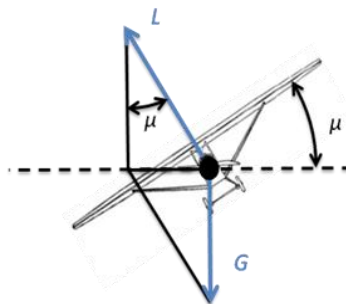
$$S = \frac{600\text{kg} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{1.4 \cdot \frac{1.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2} \cdot \left(15 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2} \quad (7.37)$$

$$S = 31.75\text{m}^2 \quad (7.38)$$

Tehát a repülőgép szárnyfelületének közel 32 m^2 -esnek kell lennie.

2. Feladat: Mekkora a fordulósugara annak a repülőgépnek, amely $\mu=30^\circ$ -os bedöntési szöggel $V=50\text{ m/s}$ sebességgel vízszintes fordulót hajt végre?

A fordulóban ható erők:



A centripetális erő:

$$m \cdot \frac{V^2}{R} = L \cdot \sin \mu \quad (7.39)$$

Az erők függőleges komponensének egyensúlya:

$$G = L \cdot \cos \mu \quad (7.40)$$

Ebből:

$$\tan \mu = \frac{V^2}{g \cdot R} \quad (7.41)$$

$$R = \frac{V^2}{g \cdot \tan \mu} \quad (7.42)$$

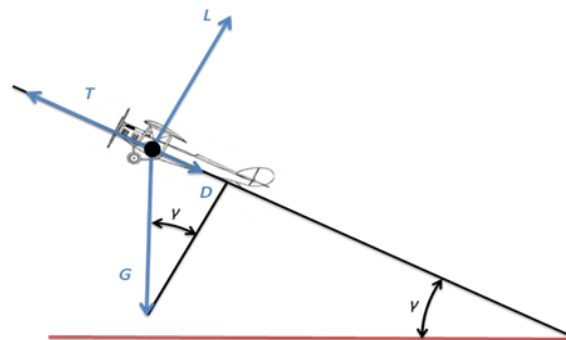
$$R = \frac{\left(50 \frac{m}{s}\right)^2}{10 \frac{m}{s^2} \cdot \tan 30^\circ} \quad (7.43)$$

$$R = 433m \quad (7.44)$$

Tehát a repülőgép kb. 430 méter sugarú körön fordul meg.

3. Feladat: Mekkora teljesítményt kell leadnia annak a hajtóműnek, amely egy $m=100\text{ t}$ tömegű, $V=360\text{ km/h}$ sebességgel haladó, $w=10\text{ m/s}$ sebességgel emelkedő repülőgépet mozgat és az adott repülési állapothoz $\varepsilon=1/25$ -ös siklószám tartozik? A levegő sűrűsége $\rho=1.2\text{ kg/m}^3$.

Az emelkedés erőegyensúlya:



200. ábra

A repülőgép pályaszöge:

$$\tan \gamma = \frac{w}{V} = \frac{10 \frac{m}{s}}{100 \frac{m}{s}} = 0.1 \Rightarrow \gamma = 5.7^\circ \quad (7.45)$$

A pályára merőleges erőösszetevők egyensúlyából:

$$L = G \cdot \cos \gamma \quad (7.46)$$

Az ellenállás a siklószámból:

$$D = \varepsilon \cdot L = \varepsilon \cdot G \cdot \cos \gamma \quad (7.47)$$

A pályairányú erők egyensúlya:

$$T = D + G \cdot \sin \gamma = \varepsilon \cdot G \cdot \cos \gamma + G \cdot \sin \gamma = m \cdot g (\varepsilon \cdot \cos \gamma + \sin \gamma) \quad (7.48)$$

A szükséges teljesítmény:

$$P = T \cdot V = m \cdot g \cdot (\varepsilon \cdot \cos \gamma + \sin \gamma) \cdot V \quad (7.49)$$

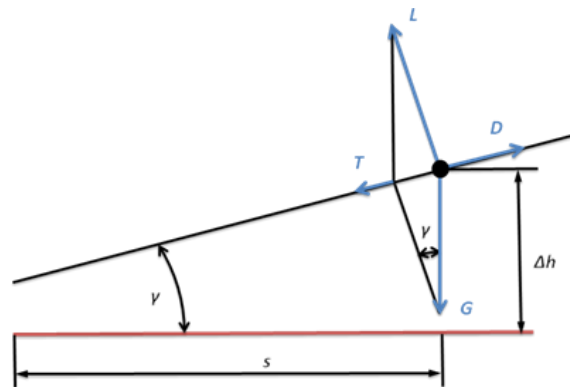
$$P = 100000 \text{ kg} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \left(\frac{1}{25} \cdot \cos 5.7^\circ + \sin 5.7^\circ \right) \cdot 100 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (7.50)$$

$$P = 13900 \text{ kW} \quad (7.51)$$

Tehát a repülőgépnek közel 14.000 kW teljesítményre van szüksége.

4. Feladat: Egy hátimotoros siklóernyő a legjobb siklószámhoz ($\varepsilon=1/5$) tartozó sebességgel repül. Mekkora tolóerőre van még szüksége ahhoz, hogy $\Delta h=500\text{m}$ magasságvesztés árán eljusson $s=4\text{km}$ -re? A tömege $m=110\text{kg}$, a levegő sűrűsége $\rho=1.225 \text{ kg/m}^3$, mely a repülés folyamán állandónak tekinthető.

A siklás erőegyensúlya:



201. ábra

A pályaszög:

$$\tan \gamma = \frac{\Delta h}{s} = \frac{500 \text{ m}}{4000 \text{ m}} = 0.1 \Rightarrow \gamma = 7.1^\circ \quad (7.52)$$

A pályára merőleges erőösszetevők egyensúlya:

$$L = G \cdot \cos \gamma \quad (7.53)$$

Az ellenállás:

$$D = \varepsilon \cdot L = \varepsilon \cdot G \cdot \cos \gamma \quad (7.54)$$

A pályairányú erőösszetevők egyensúlyából:

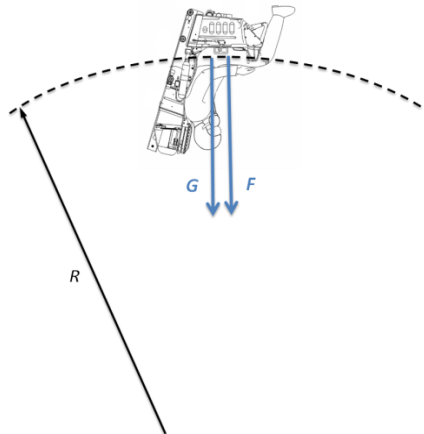
$$T = D - G \cdot \sin \gamma = \varepsilon \cdot G \cdot \cos \gamma - G \cdot \sin \gamma = m \cdot g (\varepsilon \cdot \cos \gamma - \sin \gamma) \quad (7.55)$$

$$T = 110 \text{ kg} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \left(\frac{1}{5} \cdot \cos 7.1^\circ - \sin 7.1^\circ \right) \quad (7.56)$$

$$T = 82 \text{ N} \quad (7.57)$$

Tehát valamivel több, mint 80N tolóerőre van szükség.

5. feladat: Mekkora a sugara annak a bukfcnek, amelynek a felső pontján a pilóta akkora erővel nyomja a $V=50\text{ m/s}$ sebességgel mozgó repülőgép ülését, mint a földön felszállás előtt?



202. ábra

A bukfc felső holtpontján az ülésben ülő pilótára két erő hat: saját súlyereje, illetve az ülés tartóereje. A két erő a feladat kiírása szerint egyenlő, és együtt biztosítják a körmozgáshoz szükséges centripetális gyorsulást. A centripetális erő és a körmozgás jellemzői közötti kapcsolat alapján:

$$m \frac{V^2}{R} = F_{CP} = G + F = G + G = 2 \cdot m \cdot g \quad (7.58)$$

$$\frac{V^2}{R} = 2 \cdot g \quad (7.59)$$

$$R = \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (7.60)$$

$$R = \frac{\left(50 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \quad (7.61)$$

$$R = 125\text{m} \quad (7.62)$$

Mivel a pilóta és a repülőgép együtt mozognak, a repülőgép pályájának a sugara is $R=125\text{m}$.

6. Feladat: Egy vitorlázó repülőgép szárnyának nulla felhajtóerőhöz tartozó állásszöge $\alpha_0 = -5\text{ fok}$, felhajtóerő-tényezőjének meredeksége $C_{L\alpha} = 0.095\text{ l/fok}$. A nulla felhajtóerőhöz tartozó ellenállás-tényező $C_{D0} = 0.02$, szárnykarcsúsága $AR = 10$, az Oswald-faktor $e = 0.8$. Mekkora állásszöggel kell repülnie a repülőgépnek, hogy elérje az $s = 15\text{ km}$ -re található repülőteret, melyhez képest $h = 1000\text{m}$ magasságban van éppen?

A szükséges siklószám:

$$\varepsilon = \frac{h}{s} = \frac{1000\text{m}}{15000\text{m}} = \frac{1}{15} \quad (7.63)$$

Az ellenállás-tényező a következőképpen számolható:

$$C_D = C_{D0} + \frac{C_L^2}{\Pi \cdot AR \cdot e} \quad (7.64)$$

Ismerve, hogy a siklószám a felhajtóerő és az ellenállás-tényező hányadosa, írható:

$$C_D = \varepsilon \cdot C_L \quad (7.65)$$

Ezt a (7.64) egyenletbe helyettesítve kapjuk:

$$\varepsilon \cdot C_L = C_{D0} + \frac{C_L^2}{\Pi \cdot AR \cdot e} \quad (7.66)$$

Ez egy másodfokú egyenlet a C_L -re nézve, melyet a szokásos alakra rendezünk:

$$\frac{1}{\Pi \cdot AR \cdot e} C_L^2 - \varepsilon \cdot C_L + C_{D0} = 0 \quad (7.67)$$

A másodfokú egyenlet megoldóképlete alapján:

$$(C_L)_{1,2} = \frac{\varepsilon \pm \sqrt{(-\varepsilon)^2 - 4 \cdot \frac{1}{\Pi \cdot AR \cdot e} \cdot C_{D0}}}{2} \quad (7.68)$$

Behelyettesítve:

$$(C_L)_{1,2} = \frac{\frac{1}{15} \pm \sqrt{\left(\frac{1}{15}\right)^2 - 4 \cdot \frac{1}{\Pi \cdot 10 \cdot 0.8} \cdot 0.02}}{2} \quad (7.69)$$

Ebből

$$(C_L)_1 = 1.12 \quad (7.70)$$

$$(C_L)_2 = 0.34$$

A kapott felhajtóerő-tényezőkhöz tartozó állásszög a (7.3) képlet alapján számolható:

$$\alpha = \alpha_0 + \frac{C_L}{C_{L\alpha}} \quad (7.71)$$

$$\alpha_1 = \alpha_0 + \frac{(C_L)_1}{C_{L\alpha}} = -5 \text{ fok} + \frac{1.12}{0.095 \frac{1}{\text{fok}}} = 6.8 \text{ fok} \quad (7.72)$$

$$\alpha_2 = \alpha_0 + \frac{(C_L)_2}{C_{L\alpha}} = -5 \text{ fok} + \frac{0.34}{0.095 \frac{1}{\text{fok}}} = -2.6 \text{ fok}$$

α_2 negatív értéke nem jelenti azt, hogy a felhajtóerő lefele mutatna, hiszen a nulla felhajtóerőhöz tartozó állásszög (α_0) még ennél is kisebb. Tehát mindkét eredmény fizikailag értelmezhető és hihető. A jelenség a gyakorlatban is jól megfigyelhető: ha egy repülőgép az optimálisnál kisebb vagy nagyobb állásszöggel repül, ugyanúgy csökkenni fog a siklásban megtehető út hossza. Tehát a pilótára van bízva, hogy lassan (közel 7° -os állásszöggel), vagy gyorsan (közel -2.5 fokos állásszöggel) közelít a repülőtérhez.

7.5 A repülőgép felépítése

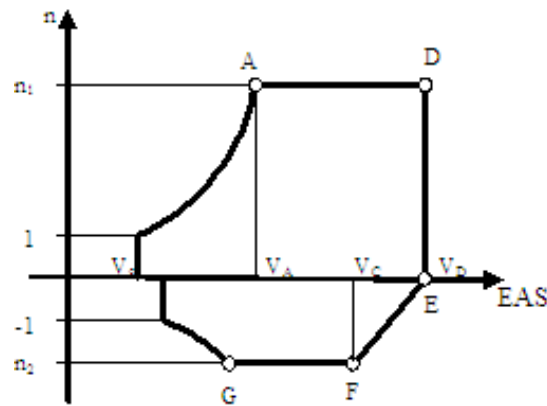
7.5.1 Bevezető megjegyzések

A hagyományos repülőgép három fő részre bontható. A legnagyobb és legszembetűnőbb elem a vázszerkezet, melyet a szaknyelvben **sárkánynak** neveznek. A sárkány aerodinamikai kialakítása biztosítja a felhajtóerőt, a stabilitást és a kormányzást, valamint a repülőgép szilárdságát és merevségét. Ez a fejezet a sárkány részletesebb bemutatását szolgálja. A sárkánytól jól elkülönül a **hajtómű**, még abban az esetben is, ha a törzsben foglal helyet, mivel mindig egy egységben kiszerezhető a szükséges javítások vagy csere elvégzése érdekében. Szerepe természetesen a szükséges vonó-, illetve tolóerő létrehozása, ahogy azt a 7.3 fejezet bemutatta. A harmadik fő részt a repülőgép különböző **rendszerei** alkotják. Ezeket nem egyszerű fizikailag körbehatárolni, mert a teljes repülőgépet behálózzák. A legegyszerűbb repülőgépek esetében ez csak a kormányvezérlő rendszert jelenti, amely a sárkány részének is tekinthető, de egy korszerű utasszállító repülőgépben található rendszereknek összességükben már akkora jelentőségük van, és annyira speciális ismereteket követelnek, hogy egyértelműen külön kezelik a sárkányszerkezettől. Ide tartozik például az elektromos-, a hidraulikus-, és a légkondicionáló- stb. rendszer.

Egy korszerű repülőgép sárkánya áramvonalas burkolattal rendelkezik, amely nem teszi lehetővé a teherviselő szerkezet tanulmányozását egy kívülálló számára. (Ez alól talán csak az ultrakönnyű kategóriába eső kis repülőgépek jelentenek kivételt.) Azonban a fő elemek kívülről is jól megkülönböztethetők. A **szárny** szerepe a felhajtóerő termelése, ezenkívül sok esetben tárol üzemanyagot, és hajtómű is gyakran kapcsolódik hozzá. A **törzs** elsődleges szerepe a hasznos teher, illetve az utasok elhelyezése és védelme a külső behatásokkal szemben, valamint a farokfelületeket kötik össze a szárnyal. A **farokfelületek** biztosítják a repülőgép stabilitását, illetve kormányzását.

7.5.1.1 A szárny

A szárnyra ható legjelentősebb terhelést a felhajtóerő jelenti. A légialkalmassági előírásokban határozzák meg, hogy egy adott kategóriába tartozó repülőgép szárnyát milyen terheléseknek lehet kitenni az üzemeltetés során, illetve milyen külső terhelések fogják érni, azaz milyen terhelési esetekre kell méretezni. Az előírások a repülés száz éve alatt vérrel írt tapasztalatokat foglalják össze a manőverektől kezdve a szállókéseken át az anyagfáradással kapcsolatos jelenségekig. A 203. ábra a bedöntés nélküli repülésben a pilóta által létrehozható manőverek terhelési többszörösének értékét mutatja különböző sebességek esetén, melyet **manőver burkológörbének** nevezünk.



203. ábra Manőver burkológörbe

A manőver burkológörbe vízszintes tengelyén a repülési sebesség (EAS - *Equivalent Air Speed*) áll, a függőleges tengelyen pedig a terhelési többszörös. Ha a terhelési többszörös és a repülőgép súlya ismert, akkor a (7.29) szerint a szárnyon keletkező összes felhajtóerő, és ebből a szerkezetet érő igénybevétel számítható, tehát a szilárdsági méretezés elvégezhető. Másfelől a terhelési többszörös azt a függőleges gyorsulást is definiálja, melyet a pilóta a "legfontosabb érzékszervével" - műszer nélkül is - érzékel, azaz minden körülmények között tudatában lesz annak, hogy a szárnyon mekkora az igénybevétel. Erre a gyorsulásra utal a repülős köznyelv, amikor "4 g-s" felrántásról beszél. Ekkor a gép súlyának négyszeresével egyenlő a felhajtóerő így a terhelési többszörös $n=4$. A terhelési többszörös pozitív, ha a felhajtóerő a repülőgéphez viszonyítva „feléle” mutat, és a pilótát a gyorsulás az ülésbe szorítja.

A légialkalmassági előírások értelmében a repülőgépeknek ki kell bírnia egy n_1 nagyságú terhelési többszöröst V_D sebességig. Az n_1 minimális értékére gépkategóriánként más és más az előírás. Lehet egy konkrét számérték ($n_{1min}=4.4$), de egy képlet is. A tervező választhat az előírtnál nagyobb értéket is, ha úgy gondolja, de kisebb érték esetén nem felel meg a kategória követelményeinek.

A V_D sebesség (**tervezési zuhanósebesség**) a repülőgép maximális sebessége, melynek értékét szintén a tervező választja ki, de bizonyos kötöttségek azért vannak.

Kis sebességnél a repülőgépek szárnya fizikailag képtelen elegendő felhajtóerőt termelni a mértékadó terhelési többszörös létrehozásához. Egy adott szárnyal elvileg maximálisan létrehozható terhelési többszörös a következő módon számítható:

$$n_{\max} = \frac{L_{\max}}{G} = \frac{C_{L\max} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot S}{G}, \quad (7.73)$$

ahol $C_{L\max}$: a szárny maximális felhajtóerő-tényezője
 ρ : a levegő sűrűsége
 V : a repülési sebesség
 S : a szárnyfelület

Ez a manőver burkológörbében egy origóból felfelé induló másodfokú görbe. Amíg a görbe el nem éri az $n=1$ -es értéket, addig a repülőgép nem tud a gép súlyával egyenlő felhajtóerőt termelni, tehát képtelen egyenes vonalú, egyenletes repülésre. Ahol ez lehetővé válik, az a V_S **át-esési sebesség**. Ennél nagyobb sebességeknél ugyan tud már repülni a repülőgép, de egészen az úgynevezett V_A **felrántási sebességig** a szárny nem tud elegendő felhajtóerőt termelni az n_1 terhelési többlet létrehozásához, így ezeken a sebességeken nem is követeli meg a légialkalmassági előírás a szerkezettől az n_1 elviselését. A felrántási sebesség ismerete azért fontos a pilótáknak, mert ez alá csökkentve a gép sebességét nehezen képzelhető el olyan eset, hogy a légerők kárt okoznának a szerkezetben, akár a szélleökések, akár óvatlan kormánymozdulat miatt, tehát biztonságot jelent. Viszont e fölött a sebesség fölött már tisztában kell lenni a kormánymozdulatok hatásával.

Egy repülőgépnek azt is el kell viselnie, ha a terhelési többlet negatív, azaz a szárny állásszöge negatív, és így (a repülőgéphez viszonyítva) lefele irányuló felhajtóerő keletkezik. A manőver burkológörbének ez a negatív tartománya. Felépítésében hasonló a pozitív tartományhoz, de van pár eltérés. Az első különbség, hogy a burkológörbe az $n=-1$ terhelési többlet nagyobb sebességnél éri el, mint az $n=1$ értéket a pozitív oldalon. Ez csak aszimmetrikus profilok esetén igaz, mert ezeknek negatív állásszögek esetén általában kisebb a maximális felhajtóerőtényezőjük, és így laposabb a parabola íve a (7.73) egyenlet értelmében. A negatív terhelési többlet (n_2) abszolút értéke általában szintén nem egyezik meg az n_1 értékével, ez a terület kisebb szokott lenni. A manőver burkológörbe jobb alsó sarka is eltér jobb felső sarkától. Ez egy engedmény a pozitív tartományhoz képest, mivel egy átlagos repülőgép esetében nincs szükség a maximális sebesség környékén egy n_2 nagyságú negatív manőver végrehajtására, így erre szilárdságilag sem kell alkalmasnak lennie. A légialkalmassági előírások így egy sport vagy utasszállítási célú repülőgép esetében engedik, hogy a méretezési terhelési többlet a V_C sebességtől a V_D sebességig n_2 -ről 0-ra (egy-egy kategóriákban -1-re) változzon lineárisan. A V_C sebesség szerepe a szélleökésekkel kapcsolatos, és túlmutat a tárgy keretein.

A manőver burkológörbe azonban nem feltétlenül aszimmetrikus. A műrepülő gépek közül sok példát lehetne felhozni teljesen szimmetrikus manőver burkológörbére is. Ugyanis főleg a versenyzésre alkalmas gépeket előszeretettel építik szimmetrikus profillal és ugyanolyan pozitív és negatív manőverek kivitelezésére. Természetesen ez nem mond ellent az előírásoknak, mivel túltesztelni mindig szabad őket. Viszont a repülési kézikönyvbe csak akkor kerülhetnek bele a jobb értékek, ha a típusalkalmassági eljárás során a gyártó igazolja, hogy ugyanúgy teljesíti a gép ezeket az emelt szintű követelményeket is, mintha elő lennének írva.

A szilárdsági méretezés során úgy kell számolni, hogy a repülőgép talpon, bedöntés nélkül, vízszintes irányban repül, és eközben hat rá az adott terhelési többesnek megfelelő terhelés. Gyorsan belátható, hogy ez csak kivételes esetben lehet állandósult repülési állapot, hiszen a repülőgépre ható erők ritkán egyenlítik ki egymást a burkológörbén belül. Nézzünk néhány repülési manővert, és elemezzük a bennük ható terheléseket a burkológörbe segítségével.

Utazó repülés. Ebben a helyzetben éppen erőegyensúly van, azaz

$$L = G, \quad (7.74)$$

amiből

$$n = \frac{L}{G} = 1, \quad (7.75)$$

azaz a terhelési többes $n=1$. Ez a manőver burkológörbe által körbefogott területnek az a pontja, amit az aktuális sebességhez tartozó függőleges és az $n=1$ -hez tartozó vízszintes egyenes metsz ki.

Forduló. Szabályos forduló esetében - mint már tárgyaltuk - a szárny nagyobb felhajtóerőt hoz létre, mint a gép súlya. Tehát a terhelési többes $n > 1$. Ugyan fordulóban nem vízszintesek a repülőgép szárnyai, de ettől még nem kell külön a fordulókra érvényes terhelési eseteket előírni. Ugyanis egy szabályos fordulóban a felhajtóerő iránya továbbra is a repülőgép szimmetriásíkjába esik, ahogy vízszintes repülésben is. Tehát ha a manőver burkológörbe alapján a repülőgép kibír egy n_1 nagyságú terhelést, akkor egy ugyanekkora terhelési többesű forduló is biztonsággal végrehajtható vele.

Hátonrepülés. Ebben az esetben az utazórepüléshez hasonlóan szintén erőegyensúly van, azaz a felhajtóerő nagyságának abszolút értéke megegyezik a gép súlyával (G), viszont értéke negatív, mert ebben az esetben a felhajtóerő a gép hasa felé mutat

$$L = -G. \quad (7.76)$$

Ebből

$$n = \frac{L}{G} = \frac{-G}{G} = -1, \quad (7.77)$$

azaz a terhelés többes $n = -1$. Ugyan hátonrepülés során a repülőgép a manőver burkológörbe felírásakor kikötöttekkel ellentétben nem talpon repül, de ez szintén nem veszélyezteti a repülőgépet szilárdsági szempontból. Ha kibírja az $n=-1$ terheléssel járó manővert - márpedig az előírások szerint ezt minden repülőgépnek ki kell bírnia - , akkor magát a hátonrepülést is ki fogja bírni.

A fenti kijelentés nem jelenti azt, hogy minden repülőgéppel ténylegesen lehetne háton repülni! Ugyanis egyrészt a gép hátára borítása okozhat nagyobb igénybevételt, mint maga a hátonrepülés, amire viszont már nem kell feltétlenül alkalmasnak lennie, másrészt a hajtómű olaj- és üzemanyagrendszere sem feltétlenül alkalmas erre minden esetben.

Átnyomás. Nehezebb elképzelni a manővert, de szilárdsági szempontból a hátonrepüléshez nagyon hasonló terhelést jelent, ha a pilóta egy átnyomást végez $n=-1$ terhelési többsel, azaz hirtelen előrenyomja a botkormányt annyira, hogy a szárnyakon negatív legyen az állásszög, és a (lefele mutató) felhajtóerő nagysága megegyezzen a repülőgép súlyával. A manöver burkológörbe $n=-1$ egyenesének pontjai legpontosabban ezzel a manőverrel hozhatók létre. (Az átnyomásnak azzal a pillanatával, amelyikben éppen vízszintes a sebességvektor) A pilóta is hasonlóan fogja érezni magát, mint hátonrepülésben: ugyanúgy a biztonsági öv tartja vissza attól, hogy a kabin tetejéhez préselődjön, pedig a gép nem háton repül. Természetesen az átnyomás lehet erőteljesebb is, egészen addig, míg a terhelési többs el nem éri a n_2 értéket. A burkológörbe F pontja például egy ilyen pont.

Parabola repülés. A súlytalanság állapotában történő vizsgálatokhoz vagy űrhajósok kiképzéséhez szokták alkalmazni a parabola pályán történő repülést. A manöver lényege, hogy a repülőgépet emelkedő pályára állítják, majd a magassági kormánnyal a nulla felhajtóerőhöz tartozó állásszöget hozzák létre, a tolóerővel pedig éppen a légellenállást egyenlítik ki. Így a gép pályája megegyezik egy légüres térben ferdén elhajított test pályájára: parabola mentén emelkedik, majd süllyed vissza. Ez az állapot 30-40 másodpercig tartható fenn speciálisan felkészített repülőgépekkel. A felhajtóerő hiányából egyértelműen következik, hogy a terhelési többs értéke nulla, azaz a manöver burkológörbén belül a vízszintes tengelyen mozog a repülőgép először balra, ahogy lassul, majd újra jobbra, ahogy a parabola süllyedő ágában ismét gyorsul.

Tehát ha megvalósítunk egy szerkezetet, amely a manöver burkológörbe által meghatározott terheléseket elviseli, akkor azzal biztonsággal végrehajthatók olyan manőverek, melyekre közvetlenül nem méreteztük, de a burkológörbe határait nem lépi át. Erre jó példa az a Boeing 707-es, amely 1955. augusztus 6-án palástorsót hajtott végre az Egyesült Államokban egy repülőnapon. A palástorsó végig pozitív terhelési többsű manöver közepes terhelési többsel. Tehát nem jelent szilárdsági problémát, ha pontosan hajtják végre. (Azonban repüléstechnika-ilag mégis tilos, mert pontatlan végrehajtás esetén elkerülhetetlenül fellép olyan terhelés is, amelyre egy utasszállító gépet nem méreteznek.)

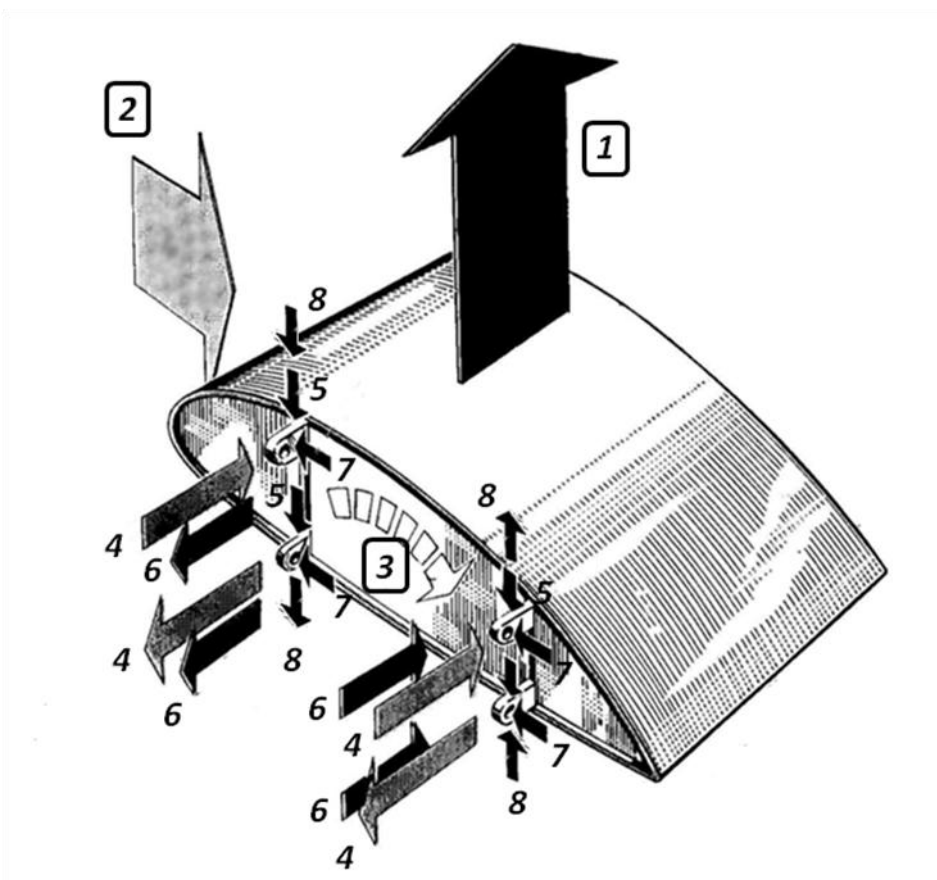
A légialkalmassági előírások azokat a terheléseket tartalmazzák, amelyekkel a repülőgép az élete során valószínűleg találkozni fog. Ezeket nevezzük **biztos terhelésnek**. A méretezés során azonban alkalmazni kell egy **biztonsági tényezőt** is, amellyel meg kell szorozni a biztos terhelést. Végeredményben az így kapott ún. **törő terhelésre** kell méretezni a repülőgépet. Tehát:

$$\text{biztos terhelés} * \text{biztonsági tényező} = \text{törő terhelés} .$$

A biztonsági tényező értéke a repülésben általában $j=1.5$. Ez durván fogalmazva azt jelenti, hogy a tervezőasztalon a repülőgép 50%-kal nagyobb terhelést is el tud viselni, mint amire szükség lenne. Ez egyfelől soknak tűnik, másfelől az általános gépészeti gyakorlatban a biztonsági tényező ennél is nagyobb (általában $j=2$). Egy repülőgép esetében egy ilyen magas biztonsági tényező olyan nagy üres tömeget (OEW – *Operated Empty Weight*) eredményezne, ami gazdaságtalanná teszi a repülést. A biztonságra viszont fokozottan oda kell figyelni, hiszen repülés közben egy meghibásodásnak sokkal komolyabb következményei vannak, mint a legtöbb általános gépészeti alkalmazásban. Ennek köszönhető az előírt terhelési esetek igen nagy száma, amely a mértékadó terhelés kiválasztását sokkal megbízhatóbbá teszi, és így a biztonsági tényező alacsonyabb értéke nem jelent kisebb biztonságot. Mindemellett azokban az esetekben, amelyekben bizonytalanság merül fel a méretezés vagy a gyártás során (pl. öntvények vagy olyan elemek, amelyek jellemzői előreláthatóan csökkeni fognak az élettartamuk előrehaladtával) ott a biztonsági tényező növelését írják elő a légialkalmassági előírások.

A szárnyat legegyszerűbben a statikából ismert befogott tartóként lehet elképzelni, melyre a felhajtóerő, az ellenállás, a saját szerkezeti súlya, a hajtómű esetleges súlya, vonóereje és nyomatéka, valamint az üzemanyag súlya hat. A szárnyra ható erőket fontos szétbontani a szárny húrjára merőleges (általában közel függőleges), valamint a húrral párhuzamos (általában közel vízszintes) komponensekre. A szárny méretezése a húrra merőleges komponensek számbavételével kezdődik, mivel a szárny alacsony belső magassága (korlátozott tartómagasság) miatt ezek a kritikusak. A 204. ábra 1-essel jelöli ezek összegét. Legjelentősebb közülük a felhajtóerő komponense. Az ábra egy olyan szárnyat mutat be, melyet négy vízszintes tengelyű csap rögzít a törzshöz. A függőleges erőkomponensek hajlítónyomatéka a szárnyat felfele hajlítja. Ahhoz, hogy a szárny ne „tapsoljon össze” a törzs fölött, ahhoz az alsó bekötési pontokon húzni kell a szárnyat, míg a felső bekötési pontokon tolni (4-essel jelölt erők). A komponensek nyíró igénybevétele a szárnyat felfele igyekszik letépni a bekötésről, amit a bekötési csomópontokban ható lefele húzó erők akadályoznak meg (5-össel jelölt erők). A szárnyra ható erők húrral párhuzamos komponenseinek összegét a 2-essel jelölt terhelés jelképezi. Ennek hajlítónyomatéka a szárnyat hátrafele hajlítja, és a négy bekötési csomóponton a 6-ossal jelölt erők tudják megakadályozni, hogy a szárny hátracsukódjon. A nyíró igénybevételt pedig a 7-essel jelölt erők ellensúlyozzák. A szárnyra ható erők nem mennek át a szárny szerkezet csavaróközpontjára, ezért az általuk okozott csavarással (3-as terhelés) is kell számolni. Ezt a csavaró igénybevételt a bekötési csomópontokon a 8-ossal jelölt erők tudják felvenni. A szárny bekötésének méretezéséhez az összes erőt egyszerre kell figyelembe venni. Természetesen nem csak a bekötési csomópontokat terhelik a szárnyra ható erők, hanem a szárny ösz-

szes szerkezeti elemét is, melyek esetén hasonlóképpen kell végiggondolni (számolni) a hajlító, nyíró, és csavaró igénybevételek hatását.

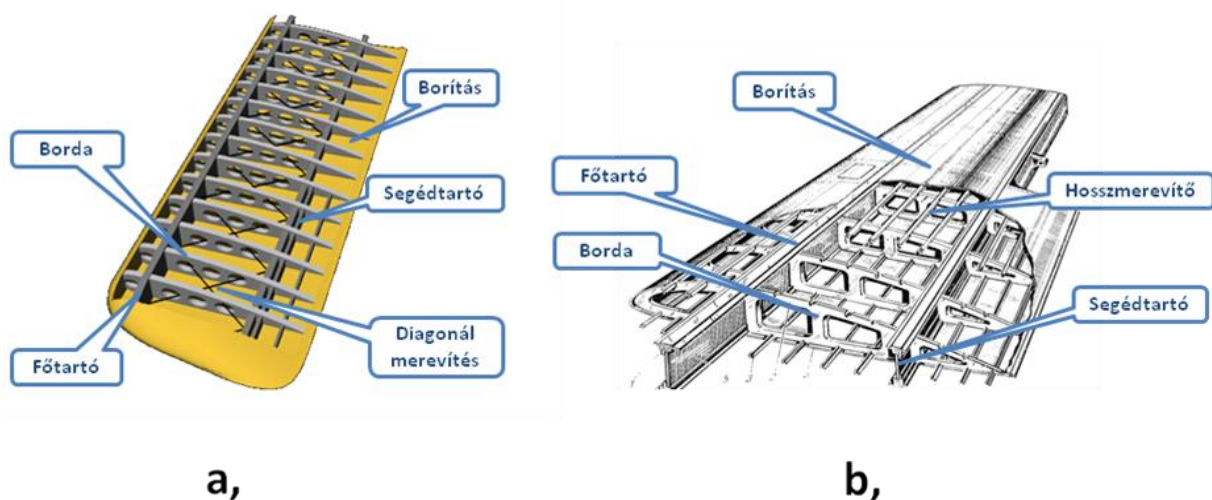


204. ábra: A szárnybekötést érő terhelések

A kis tömegű és lassú repülőgépek szárnya **rácsszerkezetű**. Ennek fő előnye egyrészt az egyszerű gyártástechnológia, másrészt a rácsszerkezet elemei kézi számításokkal is jól méretezhetők. Az első világháborúban ezért még ez volt az uralkodó gyártástechnológia. A rácsszerkezetű szárnyban a fő terhelést a főtartó veszi fel, mely általában egy I-gerenda vagy valamilyen hasonlóan könnyű, de nagy statikus másodrendű nyomatékkal rendelkező elem. Éppen ezért szerkezeti szempontból a főtartót a legnagyobb profilvastagság közelében célszerű elhelyezni, ami közelítőleg megegyezik a felhajtóerő támadáspontjával is utazórepülésben. Azonban a felhajtóerő támadáspontja vándorol húrirányban, ezért amikor nem megy éppen át a főtartó keresztmetszetének nyíróerő-középpontján, akkor csavaró igénybevételt is okozna a főtartón, aminek az elviselésére egy I-gerenda csak igen korlátozottan alkalmas. A segédtartó szerepe, hogy a húrra merőleges erőkomponensek vándorlásának megfelelően részt vegyen a hajlítás felvételében, és így mentesítse a főtartót a csavaró igénybevétel alól. A bordák biztosítják a szárnykeresztmetszet szükséges geometriáját, valamint a fő- és a segédtartó távolságát. Ha felülről nézzük a szárnyat, akkor a szerkezete hasonlatos egy létrához: a két láb a fő-

és a segéd tartó, a bordák a fokok. Egy régi, rossz létra jobbra-balra nyeklik-nyaklik, ha a fokok nincsenek elég mereven rögzítve a lábakhoz. A rácsszerkezetű szárnyak esetében a diagonál merevítők akadályozzák meg ezt az előre-hátra nyeklő-nyakló mozgást, így a bordák csatlakozó pontjai könnyebb kivitelűek lehetnek. Ezzel a szárny elég erőssé vált a terhelések elviselésére. A szárnyborítása vászonból készülhetett, mivel teherviselő szerepe nem volt csak az aerodinamikai felület biztosítása.

Az első világháború vége felé a repülőgépek sebessége azonban annyira megnövekedett, hogy a vászonborítás már jelentősen eldeformálódott repülés közben, és emiatt megnőtt a szárny ellenállása. Amikor már a sűrűbb bordaosztás sem volt elegendő, akkor a vászon helyett fa rétegelt lemezt kezdtek alkalmazni. Emiatt a bordák száma újra lecsökkenhetett, melyet a borítást a bordák között támasztó hosszmerítők is elősegítettek. A merev borítás viszont nemcsak az alaktartást növelte meg, hanem a diagonál merevítések szerepét is át tudta venni. (Ha egy rossz létra lábai közé borítólemezt szögelnénk, akkor is megszűnne a nyeklés-nyaklás.) Sőt, az alsó és felső oldalon egyszerre alkalmazott borítás a segéd tartó övrészének a csökkentését is lehetővé tette, mivel a borítás, valamint a fő- és segéd tartó gerince által alkotott doboz szerkezet önmagában alkalmas a csavaró igénybevétel felvételére. Tehát a borítás az elsődleges teherviselő szerkezet szerves részévé vált, de nem váltotta ki a fő- és segéd tartót, illetve a bordákat. Az ilyen felépítésű szárnyakat **félhéjszerkezetűnek** nevezzük. Ezt továbbfejlesztve lehet eljutni a tiszta **héjszerkezetig**, ahol már a borítás belső merevítések nélkül képes elviselni a terheléseket. Viszont ezt az építésmódot szárnyak esetében elvétve alkalmazzák.



205. ábra: Rácsszerkezetű (a) és félhéjszerkezetű (b) szárny felépítése

7.5.1.2 A törzs

Egy utasszállító repülőgép törzsének keresztmetszete szabályos kör alakú vagy attól csak kismértékben eltérő alak, mely a törzs hossza mentén nem változik. A kisrepülőgépek esetében nehéz tipizálni a felépítést, mivel a kompakt kialakítás nem tesz lehetővé általánosan érvényes optimális formát és így tág teret enged a konstruktóri szabadságnak.

A félhéjszerkezetű repülőgépek törzsének teherviselő szerkezete sok szempontból hasonló a szárnyéhoz. Ugyanúgy borítólemez és hosszmerítők alkotják a törzs külső héját, és keresztmetszetét pedig a bordákhoz hasonló funkciót betöltő törzskeretek biztosítják. A legnagyobb különbség, hogy nem található benne a szárnyfőtartónak megfelelő elem, így a csavaró és nyíró igénybevételt teljes egészében a borítás, a hajlító igénybevételeket pedig teljes egészében a hosszmerítők veszik fel.



206. ábra Utasszállító repülőgép törzsének elrendezése és belső szerkezete

A nagy magasság elérésére képes repülőgépek törzsében túlnyomást hoznak létre, hogy az utasoknak és a személyzetnek ne legyen szüksége egyéni légzőkészülékre. Ez a törzsön igen nagy terhelést okoz, aminek az elviselésére a kör keresztmetszet a legalkalmasabb. Ebben az esetben ugyanis a törzs borításában csak húzóerő lép fel, amit egy lemez is el tud viselni. (Ellenkező esetben hajlítás is fellépne, amelynek az elviseléséhez a törzskereteket is igénybe kellene venni.)

Tehát a repülőgép borítása több szempontból is teherviselő feladatot lát el, ezért a borítás kivágásakor biztosítani kell olyan elemeket, melyek átveszik a kivágott lemez funkcióját. Az ablakok és az ajtók esetében is be kell építeni egy erős keretet. A kivágás alakjának olyannak kell lennie, amely a legkevésbé eredményez feszültséggyűjtő helyeket, valamint biztosítani kell, hogy az ajtó és az ablak is belülről támaszkodjon a keretnek, hogy a túlnyomás segítse a légmentes záródást. Ez az ajtók esetében okoz gondot, ugyanis befele nyíló ajtót nem lehet alkalmazni a vészkiürítésre való tekintettel.

7.5.1.3 Vezérsíkok és kormányfelületek

A repülőgép a térben mozog, tehát a tér három irányában kell stabilizálni és kormányozni. (207. ábra) A stabilizálást a **vezérsíkok** végzik (kivéve a hossz tengely körüli stabilitást), me-

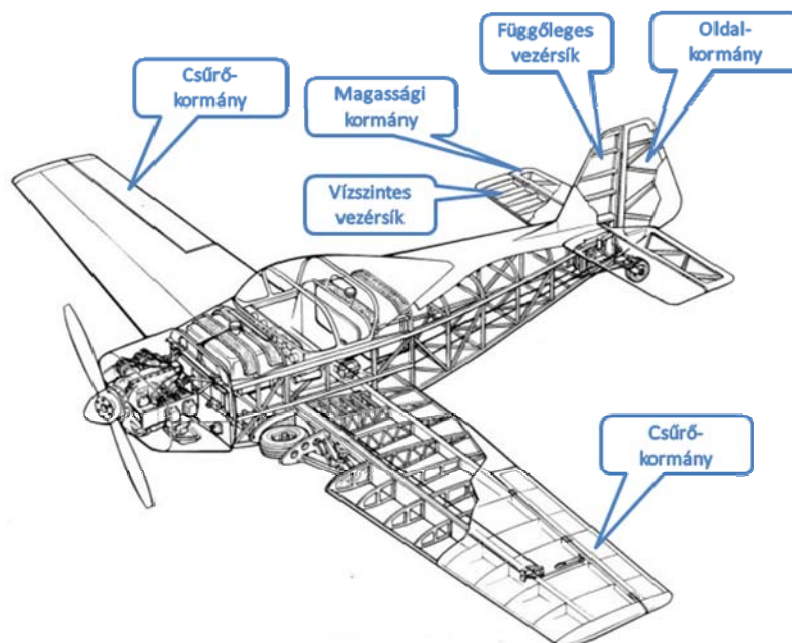
lyek a repülőgép mereven rögzített felületei, míg a kormányzást a mozgatható **kormányfelületek**.



207. ábra Repülőgép tengelyei és térbeli mozgásai

A repülőgép törzsének végén található a két vezérsík, és két kormányfelület. (208. ábra) A **függőleges vezérsík** biztosítja az oldalirányú stabilitást azzal, hogyha a repülőgépet erő megfúvás oldalirányból éri, akkor a vezérsíkot alkotó szimmetrikus szárnyprofilon oldalirányú felhajtóerő keletkezik, és ezzel a gép orrát a megfúvás irányába fordító legyező nyomaték jön létre. Az **oldalkormány** a függőleges vezérsík kilépőélén található mozgatható lap. Ezt a pilóta a lábával tudja kitéríteni. Így a függőleges farokfelület eredetileg szimmetrikus profilja ívelté válik, ami megnöveli a felhajtóerőt a kitéréssel ellentétes irányba. Az így keletkező legyező nyomaték hatására a repülőgép a függőleges tengelye körül elfordul. A **vízszintes vezérsík** és a **magassági kormány** hasonlóan működik a keresztengely körüli bólintó mozgással kapcsolatban, azzal a különbséggel, hogy a vezérsíkon nyugodt, vízszintes repülésben is folyamatosan lefele irányuló felhajtóerő ébred annak érdekében, hogy a bólintó nyomatékok egyszerre egyensúlyban is legyenek és stabilitást is eredményezzenek. Ennek a jelenségnek a magyarázata túlmutat a jegyzet keretein. Ha a pilóta előrenyomja a botkormányt vagy szarvkormányt, akkor a repülőgép leadja az orrát, ellenkező esetben megemeli.

A repülőgép hossz tengelye körüli kormányzást a szárnyak külső részének kilépőélén található **csűrőkormányok** biztosítják, melyek mindig ellentétesen térnek ki a botkormány oldalra mozdításának (vagy szarvkormány elfordításának) hatására. Ettől a felfele kitérő csűrőkormány csökkenti a szárny felhajtóerejét, míg a lefele kitérő megnöveli azt a másik oldalon. Így hossz tengely körüli orsózó nyomaték jön létre. A hossz tengely körüli stabilitást a szárny V-be állításával lehet elérni, amely szintén orsózó nyomatékokat hoz létre, ha a repülőgépet oldalról éri a megfúvás.



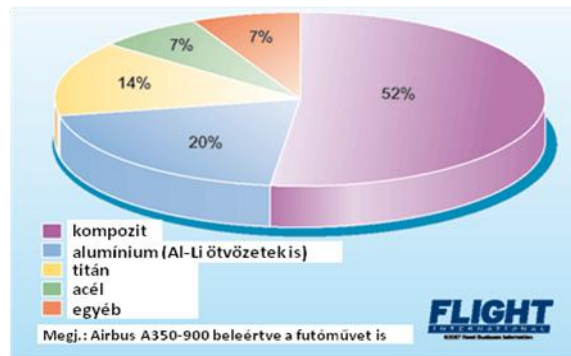
208. ábra Vezérsíkok és kormányfelületek a repülőgépen

Egy szabályos vízszintes forduló megtételéhez mindhárom kormány harmonikus használata szükséges. A csűrőkormány kitérítésével a repülőgép orsózni kezd a hossz tengelye körül. A forgás mindaddig folytatódik, amíg a pilóta ellentétes irányba kitérítve a csűrőkormányokat ellennyomatékot nem hoz létre, amely lefékezi az orsózó mozgást a kívánt bedöntési szög elérésekor. Ezután közel középállásba állítja csűrőkormányokat, hogy a bedöntési szög tovább már ne változzon. A bedöntéssel párhuzamosan az oldalkormányval a repülőgép orrát is el kell indítani a kívánt irányba, mert a szárnyal együtt megdőlnő felhajtóerőnek nincs legyezőnyomatéka, ami ezt megtenné. A szabályos fordulóval kapcsolatban már beláttuk (7.4.5 fejezet), hogy több felhajtóerőre van szükség, mint egyenes repülésben, ezért a magassági kormány segítségével a repülőgép orrának emelésén keresztül az állásszöget is meg kell növelni, hogy növekedjen a felhajtóerő. A megnövekedő felhajtóerő miatt az ellenállás is növekedni fog, tehát ha a pilóta nem szeretne sebességet veszíteni, akkor a vonóerőt is növelni kell. Ezen mozdulatok harmonikus végrehajtásának hatására a repülőgép egy állandósult fordulóba kezd, melyet a repülőgép kívánt irányba történő beállításának pillanatára meg kell állítani a fent leírt mozdulatok ellenkező értelmű végrehajtásával.

7.5.2 Alkalmazott szerkezeti anyagok

Egy jelenleg rendszerben álló szállítórepülőgép felszállótömegének kb. 20%-át teszi csak ki a hasznos teher, a maradék 80% körülbelül fele pedig az üres tömeg. (A másik fele az üzemanyag.) Ebből látható, hogy az üres tömeg csökkentése jelentősen javítja a gazdaságosságot. Emiatt a repülésben folyamatos az igény a jó jellemzőkkel rendelkező, könnyű anyagok iránt.

A repülőgépek különböző elemeinek eltérő szempontoknak kell megfelelniük, ezért a gyártásuk során többféle anyagot is felhasználnak. (209. ábra)



209. ábra Egy jelenleg tervezés alatt álló repülőgépen alkalmazott szerkezeti anyagok aránya

A repülés hőskorában alapvetően fából készült a repülőgépek teherviselő szerkezete, a borítás pedig vászonból. A fa könnyű és könnyen megmunkálható. A repülőgépek rendszeres alkalmazásával párhuzamosan felmerült az igény olyan újabb építőanyag iránt, amely kevésbé érzékeny a környezeti hatásokra (páratartalom, gombásodás), tulajdonságai irányfüggetlenek (izotróp), sorozatgyártása egyszerűbb, nagyobb szilárdságú.

7.5.2.1 Fémek

Acél kötőelemek és szerelvények már a kezdetektől fogva jelen voltak a repülőgépekben. Szerkezeti anyagként is próbálták alkalmazni, de mivel nagy a fajsúlya ezért csak nagyon vékony falvastagságú elemek készülhettek belőle. A nagy szakítószilárdsága miatt ez húzó igénybevételek esetén nem okozott problémát, de a nyomó igénybevételnek kitett helyeken könnyen gyűrődött, ezért nem terjedt el.

Az áttörést a **duralumínium** (dural) megjelenése hozta, amelynek a tiszta alumíniumhoz hasonlóan kicsi a fajsúlya, de annál nagyobb szakítószilárdságú. Ráadásul a megmunkálása is egyszerűbb, mint az acélé. Rezet, magnéziumot, mangánt és szilíciumot tartalmaz az alumíniumon kívül, és speciális hőkezeléssel nyeri el végső tulajdonságait. Az alumíniumötvözetek egészen a mai napig egyeduralkodó szerepet tölthettek be a repülőgépiparban. A jegyzet írásának időpontjában a széles körben alkalmazott típusok szerkezete is kb. 70-80%-ban alumíniumötvözetekből áll. Jelenleg az alumínium-lítium ötvözetek jelentik a csúcstechnológiát, és ezek állnak versenyben a kompozit anyagokkal.

A legjobban igénybevett helyeken **titánt** alkalmaznak, melynek sűrűsége kb. 40%-kal kisebb, mint az acélé, míg szakítószilárdsága megközelíti az acélét. Hőállósága is kitűnő, de az ára magas. Élettartamuk és korrózióállóságuk miatt a repülőgép üzemeltetése során kevés törő-

dést igényelnek a titánból készült alkatrészek. Beépítésük, javításuk, illetve a félkész termékek feldolgozása azonban több szempontból különleges.

7.5.2.2 Kompozit anyagok

A kompozit anyagok a nevükből is adódóan két, egymástól jól elkülöníthető, de egymás tulajdonságait támogató alapanyagból épülnek fel. A repülőgépiparban a szálerősítésű kompozitok terjedtek el, amelyek erősítőszálakból és az őket magukba foglaló mátrixból állnak. Felépítésüket tekintve a vasbetonhoz hasonlóak. Az erősítőszálak annyira vékonyak (10-15 μm), hogy még egy alapvetően rideg alapanyagból (pl. üveg) készült szálnak a legkülső rétegében sem éri el a nyúlás a kritikus értéket a szál hajlításakor. Így ezeknek az anyagoknak a nagy szakítószilárdsága jól tud érvényesülni. A szálak azonban önmagukban csak húzást tudnak elviselni, nyomásnak, hajlításnak nem állnak ellen. (Ahogyan egy cérna is csak húzásra terhelhető.) Egy jól tapadó és rugalmas mátrix anyag viszont biztosítani tudja sok szál együttműködését, hogy egységes, immár jelentős keresztmetszetű és továbbra is nagy szakítószilárdságú anyagként viselkedjenek. Elsősorban rúd- vagy lemezszerű alkatrészek, és abból összeállított szerkezetekhez használják őket. Térbeli igénybevételnek kitett, tömör tömbök anyagaként még nem terjedtek el a gyártástechnológiai korlátok miatt.

Erősítőszálak anyaga:

- **üveg:** a legkorábban alkalmazott, olcsó, tömeggyártásra alkalmas, nagy deformációt mutató erősítőszál készül belőle
- **szén (grafit):** az üvegnél merevebb és nagyobb szilárdságú szálat eredményez, melynek merevsége a hőkezelés hőmérsékletével nő. 1500 C° fölött nevezzük grafit szálnak.
- aromás poliamid (**aramid**): az ebből készült szál a dinamikus hatásoknak valamint a nyomó igénybevételnek jól ellenáll, merev. Kevlár márkanéven forgalmazzák.
- bór, wolfram, kerámia, stb.: speciális célokra készült erősítőszálak

Az erősítőszálakat szövetlenül (**roving**), egyirányba rendezett száalokból álló szalagok (**UD szalag**) és kétirányban szőtt **szövetek** formájában forgalmazzák.

A kompozitok mátrixának anyaga:

- **poliészter** gyanta: olcsó, gyenge mechanikai tulajdonságokkal rendelkező, tömegtermelésre alkalmas
- **epoxi** gyanta: jobb mechanikai tulajdonságokkal rendelkező, két komponensű
- **hőre lágyuló** polimer: nagy jövő előtt álló, újrafelhasználható félkész termékekhez

- kerámia, fém, szén, stb.: speciális célokra készülő kompozitok anyaga (szigetelők, öntvények, féktárcsák, hővédő pajzsok)

Az erősítőszálak szakítószilárdsága meglepően magas a fémekhez képest. A legegyszerűbb üvegszál szakítószilárdsága is 2000 MPa körül jár, azaz magasabb, mint a nagyszilárdságú acélé. Azonban ez az érték jelentősen csökken a gyártás során. Ugyanis az erősítőszálak csak egy irányban képesek a teherviselésre. Tehát ha két irányban is terhelhető lemezt szeretnénk készíteni, akkor a lemez síkjának mindkét irányába kell szálakat fektetni, azaz kétszer vastagabb lesz az így kapott száraz laminát, mintha csak egy irányban kellene teherviselésre alkalmasnak lennie. A vastagság növekedése miatt a szakítószilárdság közel a felére csökken egy irányban, de immár mindkét irányban hasonló a szakítószilárdság. Ugyanígy közel a felére fog csökkenni a szakítószilárdság az impregnálás, azaz a mátrixanyag bevitele után is, mivel a mátrix nem vesz részt a húzó igénybevétel felvételében, viszont a kompozit keresztmetszetét tovább növeli. (Ez a növekedés szemmel már nem látható olyan jól, mivel a mátrixanyag legnagyobb részt a kör keresztmetszetű szálak közötti teret fogja kitölteni.) Az így elkészült kompozit lemez már érdemben összevethető egy fémlamezzel, viszont azt tapasztaltuk, hogy közel negyedakkora (kb. 500 MPa) lesz a szakítószilárdsága, mint az önmagában álló szálé, tehát távol lesz a nagyszilárdságú acéllemeztől. Viszont a fajsúlya jelentősen kevesebb, azaz ugyanakkora terhelés elviseléséhez egy kompozit lemez tömege kisebb lesz, mint az acél vagy dural lemezé, ahogy az alábbi táblázat mutatja.

	Sűrűség [kg/m³]	Szakítószilárdság [MPa]	Sz.szilárdság / Sűrű- ség [m²/s²]
Dural lemez	2400	380	158·10³
Nagy szilárd- ságú acéllemez	7800	1500	192·10³
Üvegszál erősí- tésű kompozit lemez	2000	600	300·10³

Fém és kompozit lemezek tulajdonságainak összehasonlítása

Ezt az összehasonlítást a legegyszerűbb üvegszállal végeztük, melyet a repülőgépiparban már nem alkalmaznak. A jelenleg a nagy tömegben alkalmazott szén és grafitszálak szakítószilárdsága 3000-5000 MPa között jár közel azonos fajsúly mellett. Ennek köszönhető, hogy a

jelenleg rendszerbe álló utasszállító repülőgépekben a kompozitok tömegaránya már átlépte az 50%-ot, és elsődleges teherviselő elemek anyagaként is alkalmazzák.



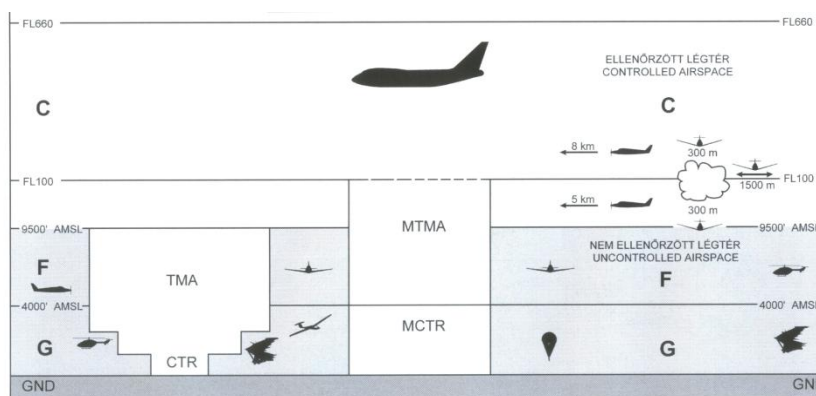
210. ábra Az Airbus A350 XWB kompozit törzsszekció

7.6 A légiközlekedés rendszere

A repülőgépek üzemeltetéséhez különleges infrastruktúra szükséges, mivel a közlekedés a levegőben történik, ahol nem lehet a szárazföldi közlekedésben alkalmazott módszereket (táblák, sávfestés stb.) alkalmazni.

7.6.1 Légterek

A **légtér** az atmoszféra meghatározott része, mely egy adott ország ellenőrzése és irányítása alá tartozik, és ahol a légi járművek meghatározott szabályok szerint közlekednek. A légiforgalmi irányításban a légi járművek és a légterek magasságát a nemzetközi egyezményes légkör alapján barometrikus elven mért FL-ben (Flight Level) határozzák meg. 1 FL = 100 láb \approx 30m. (Alacsony magasságokon más módszert alkalmaznak.) A magyar légtér talajszinttől FL660-ig (körülbelül 20 kilométeres magasságig) terjed.



211. ábra A magyarországi légtér szerkezete

A légtérben a pilóta a felkészültségétől, a légi jármű műszerezettségétől és az időjárástól függően látvarepülési vagy műszeres repülési szabályok szerint repül.

A **látvarepülés szabályai (VFR – Visual Flying Rules)** szerint repülő légi járművek *vizuális vonatkoztatási pontok* segítségével (folyók, völgyek, hegyek, tavak, városok, utak, vasútvonalak) jutnak el a célrepülőtérre. Azokat a kedvező időjárási körülményeket, melyek fennállása esetén ezt végre lehet hajtani VMC-nek, Visual Meteorological Conditions-nak nevezik. ICAO standard szerint a nappali VMC legkevesebb 5 km látótávolságot és a felhőktől való 1500 méteres vízszintes és 300 méteres függőleges elkülönítést jelenti. A sport- és hobbicélú repülőgépek, valamint a helikopterek majdnem mindig VFR szerint repülnek, többnyire alacsony magasságon.

A **műszeres repülési szabályok (IFR – Instrument Flying Rules)** azt jelentik, hogy a pilóta kizárólag a légi jármű *navigációs műszerei* segítségével, vizuális vonatkoztatási pontok használata nélkül jut el a célrepülőtérre. IFR szabályok szerint repülő légi jármű átválthat VFR-re, és vissza, ha a körülmények azt lehetővé teszik, és az irányító engedélyezi. A nagy utasszállító gépek szinte mindig IFR szerint repülnek.

A Légiforgalmi szolgálatok részére rendelkezésre álló légtereket **hét osztályba** sorolták be. Az egyes osztályok a következő jellemzőkben térnek el: repülés típusa (IFR/VFR), légtérben nyújtott szolgáltatások (irányítás/tájékoztató), elkülönítések nagysága. A három legfontosabb osztály:

„C”: A légtérben IFR és VFR forgalom is repülhet, minden repülés irányítói szolgáltatásban részesül. Az IFR repüléseket elkülönítik egymástól és a többi VFR repülésektől. A VFR repüléseket elkülönítik az IFR repülésektől és tájékoztatót kapnak a többi VFR repülésről.

„F”: A légtérben IFR és VFR forgalom is repülhet, az IFR repülések tanácsadói szolgáltatásban részesülnek, minden repülés számára tájékoztató szolgáltatást nyújtanak, a VFR repülések kérésre tanácsadásban is részesülhetnek.

„G”: A légtérben IFR és VFR forgalom repülhet, minden repülés tájékoztató szolgáltatásban részesül. *(Magyarországon helyi eljárás szerint „G” légtérben IFR repülés NEM hajtható végre.)*

A fenti felsorolásból látható, hogy a légterek egy része („A” – „E” osztályok) **ellenőrzött**, azaz a légi járműveknek irányító szolgáltatást nyújtanak. A légiforgalmi irányító feladata a forgalom szabályozása, és az elkülönítés megvalósítása utasítások, engedélyek és információk közlésével. A légi járművek pilótáinak előre le kell adniuk egy repülési tervet, melynek megvalósítását a légiforgalmi irányító biztosítja. A pilóta feladata, hogy végrehajtsa az utasításokat, kivéve, ha ez szerintük veszélybe sodorná a légi járművet, vagy technikai okok miatt nem

képesek rá. A légi jármű teljesítményének, műszerezettségének és a pilóta képzettségének is megfelelőnek kell lennie az együttműködésre.

A **nem ellenőrzött** légterekben („F”, „G” osztályok) a légi járművek pilótái saját belátásuk szerint repülnek, és csupán információkat kapnak, de irányítási szolgáltatást nem. A légi járművek közötti elkülönítést a pilóta a látása alapján biztosítja, ahogyan a navigáció is történhet látás alapján. Ennek megfelelően csak olyan meteorológiai körülmények között szabad repülni, és csak olyan sebességgel, amely lehetővé teszi a látás alapján történő elkülönítést. (VFR – látás szerinti repülés)

A fenti kategóriák a légterek jellemzőinek leírására szolgálnak. Funkciójuk szerint a következő légtereket különböztetjük meg:

FIR Flight Information Region (Repüléstájékoztató körzet): a légtéren belüli legnagyobb egység, magában foglalja az összes légteret a kijelölt földrajzi határokon belül. Országoként lehetséges több FIR kijelölése is.

UIR Upper Information Region (Magaslégtéri repüléstájékoztató körzet): kijelölhető légtér-egység a FIR fölé, melynek alsó határa megegyezik az alatta lévő FIR felső határával.

CTR vagy CTZ Control Zone (repülőtéri irányító körzet): a repülőtér közvetlen környezetében működő forgalom, illetve a reptérre le- és felszálló légi járműveknek szükséges légtér. Kijelölése a földfelszíntől kezdődik. Amennyiben egy CTA területi határán belül található, abban az esetben a CTR felső határa megegyezik a CTA alsó határával.

CTA Control Area (Irányítói körzet): CTR-nél nagyobb légtéregység, ahol a repülések számára légiforgalmi irányítói szolgáltatást biztosítanak. Alsó határa nem lehet a földfelszín.

TMA Terminal Control Area (Közelkörzeti légtér): nagy, nemzetközi repülőtér feletti, akár több CTA területet magába foglaló légtér, mely az itt működő szolgáltatásokkal kiegészülve védi a repülőterekről kirepülő, és az azokat megközelítő, illetve átrepülő forgalmat. Alakja szabálytalan sokszög, mérete kb. 90 km.

TIZ Traffic Information Zone (Forgalmi tájékoztató körzet): olyan nem ellenőrzött légtér kisebb repülőterek környezetében, melyben tájékoztató és/vagy tanácsadó szolgáltatást nyújtanak a benne repülő IFR/VFR forgalom védelmében.

MTMA Military TMA: katonai repülőterek feletti TMA.

MCTA Military CTA: katonai irányított légterek.

MCTR Military CTR: katonai repülőterek CTR-jei.

Vannak különleges státuszú légterek:

Korlátozott (Restricted) – az itteni repülések különleges szabályok szerint hajtandók végre az ott kivitelezett műveletek (például katonai repülések) vagy az ott elhelyezkedő épületek és lé-

tesítmények jelenléte miatt. Magyarországon például Budapest belvárosa fölött, 3500 ft magasságig van korlátozott légtér. Időszakosan korlátozott légtereket (**TRA** – Temporary Restricted Area) is lehet létesíteni, melyek előre bejelentett időpontban válnak aktívvá.

Veszélyes (Dangerous) – az itteni repülések esetleg veszélyeztetve lehetnek bizonyos tevékenységek által (lövészet, katonai gyakorló repülések, ipari tevékenység)

Tiltott (Prohibited) – tiltott légterek, ezekbe kizárólag csak akkor szabad berepülni, ha az illetékes hatóságok engedélyt adnak rá (a légiforgalmi irányítás NEM számít illetékes hatóságnak). Magyarországon Paks (atomerőmű) és Csillebérc (kutatóközpont) körül van tiltott légtér

7.6.2 Navigáció

A légi járművek földrajzi helyzetének meghatározását navigációnak nevezzük. Ennek segítségével találják meg a pilóták a célrepülőterüket, vagy határozzák meg, milyen légtérben tartózkodnak. A VFR repüléseknél ez látás alapján történik földi tájékozódási pontok segítségével. A műszeres navigáció teszi lehetővé, hogy a légi járművek akkor is végezhessék feladatukat, ha nem állnak fenn a látva repüléshez szükséges feltételek.

A műszeres helymeghatározás alapvetően három elven alapulhat. A legkorszerűbb a műholdas navigáció, melynek során nagyon pontos atomórákkal felszerelt műholdakról kapott jelek segítségével a háromszögelés elve alapján határozza meg a navigációs berendezés a pontos pozíciót. A legközismertebbek az USA katonai globális helymeghatározó rendszerén alapuló (GPS – Global Positioning System) berendezések. Ezek a repülésben is elterjedtek, de a légi közlekedés biztonsága érdekében kizárólagos eszközként nem szabad alkalmazni őket.

A műholdas navigáció előtt az inerciális navigáció tett lehetővé globális helymeghatározást. Az INS-ek (Inertial Navigation System) nagyon sűrű és pontos gyorsulás, valamint szögsebesség-méréseken alapulnak, melyek szűrésével és integrálásával megfelelően pontos helymeghatározás lehetséges minden földi telepítésű segédeszköz nélkül. Ezek megbízható, de nehéz és költséges berendezések.

A repülőgépek fedélzetén a rádió navigáció terjedt el először, mivel ennek a megvalósítása volt a legegyszerűbb, és emiatt a mai napig elsődleges szerepe van. Ennek alapja a földön telepített rádióadó berendezések hálózata. A hőskorban egyszerűen a műsorszóró rádióadók jelentették a tájékozódási pontokat. Később megszülettek ezeknek a navigációs célra készült változataik, az **NDB**-k (Non-Directional Beacon) Ezek, mintegy világítótoronyként üzemelnek: a légi járművek fedélzetén az **ADF** berendezés (Automatic Direction Finder) megmutatja, melyik irányból észleli a beállított frekvencián sugárzó rádióadót. Ennek segítségével meg lehet találni pl. egy repülőteret.

Oldalszél esetén a mágneses iránytű és az ADF műszer bonyolult együttes alkalmazásával lehet csak biztosítani, hogy a légi jármű egy bizonyos irányból közelítsen meg egy NDB-t (pl. leszállópálya megközelítése). Ennek egyszerűsítése érdekében fejlesztették ki a **VOR** (VHF Omnidirectiona Range) rendszert, melynek vett jele változik attól függően, hogy milyen irányból érzékeli a vevő. Így a műszerfalba épített kijelző egyszerűen megmutatja, hogy az előre elhatározott és beállított megközelítési iránytól (radiál) mennyire tért el a légi jármű.

A VOR rendszereket egészítették ki pontos távolságmérést lehetővé tevő **DME** (Distance Measuring Equipment) berendezésekkel. Ezek földi telepítésű válaszjeladók, melyeket a repülőgép fedélzetén található adó kérdez le. A fedélzeti berendezés a válasz késéséből számítja ki a távolságot, majd számok formájában kiírja a pilóta számára. Ezzel a pilóta meg tudja határozni a pontos helyzetét (irány és távolság) egy környéken telepített VOR/DME adóhoz képest. Illetve egy leszállópálya megközelítéséhez fokozatosan tudja csökkenteni a magasságát a távolság információ birtokában.

A leszállás utolsó fázisában a VOR rendszer nem tesz lehetővé kellően pontos iránymeghatározást, illetve a DME sem ad elég pontos információt a magasságtartáshoz. Erre a célra fejlesztették ki az **ILS** (Instrument Landing System) rendszert, amely nagyon pontosan mutatja, hogy a légi jármű mennyire tér el vízszintes és függőleges irányban az ideális leszállóiránytól.

7.6.3 Légtérfelügyelet

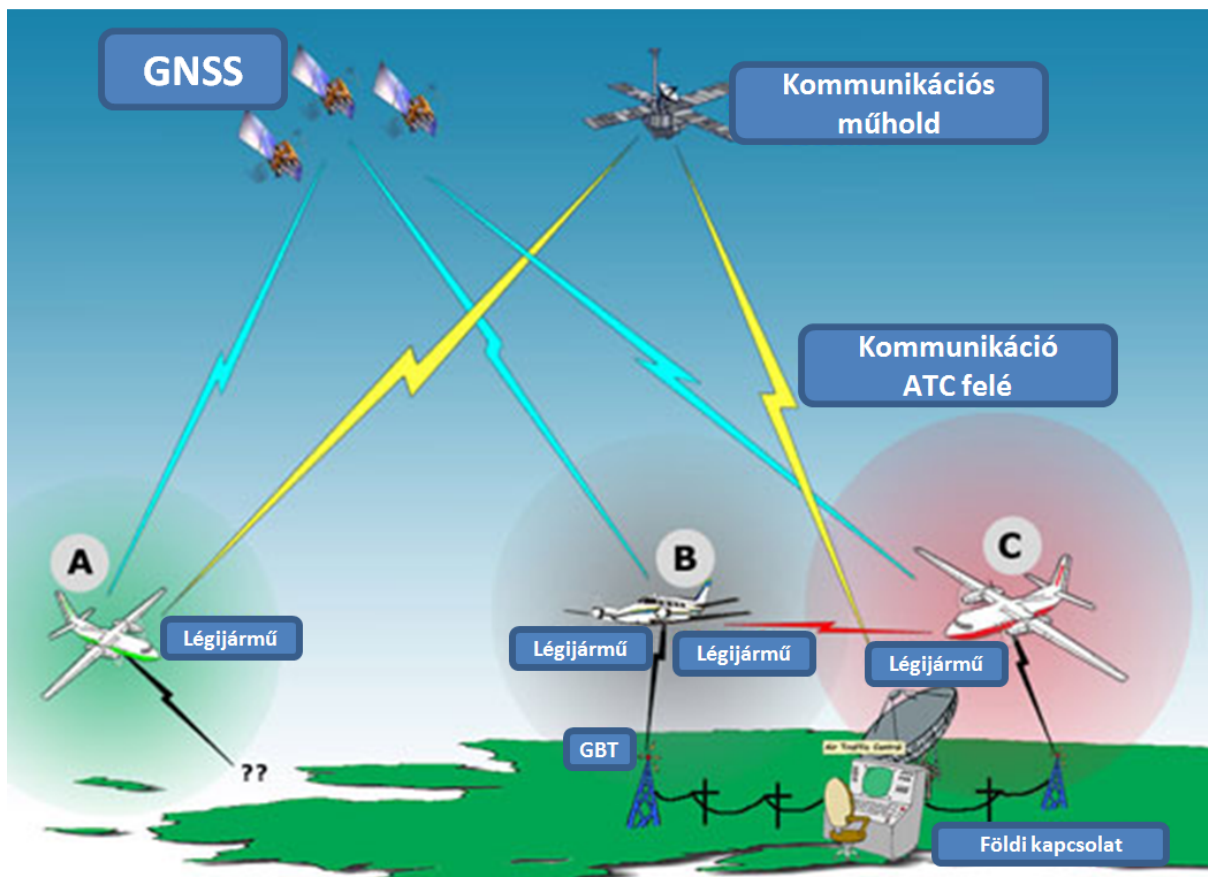
A légterekben zajló forgalom felügyeletének, irányításának érdekében a légiforgalmi irányítónak ismernie kell a légi járművek helyzetét. Ennek legalapvetőbb módja a rádiókapcsolat fenntartása. Kívülállóként nehéz elképzelni, de csupán a pilóta és a légiforgalmi irányító közötti párbeszéd segítségével is lehet biztosítani a légi járművek biztonságos elkülönítését IFR repülés esetén is. Ez elképzelhetetlen műszeres navigáció nélkül, ugyanis a pilóta csak ez alapján tudja a pontos pozíciójáról tájékoztatni az irányítót, aki azután szintén olyan utasításokat ad, amit műszeres navigáció segítségével lehet végrehajtani. Az óceánok fölött ma is így, egyezményes jelentőpontok segítségével felügyelik és irányítják a légi járműveket.

A zsúfoltabb légterekben azonban szükség van radarberendezésekre is, melyek a légi járművektől és pilótáiktól független felügyeletet biztosítanak. A legegyszerűbb radarberendezés a **primer radar** (PSR – Primary Surveillance Radar), amely az elektromágneses hullámok közismert visszaverődésén alapul. Előnye, hogy a cél együttműködése nélkül meg tudja határozni a cél távolságát és irányszögét, azaz a földrajzi pozícióját. Hátránya, hogy a radarképernyőn megjelenő azonosítatlan pontot nem lehet a leadott repülési tervekhez párosítani, illetve a cél magasságáról sem nyújt információt. A **szekunder radar** (SSR – Secondary Surveillance

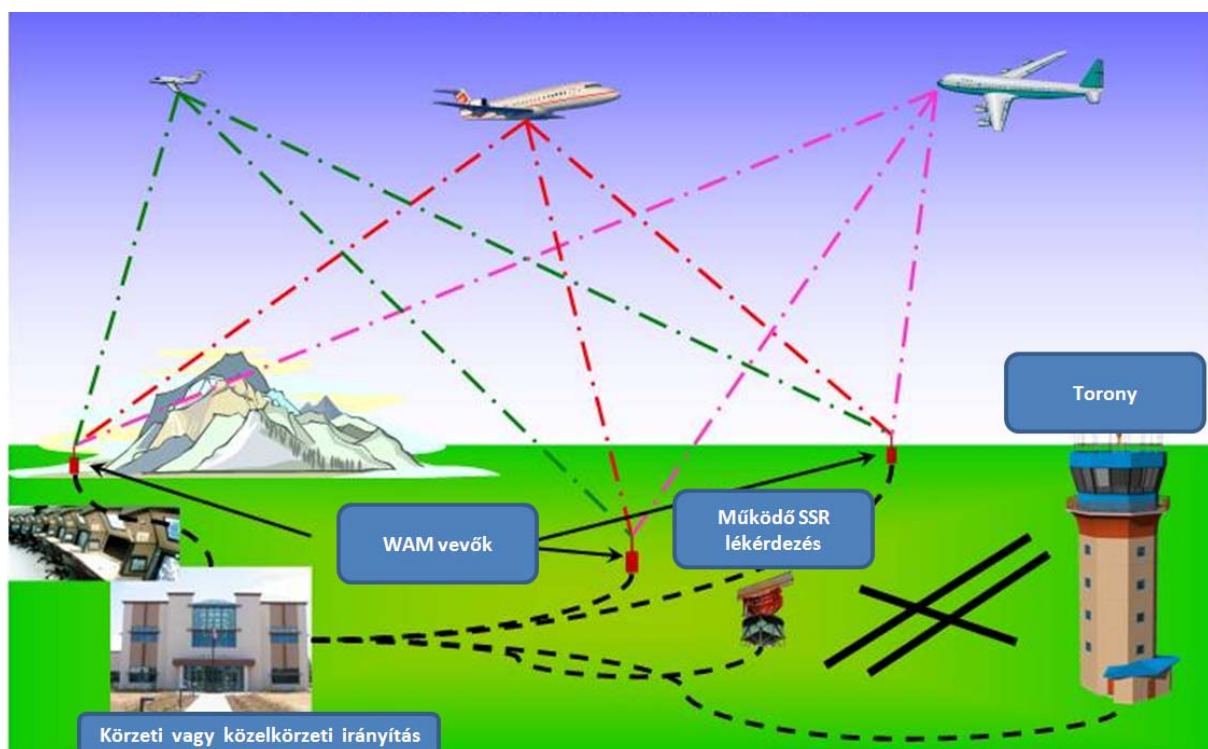
Radar) ezeken a hiányosságokon segít. Fizikailag általában a primer radarok tetején foglal helyet ennek az antennája is, de kódolt lekérdező információt sugároz ki. Az IFR repülésre alkalmas légi járművek fedélzetén található **válaszjeladó** (transzponder) szintén információt sugároz ki a lekérdezés hatására. Az aktív válaszúzenet egyrészt egyszerű berendezésekkel is lehetővé teszi a cél földrajzi pozíciójának meghatározását, másrészt a **Mode A/C** típusú transzponderek visszasugározzák a légi jármű hívójelét és fedélzeten mért barometrikus magasságot. Ezáltal a légiforgalmi irányító hozzá tudja rendelni a radarképernyőn megjelenő célt egy már leadott repülési tervhez, illetve a pontos térbeli helyzetével is tisztában van. Így jó hatásfokkal tudja biztosítani a légi jármű számára a repülési terv biztonságos végrehajtását. A légterek egyre zsúfoltabbá válásával felmerült az igény, hogy még több információ érkezzon a földre a légi járművek fedélzetéről. Ezt teszik lehetővé a Mode S transzponderek, melyek le tudják sugározni a sebesség, irányszög, beállított magasság értékeit, sőt meteorológiai és TCAS információkat is. A Mode S nagy előnye, hogy az erre alkalmas szekunder radarok kompatibilisek maradtak a Mode A/C transzponderekkel anélkül, hogy külön frekvenciát használnának. Így az átmenet a légi járművek oldaláról történhet folyamatosan. Hazánk kb. 10 éve rendelkezik Mode S szekunder radarokkal.

A légtér felügyelet megoldásának új módjain is dolgoznak a költséges, nagy teljesítményigényű radarok helyett. A legelterjedtebben az **ADS-B** (Automatic Dependent Surveillance - Broadcast) rendszert alkalmazzák már. Ennél a rendszernél a transzponder már a légi jármű földrajzi helyzetét is kisugározza, azaz nincs szükség többé távolság és irányszög mérésre a földön, csupán statikus vevőantennákra. Ennek alapvető feltétele, hogy a légi jármű a pozícióját földrajzi szélesség hosszúság koordinátában ismerje, amit a műholdas navigáció korában a kisebb repülőgépeken is egyszerűen meg lehet valósítani. További előnye, hogy az egymás közelében található légi járművek is fogni tudják egymás pozíció információit.

A rendszer hátránya viszont, hogyha a légi jármű helymeghatározó rendszere felmondja a szolgálatot, akkor az irányítás lehetetlenné válik. Ezen segít a **multilaterálás** (WAM – Wide Area Multilateration), mely a háromszögelés elvén alapul. A földön több ponton elhelyezett vevőantenna is veszi a légi jármű transzponderének válaszjelét, melyet egy Mode S vagy ADS-B lekérdezésre adott. Az antennák vevőegysége nagyon pontosan rögzítik a vétel időpontját, majd egy központi egység kiszámolja, hol lehet a légi jármű, ha a vevőantennák az adott időeltolódással vették ugyanazt a választ. Így maga a helymeghatározás szintén nem igényel bonyolult, nagy karbantartás-igényű földi berendezést (radar), mégis független a légi jármű navigációs rendszerétől. Azonban nem együttműködő légi jármű esetén ez sem jelent megoldást, mivel a transzpondernek működni kell.



212. ábra ADS-B elve



213. ábra WAM elve

Kutatási fázisban van egy olyan rendszer megalkotása is, amely teljesen független a légi járműtől, és mégis a multilaterálás elvén működik. A WAM-tól abban különbözik, hogy a vevők nem a légi jármű által kisugárzott jelet veszik, hanem a légi jármű által visszavert elektromágneses hullámokat. A rendszer fő erőssége lenne, hogy a visszavert jelek az általános elektromágneses háttérzajból (például a földi sugárzású digitális műsorszórásból) származnának. Ismerve az adás forrásának helyét, valamint az egyes vevőknél a visszaverődéssel érkező adás időkéstelletését az egyenes úton fogott adáséhoz képest, szintén lehetséges a légi járművek felderítése. Az elv a PMS - Primary Multilateration System nevet kapta.

Ellenőrzött légterekben a légi járművek elkülönítéséért a légiforgalmi irányítás felel. Azonban a biztonság érdekében a rendszeres utasszállítást végző légi járművek fedélzetén található egy olyan berendezés (TCAS – Traffic Collision and Avoidance System), ami a földi berendezésektől függetlenül lekérdező jeleket sugároz ki, és a földi telepítésű másodlagos radarokkal megegyező elven a válaszig eltelt időből meghatározza a kapott válaszjelek távolságát. (Ez a rendszer azonban nem tudja meghatározni jel irányát.) Ha a jel közeledése veszélyessé válik, akkor először forgalmi figyelmeztetést (TA - Traffic Alert) ad a pilótának, ha pedig ütközésveszély áll fenn, akkor kitérő manőverre ad utasítást a pilótának (RA – Resolution Alert) Ha mindkét légi jármű rendelkezik TCAS-szel, akkor a kitérő manővert egyeztetni fogják. Természetesen, ha egy sima Mode A/C vagy Mode S transzponder áll szemben a TCAS-szel akkor az egyeztetésre nincs lehetőség.

7.6.3 Légiforgalmi irányítás

A légiforgalmi irányítás (ATC – Air Traffic Control) feladata, hogy az ellenőrzött légterekben elkülönítse egymástól a légi járműveket, és biztonságosan **irányítsa** őket indulástól megérkezésig, illetve információkat szolgáltatson, azaz **tájékoztasson**. Többféle feladatkör alakult ki: TWR – Tower (Repülőtéri Irányító Szolgálat): az érkező légi járművek számára a végső egyenesen engedélyezi a leszállást, illetve az indulók esetében a futópályáról történő felszállást. Ennek során figyelembe veszi a futópálya alkalmasságát, a rajta működő forgalomnak a meghatározottak szerinti elkülönítését, az időjárási körülményeket, valamint a repülőtéri irányító szolgálat ellenőrzött légtérében (CTR) működő egyéb (pl. előzőleg felszállt, vagy a CTR-t átrepülő) forgalmakat. Ugyancsak a torony feladata a repülőtér munkaterületén (futópályákon és gurulóutakon, illetve azok sávjaiban) a légi forgalom részét képező minden légi jármű és egyéb gépjármű forgalmának irányítása is.

APP – Approach (Közelkörzeti Irányító Szolgálat): a repülőtér körül meghatározott nagyságú ellenőrzött légtérben (TMA) működő valamennyi érkező és induló légi járművet irányítja. Ennek során, a felszállást követően — a repülőtéri irányítástól átvett és az engedélyezett indu-

lasi eljárásnak megfelelően repülő — légi járművet kivezeti (és emeli) a TMA határán kijelölt átadási pontig, ahol átadja a körzeti irányításnak. Az érkező légi járműveknél fordítva jár el, azaz a TMA határánál a körzeti irányítástól köztes magasságon (általában süllyedőben lévő) átadott/átvett légi járművet az érkezési útvonalnak megfelelően a használatos futópálya végső egyeneséhez (final) vezeti, és átadja a repülőtéri irányításnak.

ACC – Area Control Centre (Körzeti Irányító Szolgálat): az ellenőrzött légtérben működő valamennyi átrepülő, illetve a repülőterekre leszállni, vagy onnan felszállt, már/még a légi útvonalakon repülő légi járművek irányítását végzi. Ennek során koordinálja a mozgásokat a szomszédos országok irányítói körzeteivel.

FIS – Flight Information Service (Repüléstájékoztató Szolgálat): A nem ellenőrzött légterekben látja el információkkal a pilótákat. Feladata mind a meteorológiai, mind a forgalmi tájékoztatás, amely vonatkozik az aktuális légterekre a navigációs berendezések működésében beállt változásokra, repülőtéri állapotokra, továbbá radartanácsadás és riasztószolgálat biztosítására.

A légiforgalmi irányítószolgálatok az ellenőrzött légterekben alapesetben 2000 ft függőleges vagy 5 NM-es (9,3 km) vízszintes **radarelkülönítési** minimumot biztosítanak. A függőleges elkülönítés az egyre pontosabbá váló berendezések miatt bevezethetett RVSM (Reduced Vertical Separation Minima – csökkentett függőleges elkülönítési minimum) szerint Európa fölött FL295 és FL410 között 1000 ft-re csökkent. A vízszintes elkülönítés is csökkenthető, ha a radarberendezés képességei az adott helyen ezt lehetővé teszik, pl. az egymást követő azonos futópályára végrehajtott végső megközelítést végző légi járművek között. Azonban a megközelítés során az elkülönítés biztosítása során figyelembe kell venni a légi járművek turbulencia kategóriáját is az alábbi táblázat szerint annak érdekében, hogy az elől haladó légi jármű szárnyvég-örvényei ne zavarják meg a hátul repülő légi járművet.

Légijármű kategóriák		Elkülönítési minimum
Elöl haladó légijármű	Hátso légijármű	
NEHÉZ	NEHÉZ	4 NM (7,4 km)
	KÖZEPES	5 NM (9,3 km)
	KÖNNYŰ	6 NM (11,1 km)
KÖZEPES	KÖNNYŰ	5 NM (9,3 km)

Turbulenciakategóriák hatása a vízszintes elkülönítésre

7.6.4 Jogi környezet

A második világháború során egyértelművé vált, hogy a repülés nagy távolságokon versenyképes szállítási forma, és csak nemzetközi összefogással lehet olyan rendszert kialakítani, amely nem fojtja meg a műszakilag már megvalósított lehetőséget. Ezen a felismerésen ala-

pulva 1944-ben megalakult a Nemzetközi Polgári Repülésről szóló, 52 állam által aláírt egyezményvel (Chicagói Egyezmény) az **ICAO** (International Civil Aviation Organization - Nemzetközi Polgári Repülési Szervezet) az ENSZ repüléssel foglalkozó szerve. Arra hivatott, hogy biztonságosabbá és könnyebbé tegye az egyik országból a másikba történő repülést. A szervezet a légi közlekedés biztonságára, hatékonyságára és rendszerességére vonatkozó nemzetközi szabványokat és szabályokat fogad el, továbbá a polgári repülés valamennyi területén az együttműködés közvetítőjeként szolgál a szerződő államok között. Az ICAO-nak 2007-ben 189 tagja volt. Az ICAO szakbizottságai annexekben (ajánlásokban) adják ki a légi közlekedés szakterületeire vonatkozó alapszabályokat. Így az annexek foglalkoznak a személyi alkalmasság (szakszolgálatok), a repülőgépek légi alkalmassága, a navigációs és repülési eljárások, a repülőgépek karbantartása, a kutatás és mentés eljárásai, az események kivizsgálása stb. előírásaival. A tagországok pedig vállalják, hogy a nemzeti szabályozásukat az annexek szerint építik fel. Ennek eredményeképpen a polgári légi forgalom szereplőire ugyanolyan (bár nem teljesen ugyanazok a) szabályok vonatkoznak a világ minden táján. Ennek eredményeképpen alakulhatott ki a hidegháború ellenére is a globális légi közlekedés.

Magyarországon az ICAO Annex-eknek megfelelő, de a nemzeti érdekeket is szem előtt tartó törvényeket és jogszabályokat a **Nemzeti Fejlesztési Minisztériumon** belül az Infrastruktúráért Felelős Államtitkárságon hozzák.

A jogszabályi környezet alapján a **Légügyi Hivatal** feladata a polgári repüléssel kapcsolatos szervezetek

- gyártó szervezetek
- karbantartó szervezetek
- üzemben tartók (légitársaságok, egyesületek stb.)
- légiforgalmi navigációs szolgálatok
- repülőterek
- repülésoktató szervezetek
- stb.

tevékenységeinek engedélyezése és felügyelete.

A légi forgalom biztonsága elsődleges fontosságú. A bekövetkező balesetek szakmai kivizsgálását külön szervezet, a **Közlekedésbiztonsági Szervezet (KBSZ)** végzi. A KBSZ vizsgálata teljesen független a felelősség kérdéseire választ kereső Légügyi Hivatal vizsgálatától, és alapvető céljuk egy hasonló esemény megelőzése. A KBSZ a saját vizsgálata eredményeképpen csak anonim biztonsági ajánlást adhat ki a jövőre nézve annak érdekében, hogy hasonló balesetek elkerülhetők legyenek. A vizsgálat során biztosítják, hogy a hozzájuk beérkező in-

formációk ne kerüljenek a felelősséget megállapító vizsgálat látókörébe. Ennek a szokatlan eljárás módnak az a célja, hogy az utóbbi vizsgálat miatt esetleg elhallgatásra kerülő információkról is tudomást szerezhessenek.

7.7 Irodalom a 7. fejezethez

- [1] **Rácz E.:** Repülőgépek. Egyetemi tankönyv (740676). Műegyetemi Kiadó, Budapest, 2006.
- [2] **Gáti B. – Koncz Z.:** Repülőgépek szerkezete. Egyetemi tananyag, Budapest, 2012.
- [3] **Mudra I.:** 3-L Légterek, Légitforgalmi Szabályok, Légitforgalmi Szolgálatok. Hungaro-Control Repülésoktatási és Dokumentációs Osztály, Budapest, 2008.
- [4] **Gausz T.** Szárnyprofil, szárny és légcsovar vizsgálata. Segédlet. BME Repülőgépek és Hajók Tanszék, Budapest, 1995.
- [6] **McCormick, B.W.:** Aerodynamics, Aeronautics and Flight Mechanics. John Wiley & Sons Inc.(ISBN 0-471-57506-02), New York, Chirchester, Brisbane, Toronto, Singapore, 1995.

8. VÍZI JÁRMŰVEK

8.1 Bevezető megjegyzések

A hajó az emberiség legősibb közlekedési eszköze. Az emberek régmúlt homályába vesző őstörténetének korában a legelső civilizációk nagy folyóvizek mentén alakultak ki – Tigris, Eufrátesz, Nílus, Indus, Gangesz, Sárga-folyó, Jangce stb. A folyók azon kívül, hogy ivóvíz- és élelemforrásul szolgáltak, védelmet, de egyúttal közlekedési és szállítási útvonalakat is jelentettek az ott élők számára. Kis túlzással azt állíthatjuk, hogy egészen a 18. század végéig, azaz az ipari forradalom kezdetéig, az első vasutak, majd még később a megfelelő minőségű közutak megjelenéséig az emberek mindenkor áru- és személyszállítási igényeinek lebonyolítására más lehetőség, mint a hajók, a vízi közlekedés, nem is állt rendelkezésre. A kontinensek közti kereskedelem tekintetében még ma, a repülés korában is tenger áruszállítás a leghatékonyabb módja az áruforgalomnak

Ennek tudatában talán megdöbbenő, hogy a mai korszerű hajóépítő mérnöki szakma műszaki alapjai mégis csupán a 18. században születnek meg. Addig a hajóépítés – a Kr.e. 3. század végén a szicíliai Siracusában élt görög tudós és feltalálónak, Archimédésznek az úszás törvényét megfogalmazó megállapítása ellenére – ösztönös mesterségnek számított. Az ókorban és később a nagy földrajzi felfedezések korában épített hajók, de még a későbbi idők többárbocos vitorláshajói is mind a mai értelemben vett tervrajzok nélkül épültek. De nem ismerték a hajó úszáshelyzetét, stabilitását, a hajótest szilárdságát és a hajó hajtásának törvényszerűségeit leíró egyenleteket sem. A mesterek – akik az esetek döntő többségében egyszerű ácsok voltak - először a megépítendő hajó modelljét készítették el, úgy mint egy szobrot, egyetlen rönk fából kifaragva. Ha a modell hajó formájával már elégedettek voltak – bár ez az elégedettség nagyon sok esetben csupán a bonyolult térbeli alakzatnak bizonyos praktikus, illetve esztétikai szempontok szerinti megfelelőségére korlátozódott csupán – a modellt annak hossz tengelyére merőlegesen több helyen szeletekre vágták, szétfűrészelték. Az így kapott bordametszetek alapján, a modell kiadódó méreteit a kívánt lépték szerint felnagyítva alkották meg a hajó bordázatának valódi térbeli alakját, valamint a bordákat összekötő szerkezeti elemek formáját.

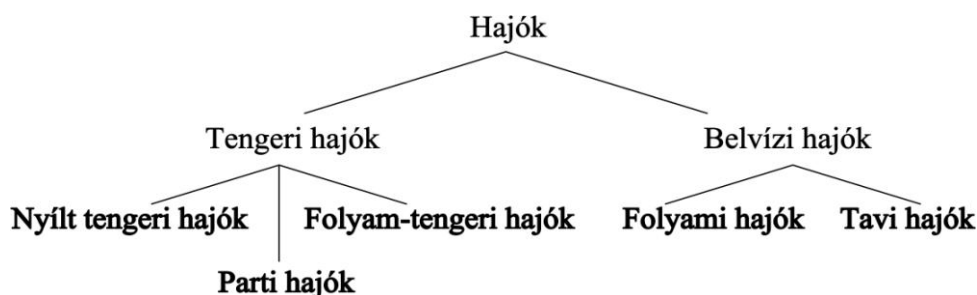
A hajóépítés, mint mérnöki tudomány ettől a kezdeti fázisától a mai napig nagyon hosszú utat tett meg, s mára a világ egyik legkorszerűbb tervezési, gyártási és ellenőrzési módszereket alkalmazó „hightech” iparágává vált. A következő néhány fejezet terjedelme azonban csupán a hajómérnöki szakma legfontosabb fizikai és műszaki alapjainak bemutatását teszi lehetővé.

8.2 A hajók csoportosítása

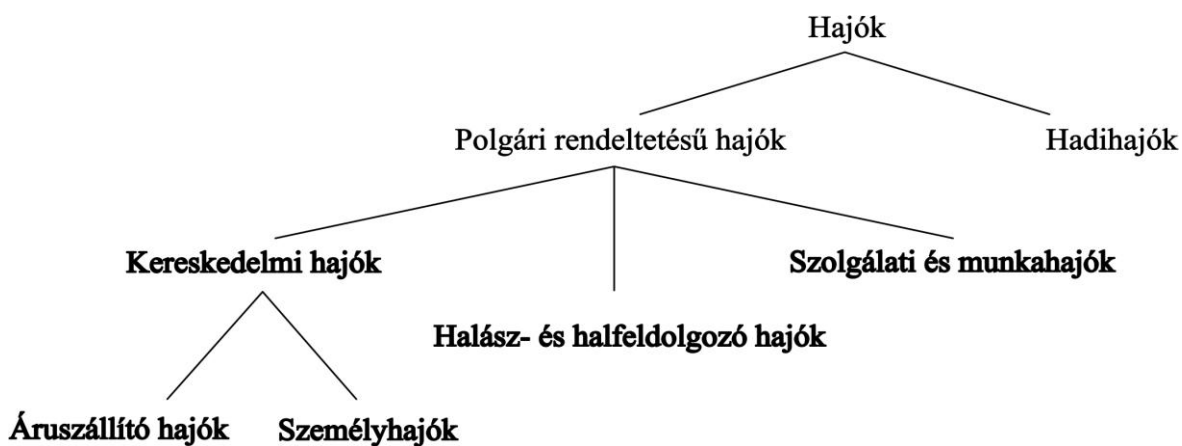
A hajók, a csónakokkal és a tutajokkal együtt az úszóművek egyik csoportját alkotják. Hajónak nevezzük azt az úszóművet, amelynek a bármilyen anyagból készült vízmentes külháját felül vízmentes, vagy vízmentesen zárható fedélzet zárja le. A csónaknak csak vízmentes külhéja van, de nincs vízmentes fedélzete. A tutaj pedig olyan úszómű, amelyet önállóan is úszóképes, valamilyen módon egymáshoz erősített elemek alkotnak.

A továbbiakban az úszóművek kategóriáján belül a hajók felosztásáról szólnunk. A hajókat nagyon sok szempont szerint lehet csoportosítani. Ezek közül az alábbiakban csupán néhányra térünk ki.

8.1.1 Működési terület szerinti felosztás



214. ábra A hajók felosztása működési terület szerint



215. ábra A hajók felosztása a végrehajtandó feladat szerint

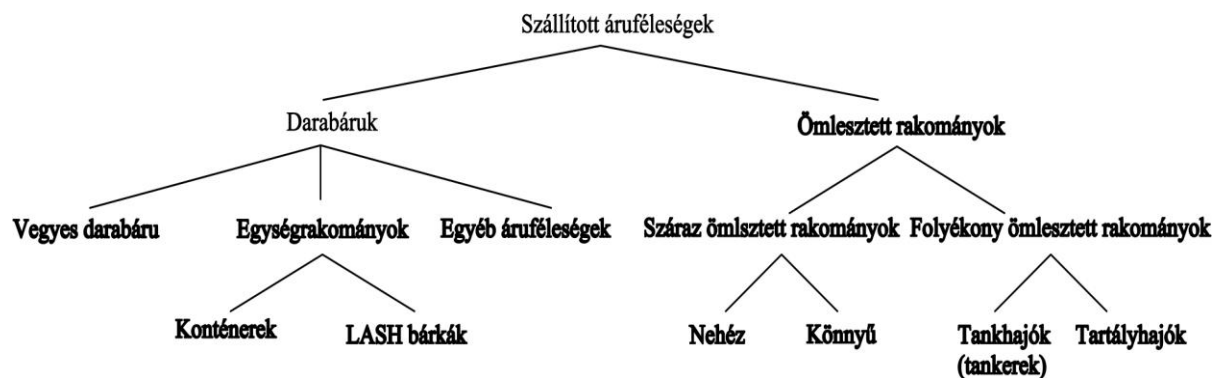
8.2.2 Hajók rendeltetés szerinti felosztása

A hadihajók kategóriáját a felosztás külön nem részletezi. A hadihajók közé tartoznak a különféle csatahajók (cirkálók, rombolók, rakétahordozók, naszádok), parti őrhajók, monitorok, repülőgép anyahajók, helikopterhordozók, aknarakó és aknaszedő hajók, partra szállító hajók, harcászati és taktikai feladatokat ellátó tengeralattjárók stb.

A szolgálati és munkahajók kategóriájába nagyon sok különféle rendeltetésű és típusú hajó tartozik. Az alábbi felsorolás ezek közül - a teljesség igénye nélkül - csupán a legjellegzetesebbeket ismerteti: kikötői és nyíltvízi vontatók, mentő- és tűzoltó hajók, tolóhajók, pilothajók, kitzűző- és felmérőhajók, kutatóhajók, jégtörők, különféle kotrók, bunkerhajók, műhelyhajók, kórházhajók, kábel- és csőfektető hajók, úszódaruk és más típusú úszó munkagépek, világítóhajók, a nyílt vízen zajló munkavégzést segítő, kiszolgáló, illetve ellátó hajók stb.

A személyhajók csoportjába tartoznak az üdülő és szállodahajók, kirándulóhajók, szárnyashajók, komp- és átkelőhajók (vasúti és közúti kompok, révhajók), személyszállító légpárnás hajók stb.

8.2.3 Áruszállító hajók szállított áruféleségek szerinti felosztása



216. ábra A különféle áruféleségek szállítására alkalmas hajók

A szállított áruféleségek alapvetően meghatározzák a hajók konstrukcióját, felszereléseit, rakodó berendezéseit, rakterük kialakítását.



217. ábra Vegyes darabárut szállító hajó

A vegyes darabáru fogalma a hajók rakterébe berakott különféle, de nem szabványos méretű ládák, bálák, zsákok, raklapokon tárolt áruféleségek, egyedi csomagolású gépek, gépalkatrészek stb. közös gyűjtőfogalom szerinti elnevezése. A konténerizáció megjelenéséig a daruáru kategórián belül a vegyes darabáru forgalom volt a legjelentősebb. A vegyes darabáru forgalom mára sem

tűnt el teljesen a világkereskedelemből. A legtöbb vegyes darabáru azonban ma már konténerekbe „csomagolva” közlekedik a világtengereken.



218. ábra Konténerszállító hajó

A LASH (Lighter Aboard Ship) bárkák olyan szabványos méretű, több száz tonna hordképességű vízmentesen zárható úszó konténereknek tekinthetők, amelyek segítségével lehetővé válik, hogy a bennük elhelyezett áru bármely folyóparti feladóhelyről akár egy másik kontinens adott folyóparti rendeltetési helyére, az áru átrakása nélkül, vízi úton juthasson el. A folyókon lefelé a kötelékbe szerve-

zett LASH-bárkákat tolóhajók továbbítják a tengeri kikötőkben várakozó bárkaszállító hajókig. A kontinensek közti tengeri utat a LASH-bárkák a bárkaszállító hajók fedélzetén egymásra halmazolva és egymáshoz rögzítve, szárazon teszik meg. A rendeltetési helyhez legközelebbi tengeri kikötőben a bárkákat újból vízre teszik és kötelékbe rendezik. A tengeri kikötőből a csatolt kötelékeket pedig ismét tolóhajók juttatják el a folyón a kirakás helyéig.



219. ábra Bárkaszállító hajó

A darabárak között az egyéb kategóriába tartozó áruféleségek, illetve ezen áruféleségek szállítására specializálódott hajók például: a hűtött rakományokat szállító, a rönk-, a gépkocsi-, az élőállat-szállító hajók stb.

A nehéz ömlesztett rakományok a különféle ércek, a kő, a szén, a kocsz, a cement stb., a könnyű ömlesztett rakományokat pedig a gabona és más szemestermény-félék jelentik.

A folyékony ömlesztett rakományok szállítására szolgáló hajók két csoportba sorolhatók: tankerek és tartályhajók.



220. ábra Ércszállító hajó



221. ábra Tanker



222. ábra Tartályhajó

A tankerek azok a hajók, amelyeknek a folyékony rakomány befogadására szolgáló raktereit a hajó acélszerkezeti elemei határolják. Ezzel szemben a tartályhajók acélszerkezete csupán a folyékony rakományt tároló és általában külön egységként megépített tartályok alátámasztására, illetve rögzítésére szolgál.

Napjainkban a leggyakoribb folyékony rakománynak a nyersolaj, illetve a különféle feldolgozott kőolajszármazékok (benzin, gázolaj, petróleum, kerozin stb.) számítanak, de vannak édesvíz, bor, növényi olaj, cseppfolyós földgáz, propán, bután, kénsav és más vegyi anyagok szállítására szolgáló tank-, illetve tartályhajók is.

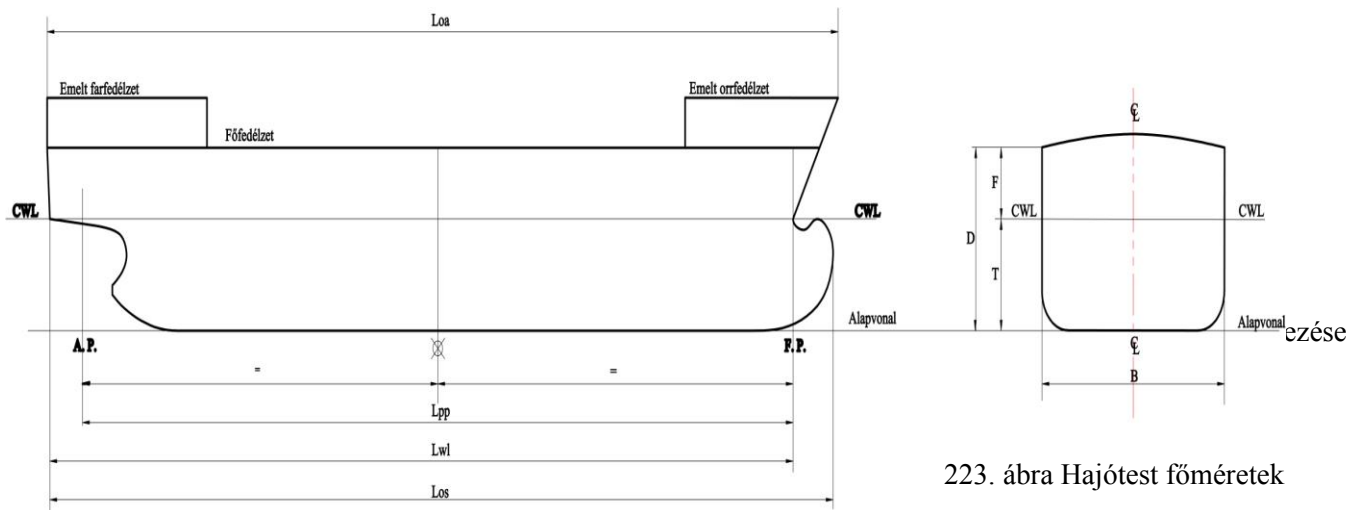
8.3 Hajógeometria

8.3.1 Geometriai alapfogalmak és főméretek

A hajótest bonyolult háromdimenziós, a legtöbb esetben szimmetrikus, zárt formában analitikai függvényekkel azonban nem leírható térbeli alakzat, amelynek pontos meghatározása csak

geometriai módszerekkel lehetséges. Elengedhetetlen tehát a geometriai leíráshoz szükséges alapfogalmak tisztázása.

Geometriai alapfogalmak:



223. ábra Hajótest főméretek

- Alapvonal** a hajó középsíkában a hajó legmélyebb pontján áthaladó, a tervezési vízvonallal párhuzamos egyenes
- Tervezési vízvonal (CWL):** a hajó tervezésénél figyelembe vett legnagyobb vízkiszorításhoz tartozó vízvonal
- Melső függély (F.P.):** a tervezési vízvonal (CWL) és az orrtőke metszéspontjában az alapvonalra bocsátott merőleges
- Hátsó függély (A.P.):** a tervezési vízvonal és a hajó fartőkénének metszéspontjában az alapvonalra bocsátott merőleges. Fartőke hiányában a hajó leghátsó kormánylapátjának tengelyvonala.
- Főborda (⊗):** a függélyek közti távolság felezőjében értelmezett bordametszet
- Középsík (CL)** a hajó hosszirányú függőleges középsíkja
- Főfedélzet (válaszfal fedélzet, szabadoldal fedélzet):** az a folytonos fedélzet, ameddig a hajó valamennyi vízmentes válaszfala felér

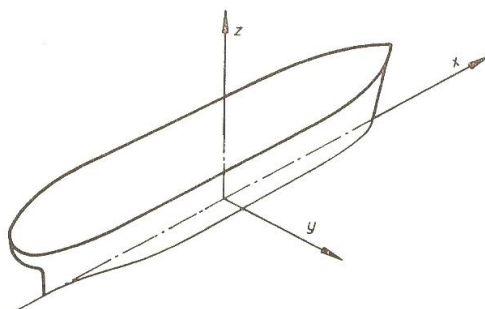
Főméretek:

- Függélyek közti hossz (L_{pp})** [m]: a mellő és a hátsó függély közti távolság
- Vízvonal hossz (L_{wl})** [m]: a tervezési vízvonal két legmesszebb fekvő pontja közti távolság.

Teljes hossz (Loa) [m]:	a hajótest két egymástól legmesszebb fekvő pontja közti távolság. A teljes hossz tekintetében a hajótesthez tartozónak kell tekinteni a hajótesthez rögzített felszerelési tárgyakat is (pl. habvéd, orrárboc, kígyófej stb.).
Víz alatti maximális hossz (Los) [m]:	a hajótest nedvesített felületének két egymástól legmesszebb fekvő pontja közti távolság
Szélesség (B) [m]:	a hajótest víz alatti részeinek legnagyobb szélessége
Oldalmagasság (D) [m]:	a hajó főbordájának síkjában a fedélzet és a külhøj találkozási pontja és az alapvonal közti merőleges távolság.
Merülés (T) [m]:	a hajó főméretként értelmezett merülése az alapvonal és a tervezési vízvonal közti távolság. Általában pedig a hajó úszásvonala és a hajótest legmélyebben fekvő pontja közti távolság.
Szabadoldal (F) [m]:	a hajó főbordájának síkjában a válaszfal fedélzet szélének távolsága a tervezési vízvonaltól.
Víz kiszorítás (V) [m ³]:	a hajó főméretként megadott víz kiszorítása a tervezési vízvonal alatti hajótest térfogat. Általánosságban a hajótest adott merüléshez tartozó víz alatti részeinek térfogata.
Víz kiszorítás tömeg (D) [tonna]:	a hajó összes tömege (a hajótest által kiszorított víz tömege)
Hordképesség [tonna]:	Belvízi hajóknál a hajóba rakható rakomány tömege. Tengeri hajóknál a „deadweight” hordképesség a rakomány, az üzemanyagok, az ivóvíz és más készletek, valamint a személyzet és a személyzet ellátmányának együttes tömege.

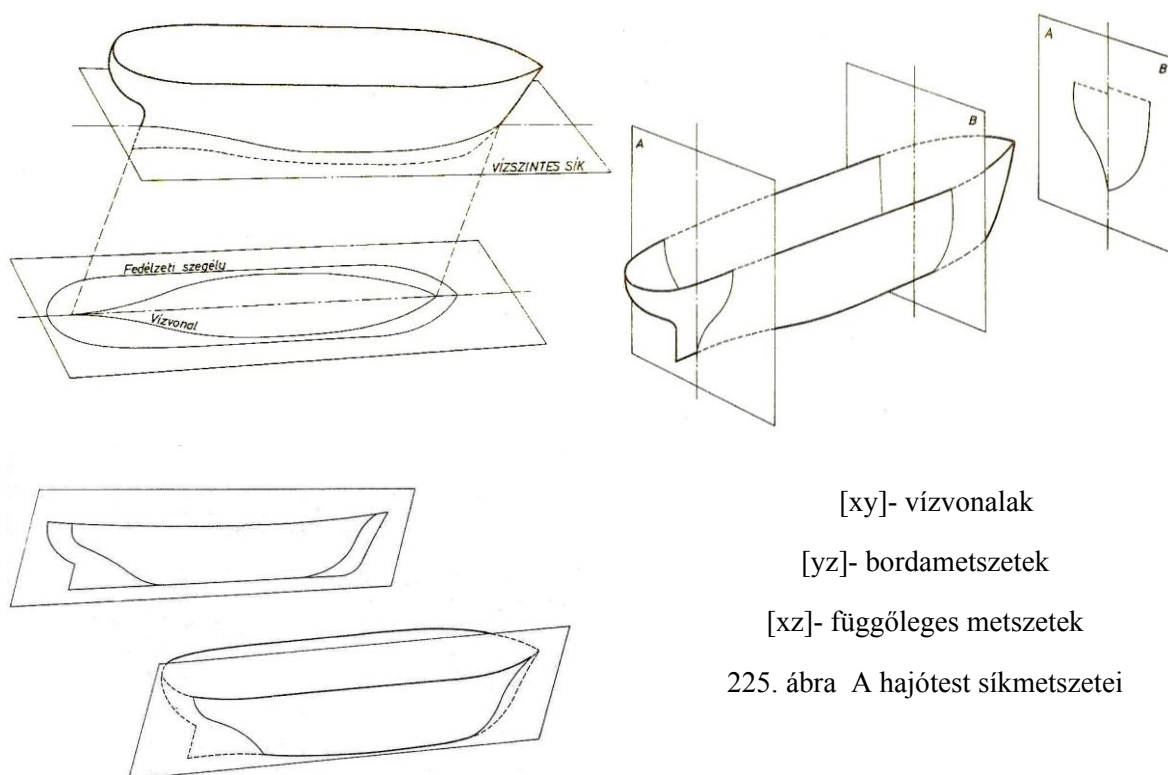
8.3.2 Vonalterv és vonaltervi mérettáblázat

A hajótest geometriájának pontos meghatározása a vonalterv megrajzolásával történik. A vonalterv a hajótesthez rögzített térbeli derékszögű koordináta rendszer (224. ábra) tengelyei által kifeszített síkokkal párhuzamos síkmetszetek segítségével definiálja a hajó külhøjának felületi pontjait.



224. ábra Hajótest – Koordináta rendszer

Az $[xy]$ koordináta síkkal párhuzamos síkmetszetek a vízvonalak. Az $[yz]$ síkkal párhuzamos síkmetszetek a bordametszetek. Az $[xz]$ síkkal párhuzamos metszeteket pedig függőleges metszetek nevezik. Ezen metszetsokaságnak az ábrázoló geometria szabályai szerint egy közös lapon történő megrajzolásával kapjuk a hajó vonaltervét. A mai korszerű tervezési eljárások során a mérnök a számítógép cyber-terében felületgeneráló programok segítségével alakítja a hajó 3D külhő felületét, amelynek síkmetszeti automatikusan adódnak.



$[xy]$ - vízvonalak

$[yz]$ - bordametszetek

$[xz]$ - függőleges metszetek

225. ábra A hajótest síkmetszetei

A vonalterv a hajótest felület geometriai adatbázisa. A térbeli felület egy adott pontjának három $[x;y;z]$ koordinátáját bármelyik két síkmetszet egyértelműen meghatározza. A harmadik síkmetszet – matematikai értelemben – tehát már redundáns. A mérnöki gyakorlatban azonban mindhárom síkmetszet halmazra szükség van, mert az adott feladatra tervezett hajótest a

forma, a funkció és az esztétikum hármasságát figyelembe véve csak mindhárom síkbeli görbesereg harmonikus és egymással összehangolt futású vonalai segítségével alakítható ki. Sőt a még precízebb forma definícióhoz esetleg még ún. átlós, vagy diagonál metszetekre is szükség lehet. A diagonál metszeteknek, például vitorlášhajók esetében, gyakorlati jelentőségük is van, mert a hajót előre hajtó, a vitorla felületen magasan a vízvonal fölött keletkező erő a vitorlášhajót oldalra tolja és meg is dönti. Így a vitorlášhajó nem függőleges, hanem megdőlt helyzetben, valamelyik „diagonálján” úszik.

A három különböző koordináta sík szerinti síkgörbe halmazra azonban csupán a hajó formájának pontos megrajzolása érdekében van szükség. A hajógeometria rögzítéséhez, illetve a későbbi számításokhoz elegendő egyetlen síkmetszet sorozat is, mert bármely síkmetszetnek a hajótesthez rögzített koordináta rendszerben elfoglalt helyzete egyértelműen megadja a kérdéses felületi pont hiányzó harmadik koordinátájának értékét.

A gyakorlatban a térbeli forma definiálásához és a későbbi hajógeometriai számítások elvégzéséhez a bordametszeteket használják. Minden egyes bordán az alapvonal fölött különböző

L = 60 m D = 6,613 m
B = 10 m T = 3,360 m

Bordaszám	Vízvonalak $\Delta z = 0,672 \text{ m}$							Főfedélzet		Felső fedélzet		Függőleges metszetek			Gerincmagasság	Diagonál metszet	Bordaszám
	WL 1/2	WL 1	WL 2	WL 3	WL 4	CWL = WL 5	WL 6	fél szélesség	oldalmagasság	fél szélesség	oldalmagasság	V. I.	V. II.	V. III.			
0	-	-	-	-	-	627	1429	1906	2844	2844	6933	3870	5515	-	2912	428	0
1	94	104	127	264	670	1679	2599	3000	4469	3849	6869	3099	3947	6251	-	992	1
2	132	189	382	783	1575	2660	3491	3769	4395	4472	6805	2459	3259	4363	-	1585	2
3	241	425	939	1679	2618	3524	4118	4302	4941	4830	6763	1653	2608	3579	-	2237	3
4	481	915	1873	2830	3608	4189	4561	4660	4293	4972	6709	917	1776	2827	-	2966	4
5	1028	1783	3000	3821	4340	4651	4825	4863	4267	5000	6656	432	1029	1941	-	3676	5
6	1906	2835	3896	4476	4755	4892	4962	4972	4245	5000	6635	181	533	1211	-	4269	6
7	2849	3679	4481	4830	4953	4991	5000	5000	4213	5000	6613	80	256	704	-	4716	7
8	3519	4208	4788	4967	5000	5000	5000	5000	4213	5000	6613	75	160	411	-	5027	8
9	3887	4448	4887	5000	5000	5000	5000	5000	4213	5000	6613	75	160	288	-	5188	9
10	4000	4486	4896	5000	5000	5000	5000	5000	4213	5000	6613	75	160	251	-	5212	10
11	3868	4377	4807	4953	4976	4986	4995	5000	4213	5000	6613	75	160	299	-	5134	11
12	3509	4080	4585	4797	4882	4925	4962	4962	4213	5000	6613	75	160	448	-	4920	12
13	2943	3585	4208	4505	4679	4774	4849	4868	4235	5000	6635	75	213	805	-	4580	13
14	2292	2972	3679	4071	4311	4472	4608	4657	4293	4925	6709	96	421	1451	-	4162	14
15	1660	2283	3009	3453	3764	4005	4203	4288	4395	4792	6789	192	832	2667	-	3637	15
16	1113	1585	2222	2679	3033	3325	3590	3750	4507	4547	6922	427	1744	4491	-	2985	16
17	642	958	1453	1840	2179	2486	2788	3057	4561	4175	7076	1061	3387	6203	-	2261	17
18	321	491	783	1052	1321	1604	1887	2236	4821	3604	7237	2496	5355	-	0	1498	18
19	75	146	269	401	557	736	958	1340	4992	2792	7313	4667	6973	-	219	729	19
20	-	-	-	-	-	-	108	382	5184	1708	7595	6944	-	-	3360	0	20

226. ábra – Vonaltervi méretábrázat

magasságokban felvett vízvonalakon, azaz minden merüléshez (z) lemérhetők a bordaszélességek, illetve vízvonal félszélességek (y), mert a hajótest a középsíkra szimmetrikus felület. A felületi pontok hiányzó x koordinátáját az adott bordának a hajó hossza mentén elfoglalt hely-

zete definiálja. Ily módon készül el a hajó vonaltervi méretábrázolása úgy, ahogy az egy konkrét hajó esetében például a 226. ábrán látható.

A vonaltervi méretábrázolat a vízvonal felszélességeken kívül minden egyes bordánál megadja a függőleges és diagonál metszetek, valamint a hajó gerincének alapvonalától mért magasságát, valamint a fedélzetek felszélességének és magasságának adatait is.

8.3.3 Hajógeometriai számítások, hidrosztatikai jellemzők

A fentiek szerint értelmezett vonaltervi méretábrázolat lehetőséget ad az ún. hajógeometriai számítások elvégzésére, amelyek célja a hajótest adott merüléshez tartozó hidrosztatikai jellemzőinek meghatározása.

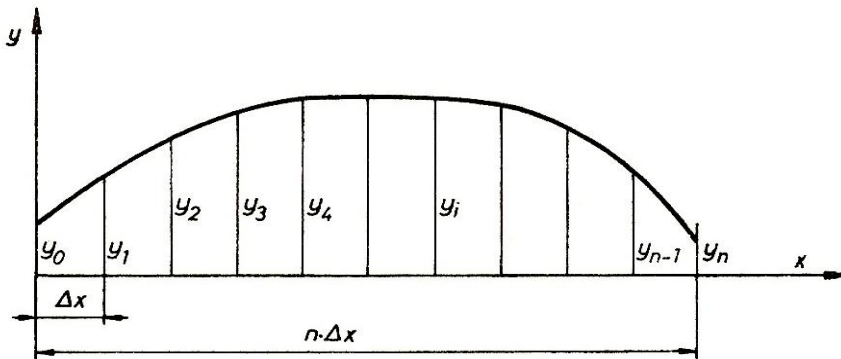
A legfontosabb hidrosztatikai jellemzők a következők:

- vízkiszorítás (V) [m^3]
- vízkiszorítás tömeg (D) [tonna]
- a vízkiszorítás
 - o hosszirányú súlypontja (x_d) [m]
 - o magasság irányú súlypontja (z_d) [m]
- vízvonalterület (A_{wl}) [m^2]
- a vízvonalterület keresztirányú súlyvonalának helyzete (x_{wl}) [m]
- a vízvonalterület keresztirányú súlyvonalára vett másodrendű nyomatéka (J_B) [m^4]
- a vízvonalterület hosszirányú súlyvonalára vett másodrendű nyomatéka (J_L) [m^4]
- a vízvonalterület keresztirányú metacentrikus sugara $R_B = \frac{J_B}{V}$ [m]
- a vízvonalterület hosszirányú metacentrikus sugara $R_L = \frac{J_L}{V}$ [m]

A felsoroltakon kívül még számos más hidrosztatikai jellemző is létezik, amelyek meghatározását ugyanaz a vonaltervi méretábrázolat teszi lehetővé. Ilyenek például a hasábos teltség (c_B), hengeres teltség (c_p), vízvonal teltség (c_{wl}), a hajótest nedvesített felülete (S) stb.

E jegyzet szűkös terjedelme miatt az alábbiakban csupán elvileg mutatjuk be a hidrosztatikai számítások kivitelezésének módját.

A vonaltervi mérettáblázat alapján bármelyik borda, vagy vízvonál alakja megrajzolható. A 227. ábra például egy vízvonál részletét mutatja.



227. ábra A vízvonál alakulása

A vázolt síkgörbe analitikus alakban nem állítható elő, így például a görbe alatti terület – jelen esetben a vízvonál terület – nagysága csak numerikus integrálási módszerekkel (trapéz szabály, Simpson-szabály) határozható meg. Páros számú Δx osztásköz esetén Simpson-szabály alkalmazásával, az adott merülésnél az i -edik bordához tartozó vízvonál félszélességét pedig y_i -vel jelölve:

$$A_w = 2 \cdot \int_0^L y(x) dx \cong 2 \cdot \frac{2}{3} \Delta x \sum_{i=0}^n \alpha_i \cdot y_i$$

ahol α_i az ún. Simpson szorzó ($\alpha_i = 0.5, 2, 1, 2, 1, \dots, 1, 2, 0.5$).

A vízvonalterület keresztirányú súlyvonalának helye:

$$x_{wl} = \frac{M_w}{A_w} = \frac{2 \cdot \int_0^L x \cdot y(x) dx}{2 \cdot \int_0^L y(x) dx} \cong \Delta x \cdot \frac{\sum_{i=0}^n \alpha_i \cdot \beta_i \cdot y_i}{\sum_{i=0}^n \alpha_i \cdot y_i}$$

A képletben a már ismert jelöléseken túl β_i a bordák helyzetét megadó súlyzótényező:

$$(\beta = 0, 1, 2, 3, \dots, i, \dots, n-1, n)$$

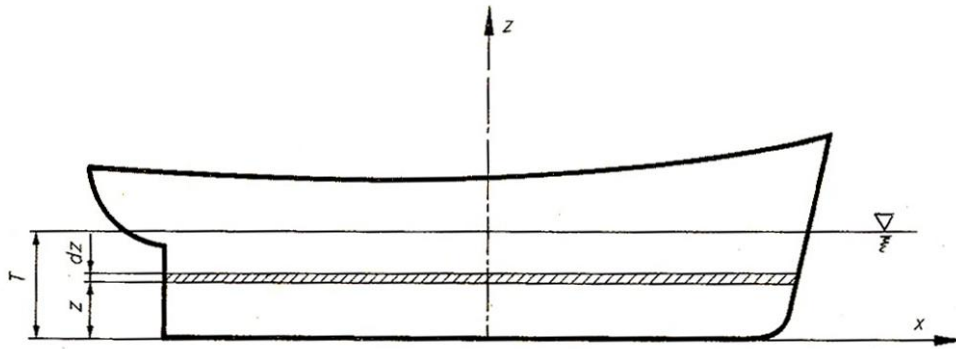
A vízvonalterület keresztirányú súlyvonalára vett másodrendű nyomatéka:

$$J_B = 2 \cdot \int_0^L y(x) \cdot x^2 dx \cong 2 \cdot \frac{2}{3} \cdot \Delta x \cdot \sum_{i=0}^n \alpha_i \cdot y_i \cdot x_i^2 = \frac{4}{3} \Delta x^3 \cdot \sum_{i=0}^n \alpha_i \cdot \beta_i^2 \cdot y_i$$

A vízvonalterület hosszirányú súlyvonalára vett másodrendű nyomatéka:

$$J_L = \frac{2}{3} \cdot \int_0^L y^3(x) dx \cong \frac{2}{3} \cdot \Delta x \cdot \sum_{i=0}^n \alpha_i \cdot \frac{2}{3} \cdot y_i^3 = \frac{4}{9} \Delta x \cdot \sum_{i=0}^n \alpha_i \cdot y_i^3$$

A hajó adott T merüléshez tartozó vízkiszorítása:



228. ábra A hajó T merüléshez tartozó vízkiszorítása

Ha ismerjük az „m” páros számú, egymástól Δz távolságban lévő osztásközkhöz (merüléshez) tartozó A_{WLj} vízvonalterület nagyságát, a kérdéses T merüléshez tartozó vízkiszorítás térfogat a 228. ábrán látható magyarázat alapján az alábbi formula segítségével határozható meg:

$$V = \int_0^T A_{WL}(z) \cdot dz \cong \frac{2}{3} \cdot \Delta z \cdot \sum_{j=0}^m \alpha_j \cdot A_{WLj}$$

A vízkiszorítás hosszirányú súlypontja:

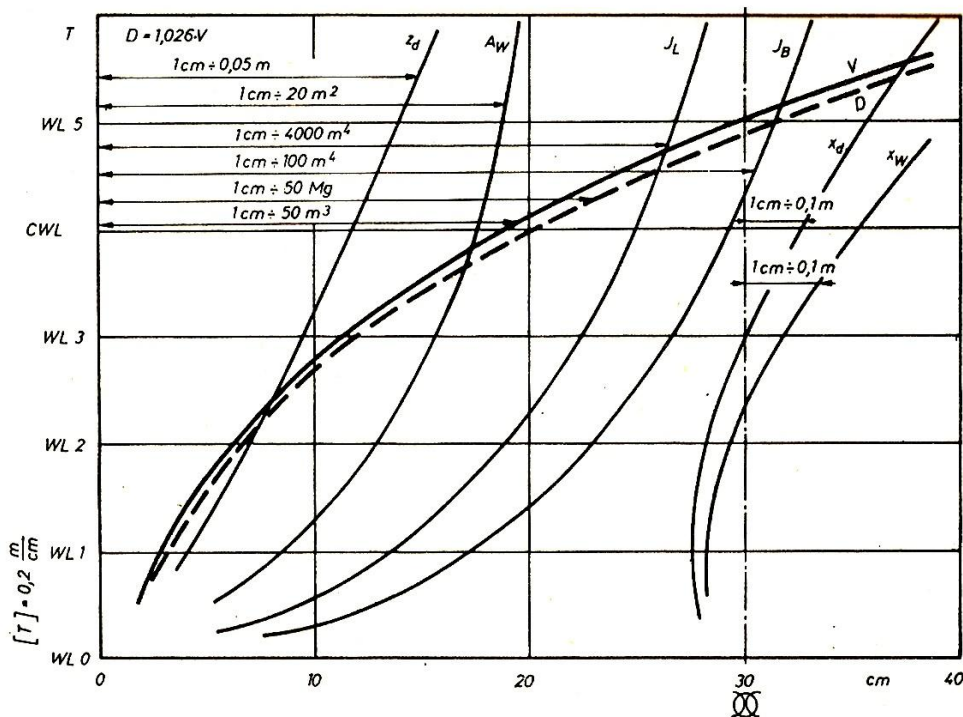
$$x_d = \frac{\int_0^T x_{WL}(z) \cdot A_{WL}(z) dz}{\int_0^T A_{WL}(z) dz} \cong \Delta z \cdot \frac{\sum_{j=0}^m \alpha_j \cdot x_{WLj} \cdot A_{WLj}}{\sum_{j=0}^m \alpha_j \cdot A_{WLj}}$$

A vízkiszorítás magasság irányú súlypontja:

$$x_d = \frac{\int_0^T z \cdot A_{WL}(z) dz}{\int_0^T A_{WL}(z) dz} \cong \Delta z \cdot \frac{\sum_{j=0}^m \alpha_j \cdot \beta_j \cdot A_{WLj}}{\sum_{j=0}^m \alpha_j \cdot A_{WLj}}$$

Több különböző merülésre a fenti számításokat elvégezve, majd a kapott eredményeket a merülés függvényében közös lapon ábrázolva adódnak a hajó jellemző görbéi. Egy konkrét hajó esetében például a 229. ábrán látható görbesereg.

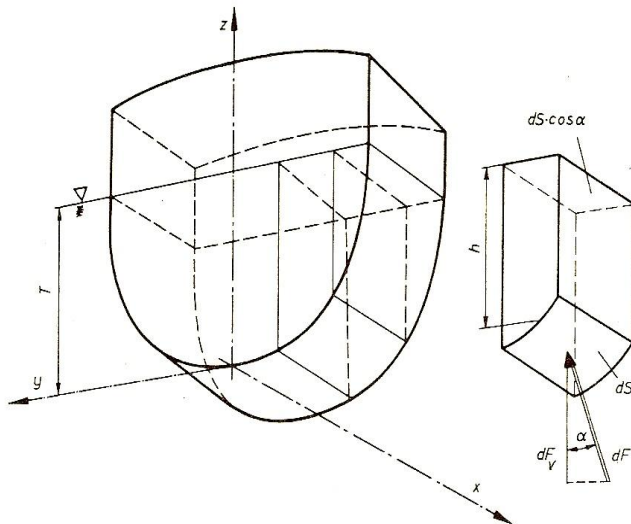
A jellemző görbékből a hajó vízkiszorítás térfogatának megfelelő közepes merülésnél húzott vízszintes vonalnak a különféle görbékkel alkotott metszéspontjainál cm-ben leolvasott értékeket a lapon feltüntetett megfelelő léptéktényezővel megszorozva kapjuk az adott közepes merüléshez tartozó különféle hidrosztatikai jellemzők számszerű értékét.



229. ábra Jellemző görbék

8.4 A hajó hidrosztatikai egyensúlya

8.4.1 Statikus felhajtóerő



230. ábra A hajótestre ható felhajtóerő

Statikus esetben a hajó súlyát a hajótest vízzel érintkező felületére ható hidrosztatikai nyomóerők függőleges eredője tartja.

A 230. ábrán a hajótest egy szelete látható. Az ábra jobb oldalán külön kirajzoltunk ennek a szeletnek a víz alatt lévő részéből egy kis hasábot. A hasáb vízzel érintkező felülete dS . Erre a felületre merőlegesen ható hidrosztatikai nyomóerő:

$$dF = p \cdot dS = \rho \cdot g \cdot h \cdot dS ,$$

mert a felületre ható hidrosztatikai nyomás:

$$p = \rho \cdot g \cdot h .$$

A felületelemre ható nyomóerő függőleges komponense:

$$dF_z = dF \cdot \cos\alpha = \rho \cdot g \cdot h \cdot dS \cdot \cos\alpha ,$$

ahol α a vízzel érintkező felületelem normálisának a függőlegessel bezárt szöge.

Ugyanakkor látható, hogy a $dS \cdot \cos\alpha$ szorzat a kiválasztott hasáb vízszintes metszetének felülete, amelynek h -val való szorzata - $h \cdot dS \cdot \cos\alpha$ - a kiválasztott elemi hasáb térfogatát, dV -t – adja. Így

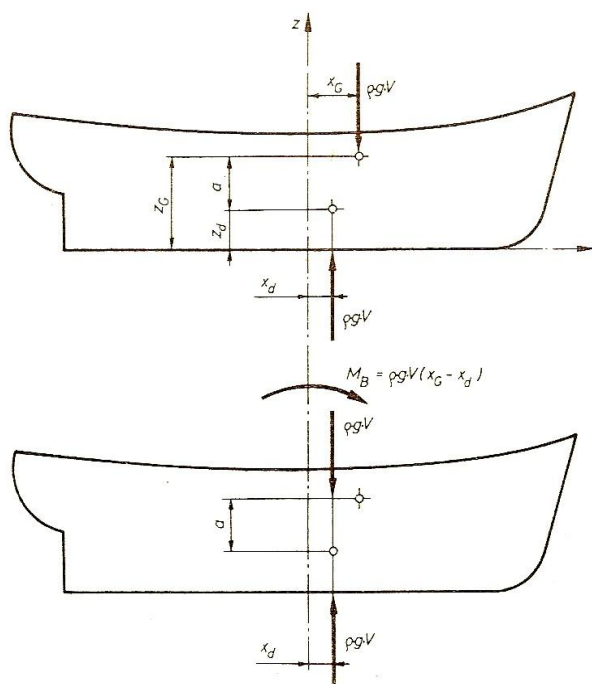
$$dF_z = \rho \cdot g \cdot dV$$

A fenti megfontolást az egész hajóra kiterjesztve kapjuk a hajóra ható statikus felhajtóerőt:

$$F_z = \rho \cdot g \cdot V ,$$

ahol V a hajótest víz alatti részeinek térfogata, azaz a hajó vízkiszorítása.

8.4.2 A hajó úszáshelyzete



231. ábra A hajóra ható erők

A 231. ábra felső része a hajóra ható erőket mutatja. A G súlyú hajó súlypontja a főborda előtt x_G távolságban, az alapvonal fölött pedig z_G magasságban található. A 8.4.1. pont – súlyerő és a felhajtóerő azonossága – alapján

$$G = \rho \cdot g \cdot V$$

Az így meghatározható vízkiszorítás térfogathoz tartozóan a jellemző görbékből kivehetjük a vízkiszorítás súlypontjának hossz- és magasság irányú koordinátáit (x_d ; z_d).

Az ábráról látható, hogy a statikai egyensúly feltételeit meghatározó $\sum F = 0$ és

$\sum M = 0$ egyenletrendszerből csupán az erőkre vonatkozó egyensúlyi feltétel teljesül, a nyomatékokra vonatkozó nem, mert a hajó súlypontja és a felhajtóerő támadáspontja nem esik egy függőlegesbe. Ha a súlyerő hatásvonalát gondolatban a felhajtóerő hatásvonala fölé képzeljük, a végrehajtott redukció eredményeképpen egy $M_B = \rho \cdot g \cdot V \cdot (x_G - x_d)$ billentő nyomatékot kapunk,

amely a hajó úszáshelyzetének megváltozását – jelen esetben a hajó orrmerülésének növekedését és farmerülésének csökkenését, azaz a hajó orr-trimjét – okozza.

A súlypontok közti magasságkülönbség: $a = z_G - z_d$. A hajó φ szöggel törtérő elbillenése következtében a redukált helyzetű súlyerő vektor hatásvonala ismét kitér a felhajtóerő hatásvonalából. Emiatt a már korábban meghatározott billentő nyomatékhoz egy további

$$M_G = \rho \cdot g \cdot V \cdot a \cdot \sin \varphi \cong \rho \cdot g \cdot V \cdot a \cdot \varphi$$

billentő nyomatékot is hozzá kell számolnunk. A képletben a $\sin \varphi \cong \varphi$ közelítés, φ ki szög lévén, megengedhető.

A statikus egyensúlyi helyzet – a vízszinteshez képest φ szöggel orra billent új úszáshelyzet – úgy áll elő, hogy a hajó orra billenése következtében a hajótest mellső

részén az eredeti vízszintes, illetve a φ szöggel megdőlt helyzetű úszásvonalak által határolt éktest alakú térfogatrészek belépnek a vízkiszorításba, a hajótest hátsó részén pedig ugyanezen úszásvonalak közé eső térfogatrészek kilépnek a vízkiszorításból (232. ábra). A vízkiszorításba újonnan belépő térfogatrészekre ható felhajtóerő dF_2 , míg a vízkiszorításból kieső felhajtóerő dF_1 .

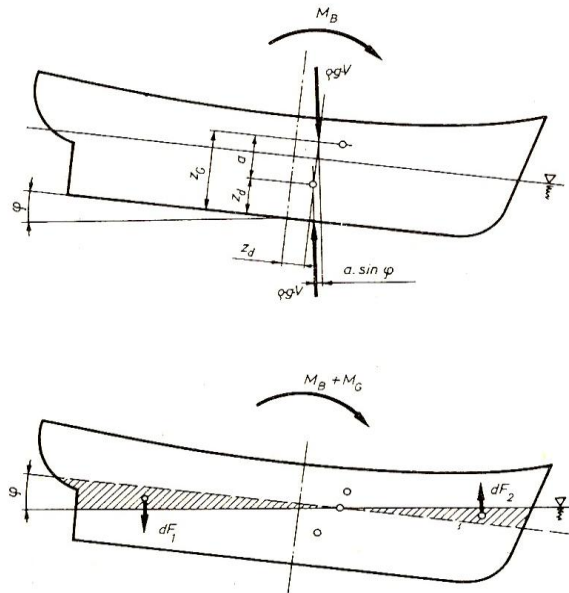
E két erő, mint ahogy az a 232. ábrán is látható egy erőpárt alkot. A hajó elbillenése addig a φ szögig folytatódik, míg ennek az erőpárnak a nyomatéka nem képes kompenzálni a súlyerő redukciójával a fentiek szerint kapott billentő nyomatékot.

Mínt hogy a hajó tömege az elbillenés során nem változik, szükségszerű, hogy

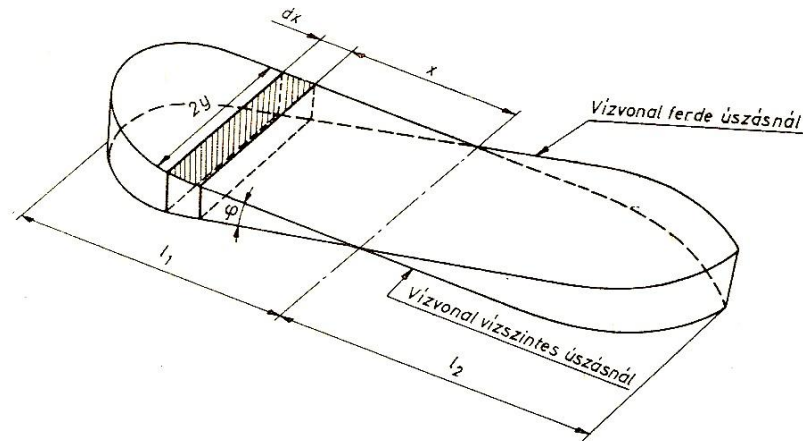
$$dF_2 = dF_1, \text{ azaz } \rho \cdot g \cdot V_2 = \rho \cdot g \cdot V_1,$$

ahol V_2 a vízkiszorításba be-, V_1 pedig a vízkiszorításból kilépő éktestek térfogata.

Az elbillenés szögének meghatározásához tekintsük a 233. ábrát.



232. ábra A hajó elbillenése



233. ábra A vízkiszorításba be- és onnan kilépő éktestek egyensúlya

A 233. ábrán vonalkézással jelölt fedőlapú elemi hasáb térfogata, ha a kérdéses x helyen a vízvonal felszélessége y :

$$dV = 2 \cdot y \cdot x \cdot \varphi \cdot dx$$

Ezen térfogatrészre jutó felhajtóerőnek az elbillenés tengelyére vett statikai nyomatéka

$$dM_V = \rho \cdot g \cdot (2 \cdot y \cdot x \cdot \varphi \cdot dx) \cdot x$$

Mínt hogy a vízkiszorításba be-, illetve abból kilépő éktestek térfogata azonos, azaz

$$\int_{l_1} 2 \cdot y \cdot x \cdot \varphi \cdot dx = \int_{l_2} 2 \cdot y \cdot x \cdot \varphi \cdot dx \quad \rightarrow \quad \int_{l_1+l_2} x \cdot (2 \cdot y) \cdot dx = \int_L x \cdot (2 \cdot y) \cdot dx = 0$$

, azaz a hajó elbillenése a vízvonal felület keresztirányú súlyvonala (x_{w1}) körül történik, mert erre a tengelyre zérus a vízvonal felület statikai nyomatéka.

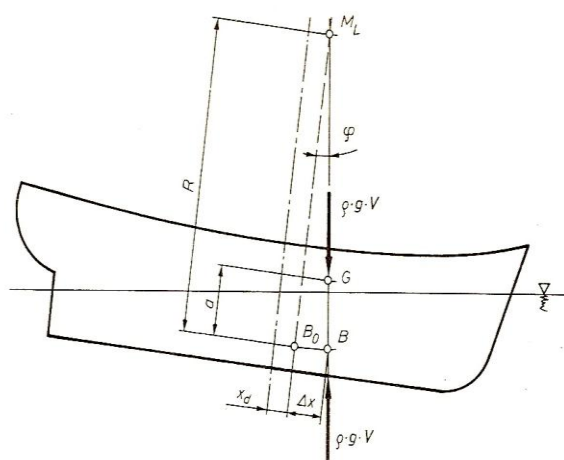
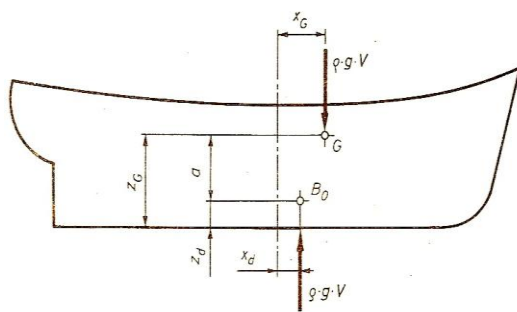
A vízkiszorításba be-, illetve onnan kilépő elemi felhajtó erők nyomatékait külön az l_1 és külön az l_2 hosszak mentén összesítve (integrálva), majd azokat előjelhelyesen összeadva kapjuk:

$$M_V = \int_{l_1+l_2} (\rho \cdot g \cdot 2 \cdot y \cdot x^2 \cdot \varphi) dx$$

A fenti egyenletből az állandókat kiemelve:

$$M_V = \rho \cdot g \cdot \varphi \cdot \int_L 2 \cdot y \cdot x^2 \cdot dx = \rho \cdot g \cdot \varphi \cdot J_L$$

Az integráljel mögötti kifejezés nem más, mint a hajó vízvonal felületének a keresztirányú súlyvonali tengelyre vett másodrendű nyomatéka, J_L .



234. ábra Az úszáshelyzet dőlésszögének meghatározásához

az így kialakuló nyomaték hatására orra billen. Az elbillenés addig történik, amíg a felhajtó erő hatásvonala pontosan a súlyerő hatásvonalával egy vonalba – a felhajtóerő támadáspontja a B_0 pontból a B pontba - nem kerül. Az ábra jelöléseivel például a B_0 -ra felírva az erők nyomatékát, majd az egyenletet φ -re rendezve a már megismert formulát kapjuk:

$$\varphi = \frac{x_G - x_d}{R_L - a}$$

Gondolatban az M_L pontba – a vízszintes és φ szöggel megdőlt úszáshelyzethez tartozó felhajtó erő vektorok hatásvonalának metszéspontjába –, az ún. metacentrumba besűrva körzőnket, majd körzőnyílásba véve az $\overline{M_L B_0} = R_L$ távolságot, egy φ középponti szögű körívvel közelítőleg helyettesítve lerajzolhatjuk a felhajtó súlypontjának elvándorlását leíró görbét. R -re innen származik a metacentrikus sugár elnevezés.

A korábbi magyarázatok alapján a nyomaték egyensúlyt a következő egyenlet írja le

$$M_B + M_G = M_V.$$

A behelyettesítéseket elvégezve kapjuk:

$$\rho \cdot g \cdot V \cdot (x_G - x_d) + \rho \cdot g \cdot V \cdot a \cdot \varphi = \rho \cdot g \cdot \varphi \cdot J_L$$

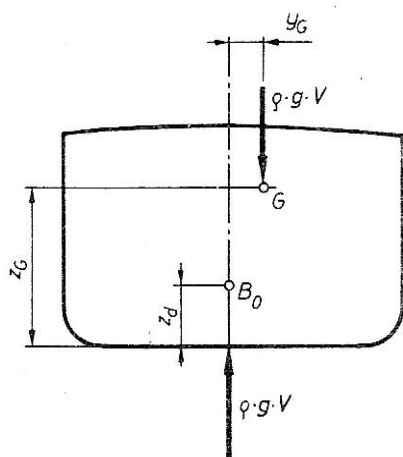
Az egyszerűsítéseket végrehajtva, majd az egyenletet φ -re rendezve

$$\varphi = \frac{x_G - x_d}{\frac{J_L}{V} - a} = \frac{x_G - x_d}{R_L - a}$$

adódik az adott súlyponthelyzetű hajó úszáshelyzetének meghatározását lehetővé tevő

képlet. A képletben a $\frac{J_L}{V} = R_L$ a vízvonaltérület hosszirányú metacentrikus sugara, ún. származtatott hidrosztatikai jellemző.

A 234. ábra az előző levezetésben megismert-hez képest kicsit másképp magyarázza egy adott súlyponthelyzetű hajó φ dőlésszögű úszáshelyzetének kialakulását. Minthogy a hajó súlypontja és a vízkiszorítás hosszirányú súlyponthelyzete nincs egy vonalban, a hajó



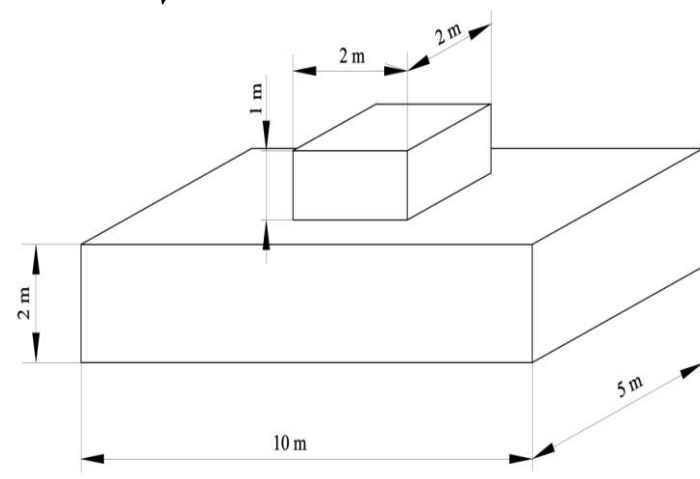
235. ábra A keresztirányú megdőlés számításához

Az ismertett eljárást a hajó keresztirányú megdőlésére is kiterjeszthetjük. Azzal a különbséggel, hogy a számlálóba a keresztirányú megdőlést okozó billentő nyomatékot, a nevezőbe pedig – minthogy a hajó megdőlése a vízvonalterület hosszirányú szimmetria tengelye körül történik – a vízvonalterületnek erre a tengelyre vett másodrendű nyomatékát, illetve az $R_B = \frac{J_B}{V}$ keresztirányú metacentrikus sugarat kell beírni:

$$\varphi = \frac{M_B}{\rho \cdot g \cdot V \cdot \left(\frac{J_B}{V} - a\right)} = \frac{\rho \cdot g \cdot V \cdot (y_G - y_d)}{\rho \cdot g \cdot V \cdot (R_B - a)} = \frac{y_G}{R_B - a}.$$

8.4.3 Példák hajó úszáshelyzetének meghatározására

1. Példa: Határozzuk meg a 236. ábrán látható 10 m hosszú, 5 m széles és 2 m oldalmagasságú 50 tonna (50000 kg) tömegű derékszögű hasáb alakú ponton közepes merülését és hidrosztatikai jellemzőit arra az esetre, amikor a ponton fedélzetén pontosan középen egy 2 m hosszú, 2 m széles és 1 m magas 1000 kg tömegű láda fekszik. A ponton $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ sűrűségű édesvízben úszik.



236. ábra Hasáb alakú közepesen terhelt ponton

A ponton súlypontja:

$$\begin{aligned} x_{G \text{ ponton}} &= 5.00 \text{ m (a hátsó függélytől)} \\ z_{G \text{ ponton}} &= 1.00 \text{ m (az alapvonalától mérve)} \end{aligned}$$

A láda súlypontja

$$\begin{aligned} x_{G \text{ ponton}} &= 1.00 \text{ m (a láda hátsó falától)} \\ z_{G \text{ ponton}} &= 0.50 \text{ m (a láda fenekétől)} \end{aligned}$$

A ponton és a láda együttes tömege: $50000 + 1000 = 51000 \text{ kg}$

A ponton és a láda együttes súlypontja:

$$\begin{aligned} x_{G \text{ ponton+láda}} &= 5.00 \text{ m (a ponton hátsó függélyétől)} \\ &\quad \text{– a láda a ponton közepén helyezkedik el.} \\ z_{G \text{ ponton+láda}} &= \frac{50000 \cdot 1.00 + 1000 \cdot (2.00 + 0.5)}{51000} = 1.03 \text{ m} \end{aligned}$$

Az 51000 kg együttes tömegű úszótest vízkiszorítás térfogata

$$V = \frac{m_{\text{ponton+láda}}}{\rho} = \frac{51000}{1000} = 51.0 \text{ m}^3$$

$$A \text{ ponton közepes merülése } T_k = \frac{V}{L_{\text{ponton}} \cdot B_{\text{ponton}}} = \frac{51.0}{10 \cdot 5} = 1.02 \text{ m}$$

$V = 51.0 \text{ m}^3$ -hez ($T_k = 1.02 \text{ m}$ -hez) tartozó hidrosztatikai jellemzők:

A pontontest egyszerű geometriai alakjából következően a hidrosztatikai jellemzők elemi módszerekkel is meghatározhatók.

$$- x_d = \frac{L_{\text{ponton}}}{2} = 5.00 \text{ m}$$

$$- z_d = \frac{T_k}{2} = 0.61 \text{ m}$$

$$- y_d = 0.00 \text{ m}$$

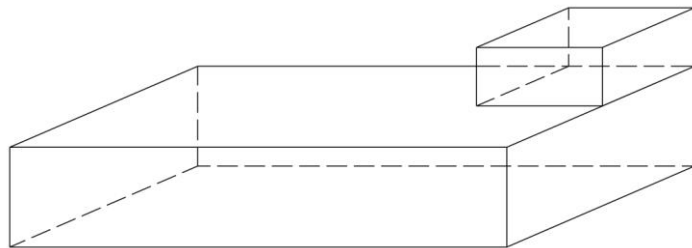
$$- x_{wl} = \frac{L_{\text{ponton}}}{2} = 5.00 \text{ m}$$

$$- A_{wl} = L_{\text{ponton}} \cdot B_{\text{ponton}} = 10 \cdot 5 = 50.00 \text{ m}^2$$

$$- J_L = \frac{L_{\text{ponton}}^3 \cdot B_{\text{ponton}}}{12} = \frac{10^3 \cdot 5}{12} = 416.67 \text{ m}^4 \quad \rightarrow R_L = \frac{J_L}{V} = \frac{416.67}{51.0} = 8.17 \text{ m}$$

$$- J_B = \frac{L_{\text{ponton}} \cdot B_{\text{ponton}}^3}{12} = \frac{10 \cdot 5^3}{12} = 104.17 \text{ m}^4 \quad \rightarrow R_B = \frac{J_B}{V} = \frac{104.17}{51.0} = 2.04 \text{ m}$$

2. Példa: Hogyan változik meg az előző példa szerinti ponton úszáshelyzete, ha a fedélzeten található ládát a ponton bal mellső sarkába eltoljuk? (237. ábra)



237. ábra Mellső bal sarkán terhelt ponton

A láda elmozdításával a ponton vízkiszorítása és közepes merülése nem, csak az úszómű súlyponthelyzete változik meg. Ez a súlypont változás okozza a ponton elbillenését és oldalirányú megdőlését. Az alább következő számításokhoz a hidrosztatikai jellemzőket tehát az előző példa eredményeiből vehetjük.

A ponton és az eltolt helyzetű láda új közös súlypontja az alábbiak szerint határozható meg:

$$x_{G_{\text{ponton+láda}}} = \frac{m_{\text{ponton}} \cdot x_{G_{\text{ponton}}} + m_{\text{láda}} \cdot x_{G_{\text{láda}}}}{m_{\text{ponton}} + m_{\text{láda}}} = \frac{50000 \cdot 5.00 + 1000 \cdot (5.00 + 4.00)}{51000} = 5.08 \text{ m}$$

$$y_{G_{\text{ponton+láda}}} = \frac{m_{\text{ponton}} \cdot y_{G_{\text{ponton}}} + m_{\text{láda}} \cdot y_{G_{\text{láda}}}}{m_{\text{ponton}} + m_{\text{láda}}} = \frac{50000 \cdot 0.00 + 1000 \cdot 4.00}{51000} = 0.08 \text{ m}$$

$$z_{G_{\text{ponton+láda}}} = 1.03 \text{ m (lásd 1. példa)}$$

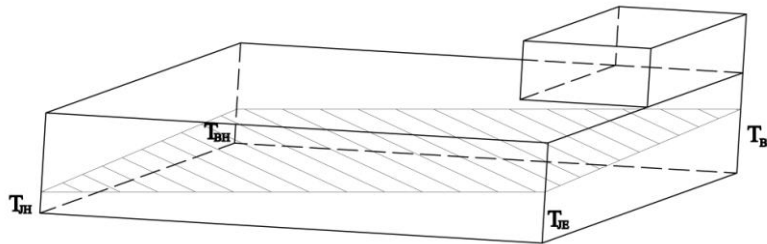
$$a = z_{G_{\text{ponton+láda}}} - z_d = 1.03 - 0.61 = 0.42 \text{ m}$$

A ponton hosszirányú elbillenésének szöge:

$$\varphi_L = \frac{x_{G_{\text{ponton+láda}}} - x_d}{R_L - a} = \frac{5.08 - 5.00}{8.17 - 0.42} = 0.0103 \text{ rad} = 0.59^\circ$$

A ponton keresztirányú elbillenésének szöge:

$$\varphi_B = \frac{y_{G_{\text{ponton+láda}}} - y_d}{R_B - a} = \frac{0.08 - 0.00}{2.04 - 0.42} = 0.0494 \text{ rad} = 2.83^\circ$$



238. ábra A megdőlt ponton bemerülése

A ponton sarkainak bemerülése a megdőlések szuperpozíciójával a 238. ábra jelöléseit alkalmazva:

- baloldalt elől:

$$T_{BE} = T_k + \frac{L_{\text{ponton}}}{2} \cdot \text{tg} \varphi_L + \frac{B_{\text{ponton}}}{2} \cdot \text{tg} \varphi_B = 1.02 + \frac{10}{2} \cdot \text{tg} 0.59^\circ + \frac{5}{2} \cdot \text{tg} 2.83^\circ = 1.20 \text{ m}$$

- jobboldalt elől:

$$T_{JE} = T_k + \frac{L_{\text{ponton}}}{2} \cdot \text{tg} \varphi_L - \frac{B_{\text{ponton}}}{2} \cdot \text{tg} \varphi_B = 1.02 + \frac{10}{2} \cdot \text{tg} 0.59^\circ - \frac{5}{2} \cdot \text{tg} 2.83^\circ = 0.95 \text{ m}$$

- baloldalt hátul:

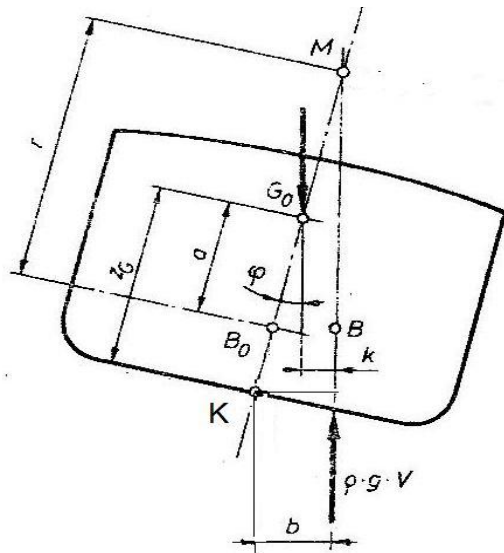
$$T_{BH} = T_k - \frac{L_{\text{ponton}}}{2} \cdot \text{tg} \varphi_L + \frac{B_{\text{ponton}}}{2} \cdot \text{tg} \varphi_B = 1.02 - \frac{10}{2} \cdot \text{tg} 0.59^\circ + \frac{5}{2} \cdot \text{tg} 2.83^\circ = 1.09 \text{ m}$$

- jobboldalt hátul:

$$T_{JH} = T_k - \frac{L_{\text{ponton}}}{2} \cdot \text{tg} \varphi_L - \frac{B_{\text{ponton}}}{2} \cdot \text{tg} \varphi_B = 1.02 - \frac{10}{2} \cdot \text{tg} 0.59^\circ - \frac{5}{2} \cdot \text{tg} 2.83^\circ = 0.84 \text{ m}$$

8.4.4 Stabilizáló nyomaték. Stabilitás

Stabilitás alatt általánosságban a hajónak azt a tulajdonságát értjük, hogy az rá ható bármilyen irányú billentő nyomaték megszűnte után képes eredeti úszáshelyzetébe visszatérni. A gyakorlatban a hajó stabilitását azonban csak a keresztirányú megdőlésekre értelmezzük. A 239. ábrán egy φ szöggel megdőlt helyzetben magára hagyott hajót látunk. A hajó ebben az állapotában nincs egyensúlyban, mert a G_0 súlyponton áthaladó súlyerő és a vízkiszorítás B jelű súlypontján áthaladó felhajtóerő hatásvonala nem esik egybe.



239. ábra A stabilizáló nyomaték értelmezése

Ez a két azonos nagyságú és párhuzamos hatásvonalú erő egy erőpárt alkot, amely a hajót eredeti függőleges helyzetébe igyekszik visszabillenteni. Ez a visszabillentő nyomaték a stabilizáló nyomaték:

$$M_{st} = \rho \cdot g \cdot V \cdot k$$

A képletben „k” a stabilizáló nyomaték karja.

A stabilizáló nyomaték karjának meghatározása a 239. ábra jelöléseivel például az alábbi formula szerint történhet:

$$k = (r - a) \cdot \sin \varphi$$

A stabilizáló nyomaték karját a 239. ábra jelöléseit használva azonban másképp is meghatározhatjuk:

$$k = b - z_G \cdot \sin \varphi = b(\varphi, T) - z_G \cdot \sin \varphi$$

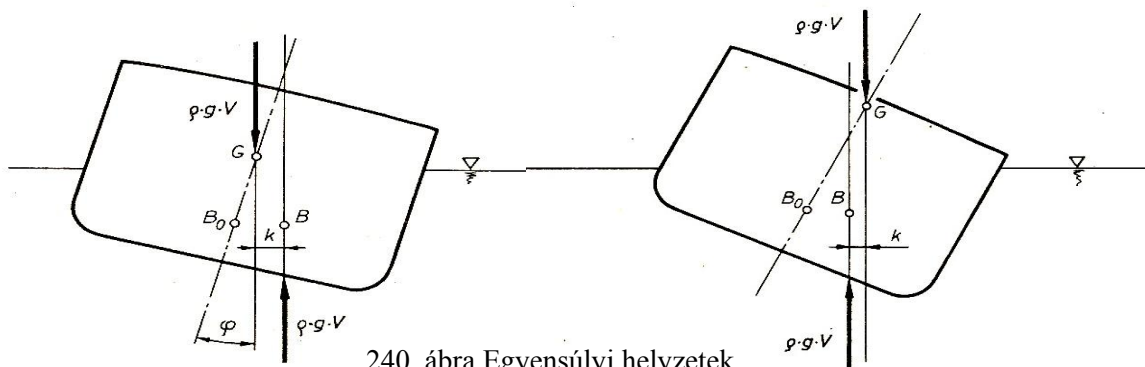
A fenti képletben „b” a K pont és a felhajtóerő hatásvonalára közti merőleges távolság. A K pont a hajó közép- és az alapvonalának metszéspontja. Látható, hogy „b” értéke egy adott merülés esetén csak a megdőlés mértékétől, azaz csupán a hajótest alakjától függ. Tehát „b” – amelynek neve pantokaréna – hidrosztatikai jellemző. A pantokaréna elnevezés ezen hidrosztatikai jellemzőnek a számítógépek kora előtti meghatározási módjára, pantográf segítségével történő területmérési eljárásra utal.

A képlet negatív előjelű második tagja a megdőlés mértékén kívül csupán a hajó súlypontmagasságától függ. Azaz a fentiek szerint külön lehet választani a hajó alak és súly stabilitását.

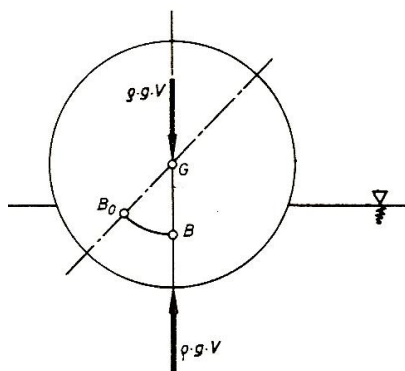
A stabilizáló nyomaték meghatározására szolgáló képlet elemzése arra is rávilágít, semmilyen „jó” forma sem képes biztosítani a hajó stabilitását, ha a hajó súlypontja túlságosan magasan van.

A) – Stabil

B) - Labilis



240. ábra Egyensúlyi helyzetek



241. ábra Hengeres test úszása

Az előbbieken elmondottakat szemlélteti a 240. ábra A), illetve B) képe. Az A) kép szerinti súlyponthelyzet esetén a hajó stabil, a B) esetben pedig labilis egyensúlyi helyzetben van, azaz a stabilizáló nyomaték értéke negatív.

A 241. ábra szerinti esetben a súly- és a felhajtóerő vektorok hatásvonala mindig azonos. Így az úszótest bármilyen helyzetben nyugalomban marad. Ez a közömbös egyensúlyi helyzet.

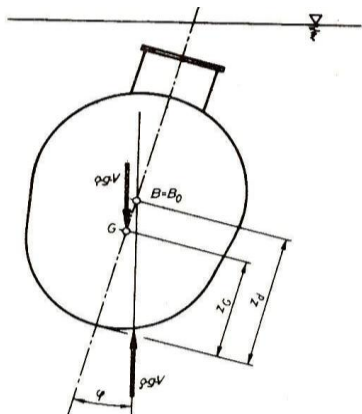
A teljesen víz alá merült úszótesteknek, mint amilyenek például a tengeralattjárók, nincs úszásvonaluk. Ebben az esetben a stabilizáló nyomaték képlete (242. ábra):

$$M_{st} = \rho \cdot g \cdot V \cdot (-a) \cdot \sin \varphi$$

A stabilizáló nyomaték csak akkor lehet pozitív, ha

$$a = z_G - z_d < 0,$$

azaz, ha a tengeralattjáró súlypontja a vízkiszorítás súlypontja alatt van. Ez azt jelenti, hogy a tengeralattjáróknak csak súlystabilitásuk van.



242. ábra Tengeralattjáró stabilitása

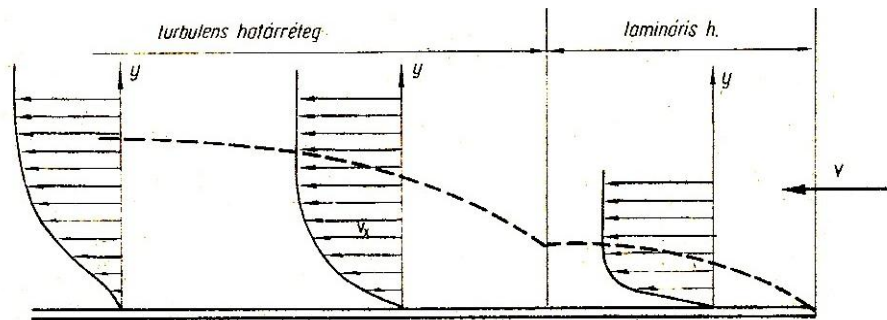
8.5 Hajók hajtása

8.5.1 Hajók ellenállása

Valóságos (viszkózus) közegben „v” sebességgel haladó hajó ellenállása két összetevőből áll: a súrlódó erőkből és a hajótest körül kialakuló változó statikai nyomású tér következtében fellépő hidrodinamikai erőkből.

Súrlódó erők:

A súrlódó erők tanulmányozásához a Kármán-féle határréteg elméletet használjuk. Egy síkklap mentén valóságos közeg áramlása esetében kialakuló határréteget a 243. ábra szemlélteti.



243. ábra A síkfallal mentén kialakuló határréteg

Ha a belépő éltől bizonyos helyeken és a faltól adott távolságokban megmérjük a helyi áramlási sebességeket, azt tapasztaljuk, hogy szondánk a falhoz közel a névleges „ v ” áramlási sebességénél lényegesen kisebb értékeket mutat. A névleges áramlási sebességet pedig, minél messzebb vagyunk mérési keresztmetszetünkkel a belépő éltől, a műszer a faltól annál nagyobb távolságban jelzi. Azaz a fal mentén kialakul egy, a belépő éltől hátrafelé haladva egyre vastagodó változó sebességű zóna, a határréteg.

A határrétegen belül a belépő élhez közel a folyadékrészek közti áramlási sebességkülönbség még kicsi. A belépő éltől távolabb ugyanolyan magasságban az egymás fölött haladó folyadékrészek sebességkülönbsége már lényegesen nagyobb. Ez a nagy sebességkülönbség az egymás fölött haladó folyadékrészecskéket a viszkozus tapadás következtében forgó mozgásra kényszeríti. Azaz a határrétegen ebben a zónájában már egymással ütköző folyadékrészecskéket találunk. Ezt a szondánk úgy mutatja, hogy a határréteg ezen, turbulensnek nevezett, zónájában mért helyi áramlási sebesség értékek pulzálnak, azaz a helyi sebesség csupán térbeli és időbeli átlagként értelmezhető.

Azonban bármilyen messze is vagyunk a belépő éltől a fal mentén mindig található egy vékony, közel nulla sebességű réteg, az ún. „fali réteg”. Ha a fal felületi egyenetlenségei nem nyúlnak túl a fali réteg külső határán, akkor a szilárd test és a folyadék közti súrlódási energiaveszteségi folyamatok gyakorlatilag csak a határréteg turbulens zónájára korlátozódnak.

A fenti elméleti vizsgálatot a „ v ” sebességgel haladó hajó tényleges külháj felületére kiterjesztve megállapíthatjuk, hogy a hajótest mentén a külháj lemezek körül kialakul egy változó, a hajó névleges haladási sebességénél kisebb átlagsebességű zóna, a határréteg, amelyet a hajó mintegy magával vonzol. A hajótest súrlódási ellenállását ennek a határrétegnek a kialakítása és hajóval együtt haladásra kényszerítése okozza.

Kísérleti eredmények szerint egy hidraulikailag simának tekinthető síkfallal esetén a súrlódási ellenállási tényezőt a következő formula alapján határozhatjuk meg.

$$c_F = \frac{0.075}{(\lg Re - 2)^2}$$

A képletben $Re = \frac{v \cdot L}{\nu}$, ahol

v – a hajó haladási sebessége [m/s]

$L = L_{wl}$ – a hajó vízvonalhossza [m]

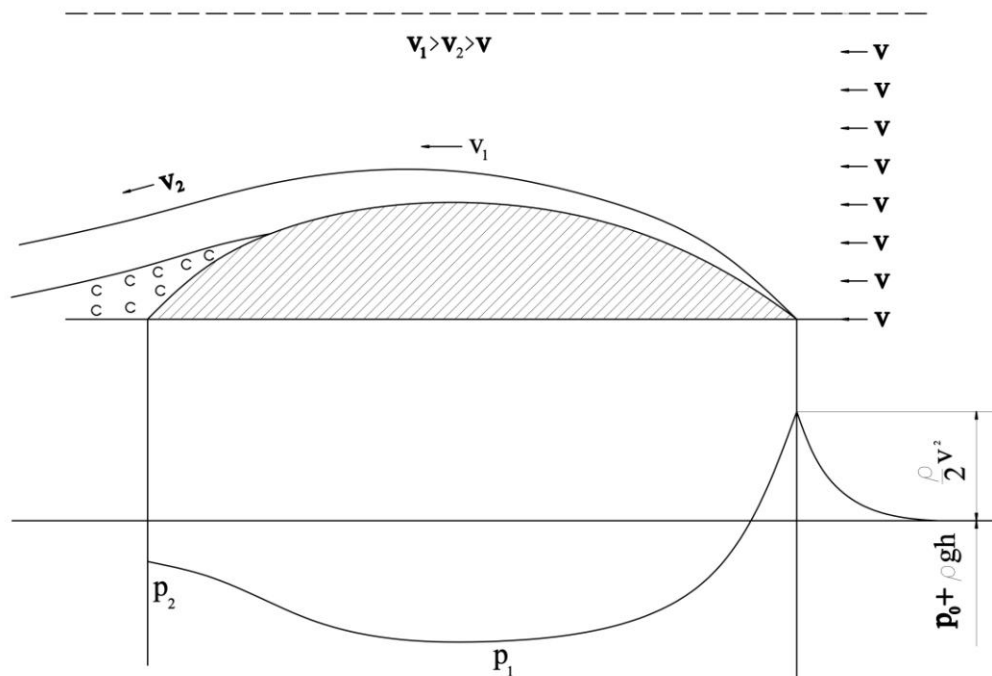
ν – a közeg kinematikai viszkozitása [m²/s]

A hajó súrlódási ellenállását az

$$R_F = c_F \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot S \text{ [N]}$$

képlet segítségével határozhatjuk meg. A képletben a már ismert tényezőkön kívül „S” a hajó nedvesített felülete [m²].

A hajótest menti nyomásváltozások okozta hidrodinamikai ellenállás



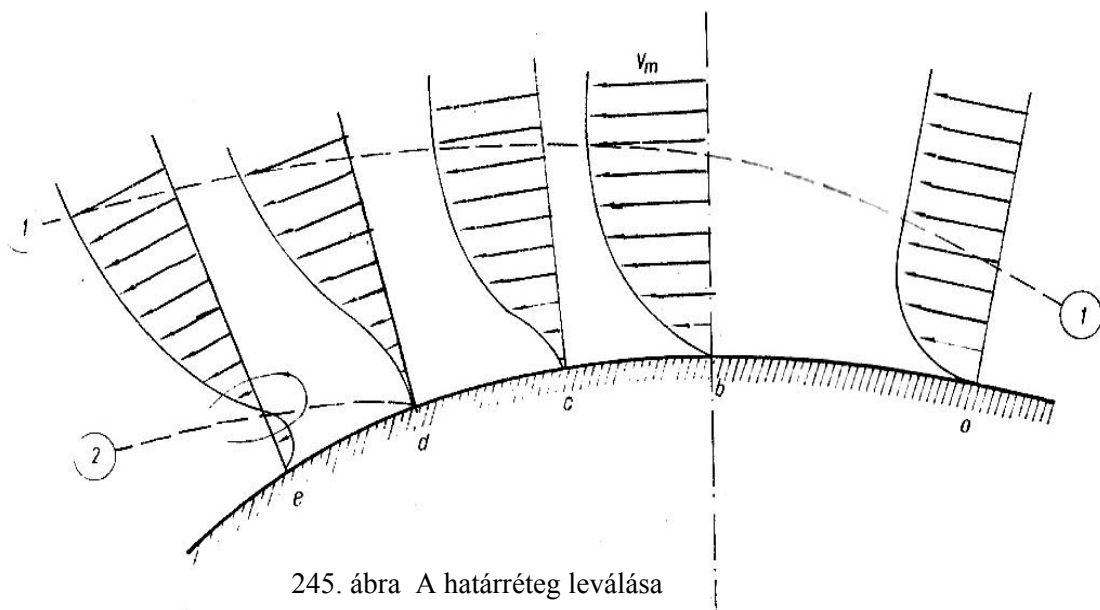
244. ábra A hajónak a vízfelszín alatt „h” mélységben található vízvonala mellett kialakuló áramlás

A 244. ábra a hajóhoz rögzített koordináta rendszerben mutatja a hajónak egy, a vízfelszín alatt „h” mélységben található vízvonala mellett kialakuló áramlást. A hajó haladási sebessége „v”. A rajzon a vízvonaltól külső oldalán a belépő éltől hátrafelé haladva a vízvonaltól egyre távolabb húzódó vonal az előzőekben megismert vastagodó határréteg külső felületét jelöli. Áramlástani szempontból tulajdonképpen a határrétegnek ezt a külső felületét tekinthetjük a hajó tényleges külső határvonalának. Az ábra azt is mutatja, hogy a hajó fara környezetében a határréteg nem képes a kis görbületi sugarú vízvonalak alakját követni, azaz a határréteg leválik a felületről.

Az ábrát egy, a vízvonalától kellő távolságban felvett ellenőrző felülettel határok közé foglalva láthatjuk, hogy a belépő éltől a far felé haladva a hajó vízvonala mellett létrejövő áramlás kezdetben gyorsuló, majd a hajó közepétől, legszélesebb részétől kezdve lassuló jellegű. A hajótestnek a határréteggel módosított külső felülete által meghatározott áramcsőben az leggyorsabban a legszűkebb keresztmetszetben áramlik a víz (v_1), a far környékén a határréteg jelenléte miatt az áramcső keresztmetszet még mindig szűkebb, mint a belépő keresztmetszet. Így a hajó fara környezetében a határrétegen kívüli áramlás sebessége v_2 amely még mindig nagyobb, mint v , azaz $v_1 > v_2 > v$.

A Kármán-féle határréteg elmélet egyik fontos tétele, hogy a határrétegen, azaz a változó sebességű zónán belül a belépő éltől mért bármely távolságban a statikus nyomás az adott helyhez tartozó külső zavartalan áramlás által meghatározott statikussal nyomással azonos. A vázolt sebességeknek megfelelő és a határrétegen belül is uralkodó nyomáseloszlást mutatja a 244. ábra alsó része.

A hajó orr-részén elhelyezkedő lemezekre tehát nagyobb, a far részek lemezeire pedig kisebb nyomás hat. A felületre ható hidrodinamikai nyomóerőket ezen helyi nyomások és az adott lemezfelületek normálisának szorzata adja. A hajó alakellenállása pedig a ezen hidrodinamikai erők eredőjének a hajó hossz tengelyével párhuzamos komponense. Nyilvánvalóan minél kisebb a hajó orr- és far része közti nyomáskülönbség, azaz minél karcsúbbak a hajótest vízvonalai, annál kisebb lesz a hajó alakellenállása.



245. ábra A határréteg leválása

A határréteg leválásának folyamata ugyancsak a Kármán-féle nyomás elv alapján magyarázható. A határréteg vastagodásának oka, hogy a zónán belül a folyadékreszecskek ütközései következtében egy-egy egymás mögött elhelyezkedő ellenőrző keresztmetszetben az átlagse-

besség folyamatosan csökken. Így a zónán belül a fal közvetlen közelében amúgy is lassú áramlás még tovább lassul, miközben az - jelen esetben - a hajó fara felé egyre nagyobb nyomású hely felé halad. Egy ponton elérkezünk oda, hogy a határrétegen belül a részecskék már nem képesek a nagy nyomás ellenében tovább haladni, megállnak, majd a nagyobb nyomás ellenkező irányú áramlásra kényszeríti őket. Azaz örvénylésbe kezdenek, és a határréteg leválik a felületről.

A fentiekben leírtak eddig csak az [xy] síkban vizsgálták a haladó hajó mellett kialakuló hidrodinamikai viszonyokat. A vázolt nyomáseloszlásnak azonban van hatása az [xz] síkban is, mert a környezeti nyomástól eltérő nyomású pontok mindegyike egy-egy adott sebességű elemi hullám kiinduló pontja is. Azaz a haladó hajótestet mellett ezen elemi hullámok eredőjeként látható hullám alakul ki. A víz hullámban mozgó vízcseppkének energiátartalmát ugyancsak a hajó hajtására fordított energia egy része fedezi.

$$\text{Az alakellenállás:} \quad R_{vp} = c_{vp} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot S \text{ [N]}$$

$$\text{A hullámellenállás} \quad R_w = c_w \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot S \text{ [N]}$$

A képletekben a már ismert jelöléseken kívül

c_{vp} az alakellenállási,

c_w a hullámellenállási tényező

Az alak- és a hullámellenállás egymástól szétválaszthatatlanul jelentkezik. Külön-külön történő meghatározásukra ugyan ma már léteznek bonyolult közelítő numerikus eljárások, de a mérnöki gyakorlat még mindig a kísérleti úton együttes, ún. maradék ellenállásként (R_R) történő meghatározásukat részesíti előnyben.

A hajótest teljes ellenállása

A hajótest teljes ellenállását a súrlódási ellenállás, valamint az alak és hullámellenállás eredőjeként értelmezett, ún. maradék ellenállás összegeként határozhatjuk meg.

$$R_T = R_F + R_R = R_F + (R_{vp} + R_w)$$

$$R_T = c_T \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot S = (c_F + c_R) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot S \text{ [N]}$$

8.5.2 Hajók hajtása, a hajócsavar

Napjainkban a hajók hajtására legáltalánosabban használt eszköz a hajócsavar. A mai értelemben vett hajócsavar több évszázados kísérletezés után a 19. század közepére alakult ki. A lapátoskerék és a hajócsavar azonban még ezután is sokáig párhuzamosan fejlődött. A két

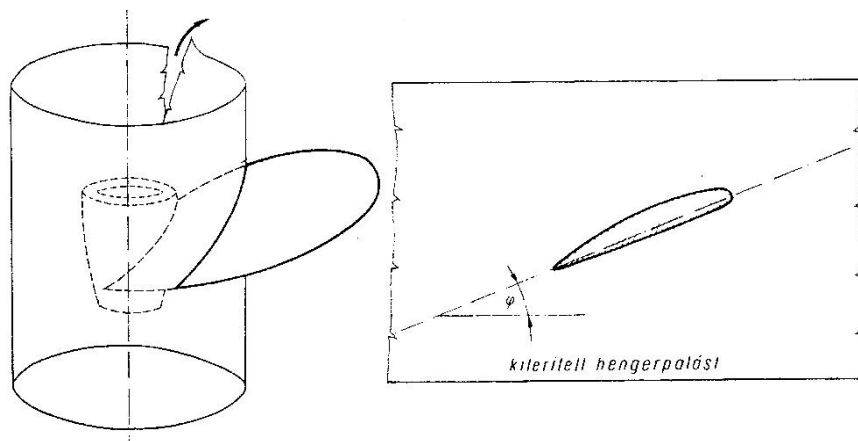
propeller – a hajók hajtására szolgáló tolóerőt létrehozó berendezéseket általánosságban propellernek nevezik – közti versengésben sokáig a lapátoskerék tűnt jobb megoldásnak, nem is elsősorban a lapátoskerék jobb hatásfoka miatt, hanem a lapátoskeréknek az akkori idők megfelelő teljesítményt leadni képes egyetlen erőgéphez, a gőzgéphez való könnyebb illeszthetősége indokolta. A lapátoskeréknek, mint propellernek a viszonylag jó hatásfoka mellett azonban számos, gépészeti és hajó üzemi szempontból egyaránt kellemetlen tulajdonsága is volt. A lapátoskerék lassú fordulatszáma miatt hatalmas méretű hajtógépeket kellett beépíteni a hajókba, a lassú fordulatszám és a nagy gépteljesítmények következtében a hajtás nagy nyomatékterhelése miatt gyakoriak voltak a tengelytörések, tengeri hajókon viharos időben pedig a dülöngélő mozgást végző hajó jobb- és baloldalán a lapátoskerék vízfedése és így nyomatékfelvétele egyenetlenné vált, amelyet az akkori idők gépészeti színvonalának szabályozástechnikai eszközeivel nem lehetett megfelelően kiküszöbölni.

A hajóból vízmentes tönkcsövön keresztül hátrafelé kivezetett tengelyvezeték végére szerelt hajócsavar(ok) hajtására kezdetben gőzturbinák szolgáltak erőgépként. Később, a belsőégésű motorok megjelenésével, illetve azok konstrukciójának mind megbízhatóbbá válásával, valamint azok egységnyi leadott teljesítményre vonatkoztatott geometriai méreteinek csökkenésével a belsőégésű motorok lettek a hajócsavaros hajtás jellegzetes erőgépei. A nagyon nagy hajtási teljesítményigényű hajókhoz azonban manapság is gőz-, illetve gázturbinákat alkalmaznak erőgépként.



246. ábra Hajócsavar

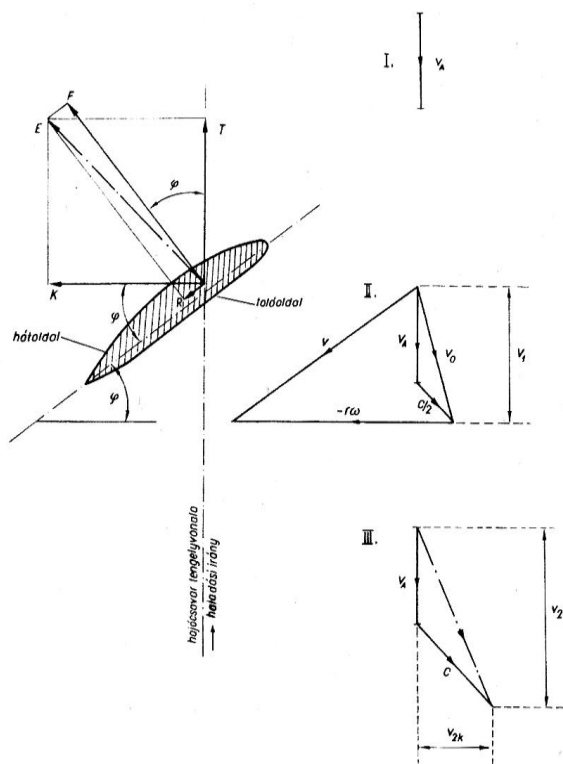
A hajócsavar a szárnyszámával megegyező bekezdésű kb. egyharmad, egynegyed menethosszúságú csavarfelület (247. ábra).



247. ábra A hajócsavar szárnymetszete

Ha a hajócsavar szárnyait egy, a csavar tengelyével tetszőleges „ r ” sugarú koaxiális hengerrel elmetsszük, majd a henger palástját síkba terítjük, kapjuk a csavar adott sugárhoz tartozó profilját (247. ábra).

Áramlástanai szempontból a forgó hajócsavar szárnyai a hajótest felől a hajócsavarra a csavar tengelyével párhuzamosan v_a sebességgel érkező áramlásba helyezett, a v_a sebességre merőleges $r \cdot \omega$ (a szárprofil kerületi sebességével azonos) sebességgel haladó szárnyrácsként fogható fel. A haladó mozgást végző szárnyrács megváltoztatja a szárnyrács elemei közé belépő folyadék mozgásmennyiségét. Felgyorsítja és eredeti haladási irányának megváltoztatására kényszeríti a vizet. A tolóerő ezen impulzusváltozásnak a csavar tengelye irányába eső komponense. Ezt szemlélteti a 248. ábra.



248. ábra A hajócsavar-szárnyon keletkező tolóerő

A v_a sebesség nem azonos a hajó haladási sebességével. Az a hajócsavarra érkező víz sebessége, amely azonban a hajótest alakjától, illetve a propellernek a hajótest mögötti elhelyezkedésétől függő korrelációban van a hajó haladási sebességével.

A hajócsavarhoz rögzített koordinátarendszerből nézve a szárnyrács elemei között a víz a profil húrvál párhuzamos v sebességgel áramlik, amelynek axiális irányú komponense $v_1 > v_a$. A szállító sebesség $- r \cdot \omega$.

A szárnyprofilon a húrvál párhuzamos v sebességű áramlás hatására a húrra merőleges felhajtó erő és a húrral párhuzamos ellenállás erő keletkezik. Ezek eredője a 248. ábrán E-vel jelölt erő. Az E erőnek a csavartengely irányába eső komponense a

T tolóerő. A tengelyre merőleges erőkomponens és az $r \cdot \omega$ kerületi sebesség szorzata a csavar forgatásához szükséges $P = K \cdot r \cdot \omega$ teljesítményt adja.

A hajócsavaron keletkező tolóerő győzi le és biztosítja a hajó kívánt sebességű mozgását. A hajó adott v sebességgel történő hajtásához szükséges tolóerő azonban mindig valamivel nagyobb, mint a hajó adott sebességhez tartozó ellenállása. Ennek oka az, hogy a propeller működése megváltoztatja a hajó körüli áramlást. A víz felgyorsításával megnöveli a hajótest sűrűdési ellenállását, a működő propeller környékén az áramlási sebességek és a helyi nyomás értékek megváltozása pedig befolyásolja az alak és hullámellenállást is.

A hajó effektív (hasznos) hajtási teljesítménye:

$$P_{eff} = R_T \cdot v, [P_{eff}] = \text{kW}$$

A hajó hajtás propulziós hatásfoka:

$$\eta_{prop.} = \frac{P_{eff}}{P_B},$$

ahol P_B a beépített gépteljesítmény kW-ban.

A jól megtervezett hajóhajtás propulziós hatásfoka kb. 50 – 55%.

A hajók fékezésére ugyancsak a propeller szolgál. A hajó lefékezése hátraveretéssel, azaz a propeller forgásirányának megfordításával történik.

8.5.3 Példa hajó effektív hajtási teljesítményének és fajlagos szállítási teljesítményének meghatározására

Határozzuk meg egy 100 m hosszú, 15 m széles, 6 m merülésű 6500 tonna vízkiszorítású, 4500 tonna hasznos tömeget szállítani képes, 22,5 km/ó sebességgel tengervízben haladó hajó effektív hajtási teljesítményigényét.

A hajó nedvesített felülete:	$S = 2050 \text{ m}^2$
A hajó teljes ellenállási tényezője:	$c_T = 0.003$
A tengervíz sűrűsége:	$\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$

A példában a hajó vízkiszorítása és főmérletei csupán tájékoztatásul szolgálnak.

$$v = 22,5 \text{ km/ó} = 6.25 \text{ m/s}$$

A hajótest ellenállása:

$$R_T = c_T \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot S = 0.003 \cdot \frac{1025}{2} \cdot 6.25^2 \cdot 2050 = 123.12 \text{ kN}$$

A hajóhajtás effektív teljesítménye

$$P_{eff} = R_T \cdot v = 123.12 \cdot 6.25 = 769.5 \text{ kW}$$

Hajó 22,5 km/ó (6.25 m/s) haladási sebessége eléréséhez $\eta_{prop.} = 0.55$ propulziós hatásfok feltételezésével szükséges beépített gépteljesítmény:

$$P_B = \frac{P_{eff}}{\eta_{prop}} = \frac{769.5}{0.55} \cong 1400 \text{ kW}$$

A fenti sebességgel és gépteljesítménnyel a hajó 24 óra alatt $s = v \cdot t = 22.5 \cdot 24 = 540$ km utat tesz meg, és közben 0.2 kg/kWh fajlagos üzemanyag fogyasztással számolva $B = 0.2 \cdot 1400 \cdot 24 = 6720$ kg gázolajat fogyaszt.

Figyelembe véve a hajó 4500 tonnányi hasznos hordképességét, a hajó fajlagos szállítási teljesítménye:

$$\begin{aligned} \text{fajlagosszállításiteljesítmény} &= \frac{\text{üzemanyagfogyasztás}}{\text{szállításítávolság} \cdot \text{szállítottárumennyiség}} = \\ &= \frac{6720}{540 \cdot 4500} = 1.24 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}_{\text{üa.}}}{\text{km} \cdot \text{tonna}} \end{aligned}$$

Azaz 1 tonna rakomány 1 km-re történő elszállításához mindössze néhány gramm üzemanyag elegendő.

8.6 Irodalom a 8. fejezethez

- [1] **Benedek Z.:** Hajók I., Tankönyvkiadó, Budapest, 1987.
- [2] **Kovács A. – Benedek Z.:** A hajók elmélete, Tankönyvkiadó, Budapest, 1988.
- [3] **Benedek Z.:** Hajószerkezettan II., Tankönyvkiadó, Budapest, 1987.
- [4] **Kom F. (szerkesztő):** Hajók – Kézikönyv, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1981.