

# Tartalomjegyzék

1. A beton és az aszfalt jellemzői és a gyártástechnológia kapcsolata .....	9
1.1. A beton minőségét meghatározó jellemzők .....	9
1.1.1. Környezeti feltételek, „kitéti” osztályok .....	10
1.1.2. A beton minőségét befolyásoló adalékanyag jellemzők .....	12
1.1.2.1. Halmaz- és szemszerkezeti jellemzők .....	13
1.1.2.2. A szemcsék méretével és alakjával kapcsolatos előírások .....	16
1.1.2.3. Tisztasági követelmények, vízfelvevő képesség .....	17
1.1.3. A víz/cement tényező, a cement és a víz mennyiségének hatása .....	18
1.1.4. A beton nyomószilárdsága .....	19
1.1.5. Konzisztencia mérőszámai és vizsgálati módszerei .....	21
1.1.6. A környezeti hőmérséklet hatása a betonkészítésre .....	22
1.1.7. Cementtel stabilizált homokos-kavics alapréteg .....	25
1.2. Az aszfalt minőségét meghatározó jellemzők .....	26
1.2.1. A bitumenek típusai, jellemzői .....	26
1.2.2. Az aszfalt adalékanyagával szembeni követelmények .....	27
1.2.3. Aszfaltok jellemző típusai .....	29
2. Törőgépek .....	30
2.1. Törőgépek rendszerezése, alaptípusok szerkezeti kialakítása .....	31
2.1.1. Pofás törőgépek .....	33
2.1.2. Kúpos törőgépek .....	39
2.1.3. Vízszintes tengelyű rotoros törőgépek .....	42
2.1.4. Függőleges tengelyű rotoros törőgépek .....	46
2.2. Pofás és kúpos törőgépek méretezése .....	47
2.2.1. Aprítási elméletek .....	47
2.2.2. A törőelemek hajlásszöge .....	53
2.2.3. Optimális fordulatszám .....	54
2.2.4. A törőgép teljesítőképessége .....	56
2.2.5. A hajtás teljesítményigénye, a szerkezetre ható erők .....	59

3. Osztályozás, osztályozógépek .....	63
3.1. Mechanikus osztályozás, és gépei .....	63
3.1.1. Rostalemezek jellemzői .....	64
3.1.2. Osztályozógépek alaptípusai, szerkezeti kialakítása .....	68
3.1.2.1. Kényszerhajtású osztályozógépek .....	69
3.1.2.2. Vibrációs rosták .....	70
3.2. Osztályozógépek méretezése .....	76
3.2.1. Teljesítőképesség meghatározása .....	76
3.2.1.1. Rostálási teljesítőképesség .....	79
3.2.1.2. Szállítási teljesítőképesség .....	81
3.2.2. A szállítási sebesség meghatározása .....	83
3.2.2.1. Súrlódásos szállítás áramlási sebessége .....	83
3.2.2.2. Mikrodobásos szállítás áramlási sebessége .....	85
3.2.3. Vibrációs osztályozógépek rezgésjellemzői .....	93
3.2.3.1. Tömegerő gerjesztésű rosták rezgésjellemzői .....	93
3.2.3.2. Binder-féle rezonancia rosta rezgésjellemzői .....	99
3.2.4. Vibrációs rosták hajtásának teljesítmény-igénye .....	102
3.2.5. Támasztórugók méretezése .....	106
3.3. Hidraulikus osztályozás, és berendezései .....	108
3.3.1. Áramkészülékek .....	111
3.3.2. Hidromechanikus osztályozók .....	114
3.4. Víztelenítő berendezések .....	115
3.5. Mágnesezhető anyagok kiválasztása .....	117
4. Keverőgépek, keverőtelepek .....	119
4.1. Keverőgépek rendszerezése, alaptípusai .....	120
4.1.1. Gravitációs rendszerű keverőgépek .....	122
4.1.2. Függőleges tengelyű kényszerkeverők .....	125
4.1.2.1. Rotoros keverőgépek .....	126
4.1.2.2. Bolygólapátózású keverőgépek .....	127
4.1.3. Vízszintes tengelyű keverőgépek .....	133
4.2. Keverőgépek méretezése .....	136
4.2.1. Gravitációs keverőgépek méretezése .....	137
4.2.1.1. A keverék mozgása a keverődobban .....	137
4.2.1.2. A hajtás teljesítményigénye .....	139

4.2.1.3. Teljesítőképesség meghatározása .....	141
4.2.2. Függőleges tengelyű keverőgépek méretezése.....	142
4.2.2.1. Keverőedény, lapatozás kialakítása .....	142
4.2.2.2. Bolygómozgású keverőlapát mozgáspályája .....	144
4.2.2.3. Teljesítőképesség .....	148
4.2.2.4. Lapátok forgatásának teljesítményigénye.....	150
4.2.2.5. Keverőlapátra ható erő .....	154
4.2.3. Vízszintes tengelyű keverőgépek méretezése .....	157
4.2.3.1. Jellemző méretek, lapatozás kialakítása .....	157
4.2.3.2. Teljesítőképesség .....	158
4.2.3.3. Lapátok forgatásának teljesítmény-szükséglete.....	159
4.3. Beton- és aszfaltkeverő telepek.....	163
4.3.1. Betonkeverő-telepek, betongyárok .....	164
4.3.1.1. Betonkeverő telepek szerkezeti felépítése .....	164
4.3.1.2. Mérlegelő-, és vezérlőberendezések .....	169
4.3.2. Aszfaltkeverő telepek .....	172
4.3.2.1. Aszfaltkeverő telepek szerkezeti kialakítása .....	172
4.3.2.2. Az aszfaltgyártás speciális berendezései .....	176
5. A beton szivattyús szállítása, betonszivattyúk .....	182
5.1. A beton szivattyúzhatóságának követelményei.....	183
5.2. Betonszivattyúk szerkezeti kialakítása.....	185
5.2.1. Dugattyús betonszivattyúk .....	186
5.2.2. Rotoros betonszivattyúk .....	191
5.2.3. Csavarszivattyúk.....	192
5.2.4. Kamrás keverő-szivattyú .....	194
5.3. Csővezetékek és elosztógépek .....	195
5.4. Betonszivattyúk technológiai jellemzőinek meghatározása.....	199
5.4.1. Szállítóképesség .....	199
5.4.2. A szivattyúk hajtásának teljesítményigénye.....	200
5.4.3. A beton szállításához szükséges nyomás .....	202
6. A beton tömörítése, tömörítőgépek .....	206
6.1. Vibrációs tömörítés elve, tömörítőgépek rendszerezése .....	207
6.2. Gerjesztőegységek alaptípusai .....	213
6.3. Vibrátorasztalok .....	216

6.3.1. Vibrátorasztalok szerkezeti kialakítása .....	217
6.3.2. Vibrátorasztalok méretezése.....	220
6.3.2.1. Vibrátorasztalok rezgésjellemzői.....	220
6.3.2.2. Alátámasztó rugók méretezése .....	223
6.4. Rúdvibrátorok.....	224
6.4.1. Rúdvibrátorok szerkezeti változatai .....	225
6.4.2. Rúdvibrátorok méretezése .....	230
6.4.2.1. Rúdvibrátorok mozgásjellemzői .....	230
6.4.2.2. Rúdvibrátorok hajtásának teljesítmény-igénye.....	236
6.4.2.3. Rúdvibrátorok teljesítőképessége .....	238
6.4.2.4. Egyéb méretezési szempontok.....	239
6.5. Felületi vibrátorok .....	240
6.6. Zsalutáblás tömörítés.....	243
6.7. Sokkolásos betontömörítés.....	244
Irodalomjegyzék.....	246
Ábrajegyzék .....	248
Táblázatjegyzék .....	255

# 1. A beton és az aszfalt jellemzői és a gyártástechnológia kapcsolata

A beton- és az aszfalt előállítás folyamatát kiszolgáló berendezések mind szerkezeti kialakításuk, mind működési elvük alapján rendkívül heterogén gépcsoportot alkotnak. Ugyanakkor közös bennük, hogy mindegyik valamilyen technológiai műveletet végez (törés; osztályozás; keverés; tömörítés stb.). Ezért a gépek üzemi paramétereinek meghatározásához vagy egy adott feladat elvégzésére legalkalmasabb berendezés kiválasztásához elengedhetetlen a feldolgozott anyagok összetevőinek és jellemző tulajdonságainak ismerete. Másrészt ezen alapanyagok minőségi jellemzői a gépparaméterekre is hatással vannak, így pl. a zúzott adalékanyaggal készült betonok szinte minden technológiai művelete nagyobb energia-igényű, mint a homokos-kavicsból gyártott betonoké.

## 1.1. A beton minőségét meghatározó jellemzők

A beton természetes (homok, kavics, zúzottkő vagy zúzalék) vagy mesterséges (ipari vagy építőipari melléktermék), *ásványi anyagokból* (adalékanyag), *kötőanyag* (cement) és *víz* felhasználásával előállított mesterséges kő [1]. A felsorolt alapanyagokon kívül a betonkeverék tartalmazhat még *adalékszerkeket* (a beton tulajdonságait módosító vegyszerek, pl. kötőgyorsítók, képlékenyítők stb.) és *kiegészítő anyagokat* (finomszemcséjű szervesetlen anyag), melyet egyes beton jellemzők javítására vagy speciális tulajdonságok elérése érdekében adagolnak a betonhoz).

A beton összetétel tervezésekor alapvető követelmény, hogy az alapanyagokból olyan keverék készüljön, hogy az a bedolgozás és a szilárdulás után a betonszerkezetre ható állandó és változó terheléseket kellő biztonsággal elviselje. A beton élettartamát nagymértékben befolyásolják a környezeti hatások, ezért az MSZ EN 206-1:2005 szerint a beton építményeket és szerkezeteket úgy kell létrehozni, hogy az adott környezeti hatások között, meghatározott időtartamon keresztül (10, 25, 50 vagy 100 év) őrizze meg a tartósságát.

A beton tartóssági követelményeinek megfelelő *használati élettartamot* befolyásoló legfontosabb betonjellemzők a következők [2]:

- környezeti feltételek, hatások („kitéti” osztályok);
- az alapanyagok fajtája és minősége;
- összetétel (víz/cement tényező, cementtartalom, pórustartalom);

- nyomószilárdság;
- konzisztencia, amely a beton bedolgozhatóságára jellemző

A felsorolt jellemzők egymással, a felhasznált alapanyagok minőségével és a beton készítésének technológiájával is bonyolult kölcsönhatásban vannak. A beton minőségét meghatározó sokféle jellemző közül a továbbiakban csak azokkal foglalkozunk, melyek szoros kapcsolatban vannak az adalékanyag előkészítés, és a betongyártás folyamatával, és melyeknek a betontechnológiai gépek tervezése, és üzemeltetése szempontjából is kiemelt szerepe van. A beton *tényleges minősége* ugyanis kisebb-nagyobb mértékben eltér a tervezettől, mivel az elkészült termék minősége a beton készítés technológiai folyamatától (adalékanyag előkészítés; mérlegelés; keverés; bedolgozás; tömörítés; stb.), és a felhasznált gépek jellemzőitől, sőt azok üzemállapotától és a technológiai fegyelemtől is függ.

### 1.1.1. Környezeti feltételek, „kitéti” osztályok

Az MSZ EN 206-1 szabvány a betont és az abban elhelyezett acélszerkezetet károsító környezeti hatásokat – annak jellegétől függően – ún. „**kitéti**” osztályokba sorolja. Ezek:

- X0** – *Nincs korróziós kockázat*. Vasalat nélküli, az időjárás hatásának ki nem tett betonra, ill. legfeljebb 35% relatív páratartalmú épületben lévő vasbetonra vonatkozik.
- XC** – *Karbonátosodás* okozta korrózió. Levegőnek és víznek kitett, vasalást vagy más beágyazott fémet tartalmazó betonfelületekre vonatkozik. A levegő nedvességtartalmától, ill. a víznek kitett betonfelületeknél a nedves és a száraz állapot változásától függően a kitéti osztályhoz 4 alosztály (XC1 - XC4) tartozik.
- XD** – *Nem tengervízből származó klorid* okozta korrózió. A csapadéknak és a klorid tartalmú ipari vizeknek kitett betonokra vonatkozik. Az osztályon belüli besorolás (XD1 – XD3) a nedvességtartalomtól, ill. a nedves és a száraz állapot változásától függ.
- XS** – *Tengervízből származó klorid* okozta korrózió. (Elsősorban a tengerparti környezetben vállalt kivitelező munkáknál lehet szerepe.)
- XF** – *Fagyás/olvadás* okozta korrózió. A nedves állapotú beton fagyás-olvadás ciklikusan ismétlődő igénybevételeit veszi figyelembe. A kitéti osztályon belüli besorolás (XF1 - XF4) a víztelítettség mértékétől, ill. a jégolvasztó anyag jelenlététől függ, így pl. az útburkolatok a legszigorúbb XF4 osztályba tartoznak.

**XA – Kémiai korrózió.** A szabvány a természetes talajok és talajvizek kémiai agresszivitásától függően, 3 alosztályt (XA1 - XA3) ad meg.

**XK – Koptatóhatás** okozta igénybevétel. Azokra a betonfelületekre vonatkozik, melyek csiszoló, csúszó, gördülő, súrlódó igénybevételnek vagy ütésnek kitéve. A kitéti osztályon belüli besorolás (XK1 - XK4) az igénybevétel mértékétől, ill. a terheléstől függ.

**XV – Víznyomás** által okozott igénybevétel. A kitéti osztályon belüli besorolás (XV1 - XV3) a víznyomás mértékétől, valamint a pincefal, akna, vízépítési szerkezetek falvastagságától függ.

### 1.1. táblázat: Egyes kitéti osztályokhoz tartozó betonok összetétele

Megnevezés	Kitéti osztályok								
		Karbonátosodás miatti korrózió				Koptatás okozta korrózió			
Kitéti osztály jele	X0	XC1	XC2	XC2	XC3	XK1	XK2	XK3	XK4
Legnagyobb víz/cement tényező	–	0,65	0,60	0,55	0,50	0,55	0,45	0,40	0,35
Legkisebb szilárdsági osztály*	C12/15	C20/25	C25/30	C30/37	C30/37	C30/37	C35/45	C40/50	C45/55
Legkisebb cementtartalom**, kg/m <sup>3</sup>	–	260	280	300	300	290	310	340	370
Friss min. testsűrűség, kg/m <sup>3</sup>	–	2330	2330	2360	2370	2350	2380	2390	2400
Szilárd rűség, kg/m <sup>3</sup>	–	2200	2200	2250	2260	2230	2280	2300	2330

A környezeti igénybevételektől függően a szabvány előírja, hogy az egyes kitéti osztályok esetén mekkora lehet a maximális víz/cementtényező, a legkisebb cementtartalom, és az elkészített beton minimális testsűrűsége (1.1. táblázat), valamint megadja, hogy a beton összetétel tervezésekor milyen egyéb követelményeket kell figyelembe venni, pl.:

- Ha a betont érő környezeti hatások több kitéti osztályba is beletartoznak, akkor a legszigorúbb követelményeket kell kielégíteni.

\* A beton szilárdsági jelölésében a C utáni első szám a hengeres, a „/” jel utáni a kocka alakú próbatesteken vizsgált nyomószilárdság minősítési értéke, MPa-ban.

\*\*A táblázat adatai CEM 32,5 szilárdságú cementre vonatkoznak.

- Az XF (fagyás/olvadás okozta igénybevétel) kitéti osztálynál a mesterséges légbuborékképző adalékszerrel (lásd még: 1.1.6. fejezet) ill. adalékszer nélkül készített betonoknál a legkisebb levegőtartalomra vonatkozó értékeket is megadják.
- A kémiai korrózió veszélye esetén az XA3 kitéti osztálynál csak szulfátálló cementet szabad felhasználni.
- A vízzárósági követelményektől függően (XV) a betonkeverékhez szükséges finomrész tartalmat is előírják.

### 1.1.2. A beton minőségét befolyásoló adalékanyag jellemzők

A beton összetevők arányaira jellemző, hogy abban a legnagyobb arányban az adalékanyag teszi ki. Az adalékanyag természetes eredetű, mesterségesen előállított vagy bontott betonszerkezetből újrahasznosított anyagok különböző méretű szemcséiből álló halmaza. Leggyakrabban a természetes eredetű ásványi anyagokat használják, amely lehet **természetes aprózódású** (természetes településű folyami vagy bányából kitermelt homok és kavics) vagy **mesterségesen aprított** (zúzottkő, zúzott kavics, zúzott beton vagy zúzott homok).

Hazai viszonylatban – a természeti adottságok miatt – a betonkészítéshez nagyobb részt természetes aprózódású homokot és kavicsot használnak, míg a zúzott anyag felhasználás elsősorban az aszfaltgyártásra jellemző. Ugyanakkor az érdes felületű zúzalékból készült betonok egyes jellemzői (pl. a nyíró-, hajlítoszilárdság stb.) lényegesen kedvezőbbek, mint a kavics-betonoké. Ezért pl. a beton útburkolatok készítésével foglalkozó irányelvek előírják, hogy az útpálya típusától függően milyen arányban lehet kavicsot, ill. zúzott adalékanyagot használni (1.2. táblázat).

1.2. táblázat: Beton útburkolatok jellemzői

	Burkolatcsoport			
	IV.	III.	II.	I.
Út típus	autópálya, főút	alsórendű út	mezőgazdasági út	kerékpárút, gyalogút
Burkolat vastagsága, [cm]	20 – 50	20	15 – 18	12 – 15
A 4 mm feletti adalékanyag típusa	100% zúzott	50% zúzott + 50% kavics	100% kavics	
Cementadagolás, [kg/m <sup>3</sup> ]	350 – 370		300 – 350	



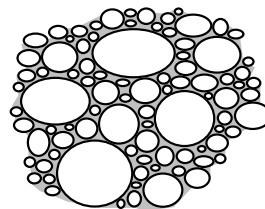
Az adalékanyagok minőségi követelményeivel foglalkozó szabványok (MSZ EN 932; 933) a kőanyagok tulajdonságait két csoportba sorolják:

- Kőzetfizikai tulajdonságok közé tartoznak azon jellemzők, melyek elsősorban a felhasznált anyag minőségével függenek össze, pl. a szilárdsági-, a hidrotechnikai- vagy a hőtechnikai-jellemzők;
- A halmaz és szemszerkezeti jellemzők közé azon tulajdonságok tartoznak, amelyek elsősorban az alapanyag kitermelése és feldolgozása (törés, osztályozás, és tisztítás) során alakulnak ki, ilyenek pl. szemeloszlás, szemalak, lemezességi szám stb.

Az ásványi anyagok építési célra való alkalmazhatóságát elsősorban **kőzetfizikai tulajdonságai** határozzák meg. Ezek egységes jellemzése érdekében a kőzeteket 4 minőségi csoportba (AA – DD) sorolják. Az ennél alapul vett kőzetfizikai jellemzők: az ütő-, és a kopószilárdság, valamint az időállósági, és fagyállósági vizsgálatok során mért minősítési értékek. A természetes aprózódású homokos kavics, a kőzetfizikai jellemzők szempontjából általában megfelel a betonkészítés igényeinek, de egyes feladatokra alkalmazott különleges betonokhoz (pl. könnyűbetonok; sugárvédő- és nehézbetonok; hő-, és tűzálló betonok; stb.) homokos kavicsot nem, vagy csak korlátozott mértékben lehet alkalmazni.

#### 1.1.2.1. Halmaz- és szemszerkezeti jellemzők

Az adalékanyag **szemeloszlásával** kapcsolatos követelményeket az indokolja, hogy a minél tömörebb beton készítése érdekében a nagyobb méretű szemcsék közti teret kisebbekkel kell kitölteni (1.1. ábra), annak érdekében, hogy minél kevesebb legyen a beton pórus és légbuborék-tartalma, valamint minél kisebb legyen a beton pépigénye és a víz/cement tényezője.



1.1. ábra. Kavicsbeton szerkezete

A betonkeverék pépigénye (cement + víz mennyisége) alapvetően a készítéséhez felhasznált szemcsés anyagok összfelületétől függ. Minél kisebb ugyanis a szemcse mérete, az egységnyi tömegrre vonatkoztatott fajlagos felülete annál nagyobb, ezért az összes felület bevonásának cementpép igénye függ az anyaghalmaz szemcseméret szerinti megoszlásától.

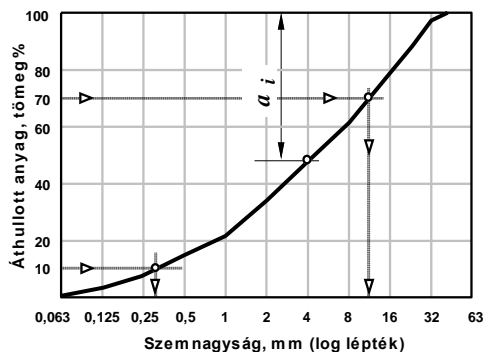
A **szemeloszlás vizsgálatokor** az anyagból kivett mintát szabványos méretsorú szitasoron átrostálják, majd lemérik az egyes lemezeken fennmaradó anyag tömegét. A mérés eredményeit megjelenítő szemeloszlási gör-

bén a rosta résznyílásának mérete függvényében (logaritmikus skálán) tömeg%-ban ábrázolják az egyes szitákon áthulló rész-mennyiségeket (lásd: 1.2. ábra).

Az anyagalmaz szemcse eloszlásának jellemzésére használható a **finomsági modulus** ( $m$ ):

$$m = \frac{D}{\sum_{i=0,063} a_i} / 100 \quad (1.1)$$

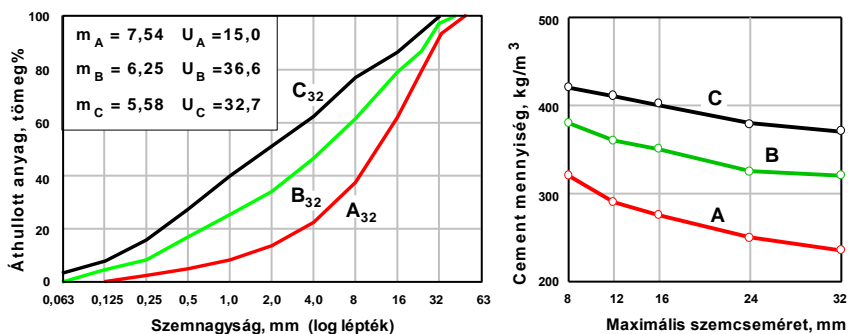
ahol:  $a_i$  – a rostasíkon fennmaradó anyag [tömeg%];  
 $D$  – legnagyobb szemcse-méret, mm-ben.



1.2. ábra. Szemeloszlási görbe

és az **egyenlőtlenégi együttható** ( $U$ ), azaz a 70, és a 10%-os áthulláshoz tartozó szemcseméretek (lásd: 1.2. ábra) hányadosa:

$$U = \frac{d_{70}}{d_{10}} \quad (1.2)$$



1.3. ábra. Az adalékanyag szemeloszlása és a beton cementigénye közötti kapcsolat

A finomsági modulus (1.1) értelmezéséből következik, hogy egy adott maximális szemcseméretű anyagalmaz esetén, minél kevesebb az apró szemcsék aránya, annál nagyobb a finomsági modulus ( $m$ ) értéke. A nagyobb finomsági modulushoz viszont, kisebb fajlagos szemcsefelület, és emiatt kisebb cementpép igény tartozik. Ez a kapcsolat jól szemléltethető a Műszaki Előírásban [3] megadott, „receptbetonok” javasolt összetételével. Ez az előírás tájékoztató jelleggel megadja, hogy a különböző maxi-

mális szemcseméretű (8, 12, 16, 24, 32 mm), szilárdsági osztályú (C6/8 - C25/30), és konzisztenciájú betonokat milyen mennyiségű cementből, vízből és adalékanyagból célszerű összekeverni, ha:

- a homokos-kavics folytonos eloszlású;
- a szemeloszlás megfelel a maximális szemcsemérethez megadott határgörbék (pl.: 1.3. ábrán: A32, B32, C32) valamelyikének;
- agyag-iszap tartalma legfeljebb 3 térfogat%.

A 1.3. ábrán bemutatott diagramok\* a Műszaki Előírás [3] táblázataiból kigyűjtött, 1 m<sup>3</sup> tömör beton elkészítéséhez szükséges cementigényt tartalmazza a beton maximális szemcsemérete és az adalékanyag szemeloszlása függvényében. Az ábrán jól látható, hogy:

- egy adott maximális szemcseméret esetén, a finomsági modulus csökkenésével növekszik a cementigény;
- a szemcseméret növekedésével a cementigény csökken, ezért célszerű mindig a lehető legnagyobb max. szemcseméretű adalékanyagból készíteni a betont (lásd még: 1.1.2.2. fejezet).

### 1.3. táblázat: Adalékanyag frakciók szemeloszlásának követelményei

Anyaghalmaz	Szemnagyság	A szitán áthullott anyag [tömeg%]		Osztály
		<i>D</i>	<i>d</i>	
Durva	$D/d \leq 2$ vagy $D \leq 11,2$ mm	85–100	0–20	G <sub>C</sub> 85/20
	$D/d > 2$ vagy $D > 11,2$ mm	80–100	0–20	G <sub>C</sub> 80/20
	$D/d > 2$ vagy $D > 11,2$ mm	90–100	0–15	G <sub>C</sub> 90/15
Finom	$D \leq 4$ mm és $d = 0$	85–100	–	G <sub>F</sub> 85
Term. szemmegoszlású, 0/8	$D = 8$ mm és $d = 0$	90–100	–	G <sub>NG</sub> 90
Keverék	$D \leq 45$ mm és $d = 0$	90–100	–	G <sub>A</sub> 90
		85–100	–	G <sub>A</sub> 85

A természetben előforduló ásványi nyersanyag szemeloszlása rendszerint nem felel meg a beton adalékanyag követelményeinek, ezért azt több, különböző szemcsehatáru frakcióból állítják össze. Az adalékanyag frakciókat (szemcsecsoportokat) azzal a halmazzal jellemző alsó (*d*) és felső (*D*)

\* A diagramokban feltüntetett adatok CEM 42,5 típusú cementtel kevert, kissé képlékeny konzisztenciájú, C20/25 szilárdsági osztályú betonra vonatkoznak.

szitamérettel (1.3. táblázat) jelölik, melynél kisebb, ill. nagyobb szemek mennyisége csak a szabványban [4] megadott arányban fordulhat elő.

### 1.1.2.2. A szemcsék méretével és alakjával kapcsolatos előírások

A homokos kavics **maximális szemcsemérete** azt a szemnagyságot jelenti, amelynél nagyobb méretű szemcse kavics esetén ( $D > 4 \text{ mm}$ ) csak a teljes anyaghalmoz legfeljebb 5 tömeg%-át, homoknál ( $D \leq 4 \text{ mm}$ ) csak az anyaghalmoz legfeljebb 10 tömeg%-át kitevő mennyiségben fordul elő.

A megengedett maximális szemnagyság függ:

- a beton felhasználási területétől:
  - feszített vasbeton szerkezetek esetén:  $D \leq 24 \text{ mm}$ ,
  - vízzáró vasbeton szerkezeteknél:  $D \leq 48 \text{ mm}$ ,
  - vízzáró tömegbetonoknál:  $D \leq 63 \text{ mm}$ ,
- a szerkezet legkisebb méretétől (H):
  - általában:  $D \leq H / 3$ ,
  - vízzáró szerkezeteknél:  $D \leq H / 4$ ,
- vasbeton vagy feszített vasbeton szerkezetnél a betonacél vagy a feszítőhuzal távolságától, ill. az előírt betontakarástól,
- szivattyús szállításnál a szállítóvezeték átmérőjétől.

Az előzőekben leírt szempontok betartásával, azonban mindig a lehetséges legnagyobb szemcseméretet célszerű alkalmazni, mivel – adott szilárdsági követelmények esetén – minél nagyobb a szemcseméret, annál kisebb az adalékanyag fajlagos felülete, ezért kisebb a beton cementigénye (lásd: 1.3. ábra) is.

A **szemcsék alakja** mind a friss, mind a megszilárdult beton tulajdonságait befolyásolja azáltal, hogy egyrészt az érdes felületű szemek között nagyobb a sűrűlódás, ezért nehezebben dolgozhatók be, másrészt a szemcsék és a cementpép közti tapadás is nagyobb, ami előnyösen módosítja a beton hajlító-, és nyírószilárdságát [5]. A lemezes vagy hosszúkás szemek viszont mind a bedolgozás, mind a nyomószilárdság szempontjából igen kedvezőtlenek.

A kőanyaghalmozok geometriai tulajdonságainak vizsgálatával, és minősítésével foglalkozó szabvány a 4 mm-nél nagyobb szemcsék alakjának jellemzésére kétféle vizsgálati módszert, és minősítési eljárást tartalmaz:

- A **lemezességi szám** meghatározásához először a mintát szűk szemcseméret frakciókra szétbontják, majd azokat a szabványban előírt méretű ún. résrostákon átszítva kiválaszthatók a lemezesnek minősíthető szemek. Ezután a lemezességi számot a résrosta-sorozattal leválasztott szemek tömegaránya adja meg.
- A **szemalak tényező** vizsgálatnál speciális „tolómérővel” megméri a szemcsék három, egymásra merőleges irányú méretét. Az alak megfelelő, ha a legnagyobb és a legkisebb méret aránya  $h / v < 3$ , míg ellenkező esetben a szemcse „lemezesnek” vagy „hosszúknak” minősül. A szemalak tényező értékét a hibás (lemezes vagy hosszúkás) szemcsék tömegaránya adja meg.

A szemcsealakra vonatkozó előírások a beton adalékanyagként felhasználható lemezes és a hosszúkás szemek arányát a készítendő beton szilárdságától teszik függővé, így pl. C20/25 vagy nagyobb szilárdsági jelű betonoknál nem szabad felhasználni azt az adalékanyagot, amelyben 20 tömeg%-nál nagyobb mennyiségben található lemezes és hosszúkás szem.

A töret szemcséinek alakja nemcsak a közet minőségétől, hanem az adott törőgépre jellemző igénybevételi módtól (nyomás vagy ütés) is függ. Így például az ütéssel dolgozó gépek töretének alakja általában zömök, míg a kizárólag nyomással aprító berendezéseknél a töretben gyakoriak a beton készítésére alkalmatlan hosszúkás vagy lemezes alakú szemcsék.

### 1.1.2.3. Tisztasági követelmények, vízfelvevő képesség

A tisztasági követelményekre vonatkozó szabvány az adalékanyagokat tisztaság szerinti osztályokba sorolja, és előírja, hogy – a tisztasági osztálytól függetlenül – a betonhoz felhasznált ásványi anyag szerves szennyezőanyagokat nem tartalmazhat.

A beton tervezés előírásai a szilárdsághoz rendelik hozzá a tisztasági követelményeket. Így pl. C25/30-nál nagyobb szilárdságú betont csak a legszigorúbb tisztasági osztályú (agyag-iszap tartalom  $\leq 3$  térfogat%) adalékanyagból szabad készíteni. Ez az oka annak, hogy egyre több betongyárban térnek át a mosott-osztályozott adalékanyag használatára, mivel az előírt minőségi igényeket csak az anyag mosásával lehet biztosítani.

Az adalékanyag **vízfelvételt** a közet porozitása határozza meg, és igen szoros kapcsolatban van a fagyállósággal, ami elsősorban a mélyépítési és

az útépitési betonoknál kiemelt fontosságú. Az adalékanyag akkor tekinthető fagyállónak, ha a teljes vízfelvétele kisebb, mint 5%. A vízfelvétel elsősorban közet minőségétől függ, de pl. a másodlagos nyersanyagként felhasznált zúzott beton aprításával nyert töretben a kisméretű szemcsék porozitása eltér az eredeti nyersanyag vízfelvételi képességétől.

### 1.1.3. A víz/cement tényező, a cement és a víz mennyiségének hatása

A beton szilárdságát befolyásoló tényezők közül kiemelt szerepe van a víztartalom és a cementtartalom arányát kifejező **víz/cement tényező**nek. Ez a tényező csak egy mennyiségi arány, a betonhoz szükséges víz és cement tényleges mennyisége az adalékanyag cementpép igényétől függ. Ez azt a cement + víz mennyiséget ( $c + v$ ) jelenti, ami ahhoz szükséges, hogy az adalékanyagvázat a cementpép teljes mértékben kitöltse. A pépigény függ a felhasznált adalékanyag és a cement szemcsék összfelületének „benedvesítéséhez” szükséges vízmennyiségtől, és a készítendő keverék konzisztenciájától. A pépigény alapján a beton lehet:

- **telített:** ha  $c + v =$  a pépigénnyel;
- **telítetlen:** ha  $c + v <$  a pépigénynél;
- **túltelített:** ha  $c + v >$  a pépigénynél.

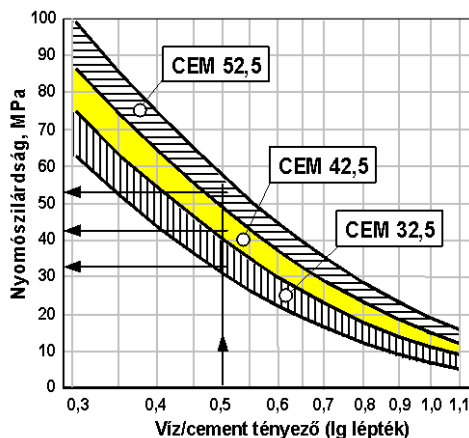
Adott víz/cement tényezőjű betonhoz szükséges víz mennyiség meghatározásakor két, részben ellentmondó szempontot kell figyelembe venni:

- A szemcsés anyagok belső sűrűlódása a felületük nedvesítésével csökkenthető, ezért a tömör (levegőmentes) beton készítéséhez a nagy víztartalom a kedvező.
- A pórustartalom csökkentéséhez viszont az elpárologtatható vízmennyiség, azaz a vízadagolás csökkentése szükséges.

A **cementekkel** kapcsolatos követelményeket (összetétel, mechanikai- és kémiai tulajdonságok stb.) az MSZ EN 197-1 (2004) szabvány tartalmazza. A hazai cementtípusok eltérőek fő alkotórészeikben (klinker, kohósalak, trasz, pernye stb.), azok arányaiban (portlandcement vagy heterogén cement), szilárdsági osztályukban (52,5; 42,5 vagy 32,5), ill. egyedi tulajdonságaikban (pl. szulfátálló cement). A különböző cement fajták a legfontosabb jellemzőik (kezdő-, és végszilárdság, utószilárdulás, hőfejlés stb.), és felhasználási területük tekintetében is eltérőek. Általában

minél nagyobb a cement szilárdsági osztálya\*, annál magasabb szilárdságú betonok készítésére alkalmas. A nagyobb szilárdságú cementeknek nagyobb a kötés közbeni hőfejlésük, ezért érzékenyebbek az utókezelésre, ugyanakkor téli betonozáshoz előnyösen alkalmazhatók.

Különböző szilárdsági osztályú cementtel készített betonok nyomószilárdsága és a víz/cement tényező kapcsolatát mutatja az 1.4. ábra [2]. Ebből a kapcsolatból következik, hogy ha (adott cement-adagolás esetén) a keverékbe – pl.: az adalékanyag víztartalma miatt – a tervezett értéknél több víz kerül, a beton szilárdsági jellemzői leromlanak. Ezért van egyre nagyobb szerepe a betongyártásban a nedvességtartalom korrigáló rendszereknek (lásd: 4.3.1.2. fejezet), valamint a bedolgozhatóságot javító (konzisztencia növelő) adalékszereknek, és ezért **tilos** a könnyebb szállíthatóság vagy bedolgozhatóság érdekében a keverék víztartalmát önkényesen megnövelni.



1.4. ábra. A beton szilárdság és a víz/cement tényező kapcsolata

#### 1.1.4. A beton nyomószilárdsága

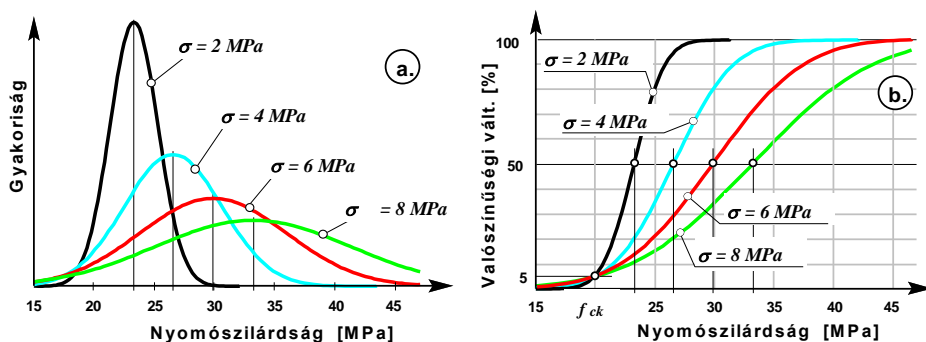
A beton tervezésekor a többféle szilárdsági jellemző (nyomó-, húzó-, hajlító-, nyíró-, ütőszilárdság stb.) közül többnyire a várható nyomószilárdságot vizsgálják, elsősorban a nyomószilárdság mérés viszonylagos egyszerűsége miatt.

A mérések alapján a nyomószilárdság egyenletessége Gauss-féle normális eloszlással jellemezhető, ezért az MSZ EN 206-1 a beton nyomószilárdságára ( $f_{ck}$ ) az 5%-os alulmaradási valószínűséghez tartozó szilárdsági jellemzőt fogadja el (1.5. ábra). A **betonösszetétel tervezéséhez**, a szab-

\* A szilárdsági osztály jelében szereplő szám a cement 28 napos nyomószilárdságának minősítési értéke, MPa-ban. Az egyes szilárdsági osztályokhoz tartozó minősítési értékek jól leolvashatók az 1.4. ábrán, a szabványos minősítő vizsgálatoknál alkalmazott víz/ cement tényezőhöz ( $v/c = 0,5$ ) tartozó metszések értékeiként.

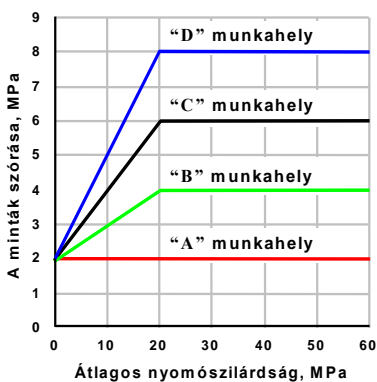
vány  $\sigma = 5 \text{ MPa}$  szórás felvételét javasolja, így a tervezendő beton átlagos nyomószilárdságának előírt értéke ( $f_{cm}$ ):

$$f_{cm} = f_{ck} + 1,645 \cdot \sigma \cong f_{ck} + 8 \text{ N / mm}^2 \quad (1.3)$$



**1.5. ábra. Különböző szórással gyártott betonok nyomószilárdságának eloszlása (a.) és valószínűségi változója (b.)**

A betonkeverék szilárdságának szórása a keverés minősége mellett, nagymértékben függ az adalékanyag előkészítés módjától, és a keverőtelep adottságától is (1.6. ábra).



- „A” – mosott-osztályozott adalékanyag
  - két homokfrakció (0-1 és 1-4 mm)
  - a vízadagolás korrigálása
- „B” – „A”, de szárazon osztályozott adalékanyag
- „C” – osztályozatlan adalékanyag, javító frakciókkal
  - adalékanyag adagolása térfogat szerint
  - rendszeres, minőség vizsgálat
- „D” – osztályozatlan adalékanyag
  - szabadonejtő keverőgép

**1.6. ábra. A betontelegek minősítése a termék szórásától függően**

A betonok szilárdsági osztályokba való sorolásakor (pl.: C30/37) a szabvány a 150 mm átmérőjű, 300 mm magas hengeres ( $f_{ck,cyl} = 30 \text{ MPa}$ ), ill. a 150 mm élhosszúságú kocka alakú ( $f_{ck,cube} = 37 \text{ MPa}$ ) próbatestek 28 napos nyomószilárdságának jellemző értékét használja. A kétféle próbatest közül – a nyomóvizsgálat szempontjából kedvezőbb geometriai arányai miatt – a hazai gyakorlatban a kockaszilárdságot szokás vizsgálni.

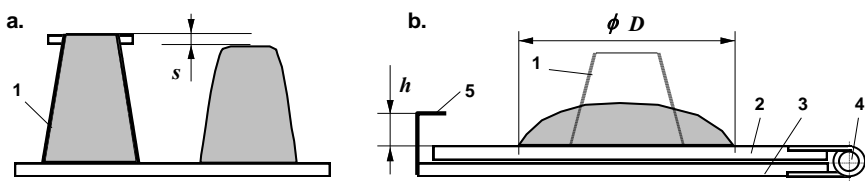


### 1.1.5. Konzisztencia mérőszámai és vizsgálati módszerei

A beton konzisztenciának elsősorban a beton bedolgozhatósága szempontjából van fontos szerepe, de emellett pl. a keverés teljesítmény szükségletére vagy a beton szállítási módjára is kihat. A keverék konzisztenciája függ a keverék víztartalmától, és az alkalmazott adalékszerektől\*, de az adalékanyag szemeloszlása, valamint a cement mennyisége és minősége is befolyásolják értékét.

A betonszabvány (MSZ EN 12350) négyféle konzisztencia vizsgálati eszköz alkalmazását, és azokhoz tartozóan 4 konzisztencia osztályt ad meg. A szabványos jelölés mellett (betű+sorszámjegy), a gyakorlatban használják a korábbi szabvány (földnedves, képlékeny stb.) elnevezését is.

A **roskadás** (S1...S4) vizsgálat eszköze egy csonka kúp palást, melyet a 1.7/a. ábrának megfelelően síklapra helyeznek, majd több rétegben betömörítve feltöltnek betonnal. Ezután a kúpot lehúzzák a betonról, és lemérik, hogy a betonkúp magassága (az eredetihez képest) milyen mértékben csökkent le. Ez, a mm-ben megadott magasságváltozás (ábrán:  $s$ ) a kúproskadás mérőszáma. Ezt a módszert olyan betonoknál lehet alkalmazni, melyekről a mérőedényt lehúzva a beton közel kúp alakú marad.



1.7. ábra. Roskadás (a.) és terülés (b.) vizsgálat módszere

1. mérőedény; 2. felső lap; 3. alsó lap; 4. csukló; 5. ütköző

A **terülés** (F1...F4) mérés (1.7/b. ábra) eszköze az „ejtőasztal”, amely egy csonka kúp alakú mérőedényből (2), és két – csuklóval (5) összekapcsolt – lapból áll (3, 4). A kúpot feltöltik betonnal, majd az edény eltávolítása után a felső lapot az ütköző (6) által meghatározott távolságra ( $h$ ) 15-ször felemelik, majd leejtik. A terülés mérőszáma a szétterülő beton két, egymásra merőleges irányú átmérőinek (mm-ben megadott) átlaga.

**Tömörítési mérőszám** (C1...C4) vizsgálatokor a betont egy hasáb alakú tartályba töltik, a betonfelszínt lehúzzák, majd a mérőedényben lévő be-

\* A képlékenyítő és folyósító szerekekkel elérhető, hogy a konzisztencia a vízadagolás növelése nélkül is (egy vagy két konzisztencia osztállyal) növekedjék.

tont vibrátorasztalon betömörítik. A tömörítési mérőszám\* értéke a tömörítés előtti és utáni betonmagasságok hányadosaként kapható meg.

**Vebe-idő** (V1...V4) méréssel a friss betonkeverék pép- és vízmegtartó-képességére lehet következtetni. A szabványos vizsgálathoz tartozó mérő-eszközzel azt a tömörítési időt mérik, amely alatt a beton felszínére helyezett átlátszó lemez alsó felületét teljesen bevonja a cementpép. A mért idő 0,5 s-ra kerekített értéke jelenti a Vebe vizsgálat mérőszámát.

Az egyes konzisztencia-osztályok jelölését, és a hozzájuk tartozó mérőszámokat az 1.4. táblázat tartalmazza.

**1.4. táblázat: Konzisztencia osztályok**

Tájékoztató megnevezés	Roskadás		Terület		Tömörítési mérőszám		Vebe-idő	
	Jel	[mm]	Jel	[mm]	Jel	[ - ]	Jel	[s]
alig földnedves							V0	> 31
földnedves			F1	< 340	C0	> 1,46	V1	30 - 21
kissé képlékeny	S1	10 - 40	F2	350 - 410	C1	1,45 - 1,26	V2	20 - 11
képlékeny	S2	50 - 90	F3	420 - 480	C2	1,25 - 1,11	V3	10 - 6
	S3	100 - 150	F4	490 - 550	C3	1,10 - 1,04	V4	5 - 3
folyós	S4	160 - 210	F5	560 - 620				
önthető vagy öntömörödő**	S5	> 220	F6	> 630				

### 1.1.6. A környezeti hőmérséklet hatása a betonkészítésre

A betonozási munkák ideális időjárás feltételei: 20 - 22°C hőmérséklet, ≈ 50% relatív páratartalom, és az alacsony szélesebbesség. A gyakorlatban ezek a feltételek csak rövid időszakokra teljesülnek, ezért az ideálshoz ké-

\* A konzisztencia jellemzésére a szakirodalom használja a „tömörödési tényezőt” ( $k_t$ ) is, amely a „tömörítési mérőszám” reciprokaként értelmezhető, így értéke  $k_t < 1$ .

\*\*Megnövelt finomrész tartalommal és speciális folyósítószerrel készített nagy területű keverék. Tömörítést nem igényel, nem hajlamos a szétosztályozódásra, a rendelkezésre álló teret bonyolult alakú zsaluzat esetén is fészkesedés nélkül kitölti. Alkalmazása: sűrű vasalású, nehezen tömöríthető szerkezetek; zajra vagy rezgésre érzékeny környezetben végzett betonozási munkák.

pest lényegesen alacsonyabb, ill. magasabb környezeti hőmérséklet mellett is kell betonozni. Ugyanakkor, mind a túl magas, mind a túl alacsony hőmérséklet hátrányosan befolyásolja a beton szilárdulását, és a végszilárdságát, ezért mindkét esetben különleges intézkedések szükségesek.

A **hideg időjárási viszonyok** esetén a legfontosabb teendő, hogy a betont meg kell védeni az első megfagyástól [6]. A betonban lévő víz megfagyása addig jelent fokozott veszélyt a beton további szilárdulására, míg a friss beton szilárdsága el nem éri a kritikus 5 MPa értéket, mivel ez alatt a beton nem képes felvenni a megfagyó víz térfogat-növekedéséből származó belső feszültséget, ezért megrepedezik. Mivel ezek a belső repedések – a víz felolvadása után – már nem képesek összezáródni, a beton maradó károsodásokat szenved. A kritikus 5 MPa eléréséhez szükséges idő függ az alkalmazott cement szilárdsági osztályától, a víz/cement tényezőtől, valamint a beton és a környezet hőmérsékletétől (1.5. táblázat).

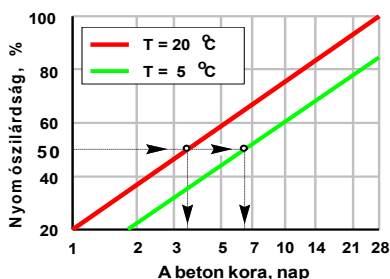
**1.5. táblázat: Az 5 MPa nyomószilárdsághoz tartozó szilárdulási idők**

Cement szilárdsági osztálya	Víz-cement tényező	Szilárdulási idő, [nap]	
		$T_{\text{beton}} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{beton}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
<b>52,5; 42,5 R</b>	0,4	1	1
	0,6	3	1
<b>42,5; 32,5 R</b>	0,4	1	1
	0,6	2	1
<b>32,5</b>	0,4	2	1
	0,6	5	2

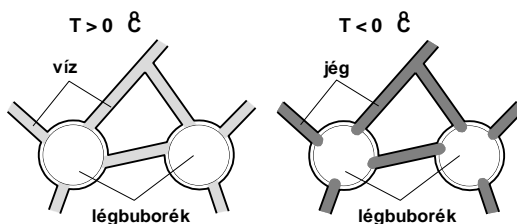
A beton hőmérséklete és a szilárdulási folyamat közti kapcsolat bemutatására készült 1.8. ábrán jól látható, hogy míg 20 °C-on a beton valamivel több, mint 3 nap alatt eléri a 28 napos szilárdságának a felét, addig ugyanekhez a szilárdsághoz 5 °C esetén kb. 7 nap szükséges.

A **hideg időben** végzett betonozási munkáknál szükséges intézkedések:

- nagy hőfejlesztésű, és szilárdságú cementek alkalmazása;
- a víz/cement tényező csökkentése, képlékenyítő adalékszerekkel;
- adalékszerek alkalmazása a víz fagyáspontjának csökkentésére;
- „meleg beton” készítése az adalékanyag vagy a víz melegítésével;
- a beton hideg elleni védelme (takarással vagy melegítéssel).



**1.8. ábra. A hőmérséklet hatása a szilárdulásra**



**1.9. ábra. Légpórusok szerepe a betonok fagyállóságában**

A fagyás-olvadás okozta igénybevételnek kitett betonszerkezetek (XF kitéti osztály) fagyállóságában kiemelt szerepe van a megszilárdult betonban lévő légpórusok alakjának és méretének. Nedves környezet hatására a kapilláris pórusok – méretük és hajszálcsovességük miatt – telítődnek vízzel, és ha a hőmérséklet a fagypont alá süllyed a kapillárisokban lévő víz megfagy. Az ekkor bekövetkező térfogat-növekedés miatti fagykár elkerülhető, ha a betonban elegendő mennyiségű mesterségesen bevitt légpórus van jelen. Ezek a hajszálcsoveket megszakíthatják, és teret adnak a kapillárisokban lévő jég kiterjedésének (1.9. ábra).

A szándékosan előidézett pórusokat *légpórusképző* adalékszerekkel hozzák létre. Hatására a levegő egyenletes eloszlásban, 50 - 300  $\mu\text{m}$  átmérőjű, gömb alakú légbuborékok formájában, kb. 3 - 6 térfogat-%-ban van jelen a betonban.

A *nagy melegben* végzett betonozási munkáknál a legnagyobb gondot a keverővíz gyors elpárolgása jelentheti [4]. Ha a párolgás sebessége eléri az 1 kg/m<sup>2</sup>/óra értéket, a következőkkel lehet a betont megvédeni a száradási zsugorodás következtében megnövekvő repedésképződéstől:

- a lehető legkisebb cementadagolás, kis hőfejlesztésű, lassan szilárduló heterogén cementek (pl. CEM II/A-V 32,5) alkalmazása;
- minimális víz/cement tényező és – a bedolgozhatóság érdekében – kötéskeleltető ill. képlékenyítő vagy folyósítók használata;
- a beton keverési hőmérsékletének csökkentése hideg víz vagy jég alkalmazásával;
- gyors bedolgozás, transzport betonnál a szállítás pontos ütemezése;
- a párolgás csökkentése párazáró bevonatokkal, legalább 10 napon keresztül a betonfelület ill. a zsaluzat nedvesen tartása.

- Ha az előzőekben leírt intézkedések nem történnek meg:
- a beton korai szilárdsága ugyan magasabb lesz, de lecsökken a vég-szilárdsága;
- megnövekszik a cement kötési sebessége, ami megnehezíti a beton szállítását, bedolgozását és fokozza a nemkívánatos munkahézagok képződését;
- leromlik a betonfelület (szín, textúra) egyenletessége.

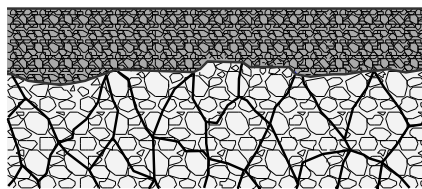
### 1.1.7. Cementtel stabilizált homokos-kavics alapréteg

Az alapréteg feladata az útpályaszerkezetre átadott forgalmi terhelés átvétele, és továbbítása a földműre. Az alapréteg többféle módon készülhet, melyek közül kiemelt szerepe van a keverőtelepen ( $CK_t$ ) vagy a helyszínen kevert ( $CK_h$ ) ún. „soványbetonoknak”, melyekre alacsony szilárdsági jellemzőik miatt már nem vonatkoznak a „beton szabvány” előírásai. Abban ugyanis a betonok legkisebb szilárdsági osztálya C6/8, míg a  $CK_t$ -re vonatkozó Útügyi Műszaki Előírás [7] szerint a „soványbeton” útalap jellemző szilárdsága ennél lényegesen kisebb (max. C3/4).

Az alacsonyabb szilárdsági követelmények ellenére a „soványbetonok” összetétele és minősítési módszere lényegében azonos a normál betonokéval, de a kisebb szilárdsági igény miatt cement-, ill. péptartalmuk lényegesen kisebb azokénál. A kis cementpép-tartalom miatt a beton telítetlen, ezért a  $CK_t$  – a bedolgozhatóság érdekében – magas víz/cement tényezővel készül. A hidraulikus kötőanyagú alapréteg utókezelésekor gondoskodni kell a felület folyamatos nedvesen tartásáról, ill. hideg időjárási körülmények között az alapréteg hővédő takarásáról.

A soványbeton alapréteg előnye a többi alapréteghez képest, hogy nagyobb teherbírása, egyenletesebb terheléelosztása; nem hajlamos utántömődésre; készítése és beépítése jól gépesíthető ezért egyenletesebb minőségben készíthető. Hátránya, hogy a kötési folyamat alatti zsugorodás hatására kialakuló repedések a ráhelyezett aszfaltburkolaton áttükröződhetnek. A „reflexió” repedések hatása korlátozható az alapréteg hézagolásával vagy az ún. *mikrorepesztéses* technológiával. Ez utóbbi eljárásnál a már merevvé vált, de teljesen még meg nem szilárdult alaprétegen nagy tömegű vibrációs hengert járatnak. A vibráció és a statikus terhelés együttes hatására a betonlemez széttöredezik (1.10. ábra).

A mesterségesen létrehozott mikroméretű hálós repedések nem nyílnak szét, hanem a betondarabok egymásba ékelődésével rugalmas, függőleges mozgást nem végző, ún. félmerev alapot alkotnak, és – megfelelő vastagságú burkolati réteg elterítése után – nem tükröződnek át a burkolat felületére.



**1.10. ábra. Mikrorepszett „soványbeton” burkolati alap**

## 1.2. Az aszfalt minőségét meghatározó jellemzők

A beton és az aszfalt összetevői között a lényeges eltérés a kötőanyagokban, és annak hatás-mechanizmusában van. A beton szilárdulása ugyanis a cement és a víz hidratációja révén megy végbe, a bitumen viszont egy olyan termoplasztikus kötőanyag, amely a környezeti hőfokra lehűlve szilárdul meg. A beton kötése vissza nem fordítható vegyi folyamat, ezért a bontott betonburkolat újrahasznosítása csak aprítás, osztályozás, majd ismételt kötőanyag hozzáadással lehetséges. Ezzel szemben az aszfalt megszilárdulása a bontott anyag felmelegítése után ismételten létrejön.

### 1.2.1. A bitumenek típusai, jellemzői

A **bitumen** a folyékonytól a szilárdig terjedő halmazállapotú, termoplasztikus tulajdonságú, többé-kevésbé polimerizált nagy molekulájú szénhidrogének halmaza. A természetben is előfordul, de az aszfalt készítésére szinte kizárólagosan a kőolaj feldolgozásából nyert, mesterséges bitument használgják.

Az útépitési bitumenekkel szemben támasztott általános követelmények:

- jól tapadjon az ásványi anyag felületéhez;
- megfelelő legyen a hőérzékenysége (alacsony hőmérsékleten ne váljon rideggé, magas hőmérsékleten túlzottan ne lágyuljon meg);
- a gyártási hőmérsékleten hőálló legyen;
- a kötőképességét és rugalmasságát hosszú ideig tartsa meg, vagyis lassan öregedjék.

Az útépitésben, és a burkolat felújítási munkák során többféle **bitumen fajtát** alkalmazhatnak. Ezek felhasználási területét egyrészt a keverék előállítási módja, másrészt a burkolat gyártási technológiája, és azon belül is a terítési hőmérséklete határozza meg.

- Az **útépítési bitumen** vagy útibitumen szobahőmérsékleten szilárd halmazállapotú. Elsősorban kevert aszfaltokhoz, a meleg- és forró eljárásos technológiáknál használják.
- A **modifikált bitument** az útépítési bitumenből készítik, különböző adalékokkal (polimerek, gumiadalékok) megváltoztatva a bitumen egyes tulajdonságait (pl.: töréspont csökkentése, tapadás javítása).
- A **hígított bitument** az útépítési bitumenből állítják elő, magas hőmérsékleten oldószer (gázolaj, petróleum, kerozin stb.) adagolásával. Csak az oldószer elpárolgása után kezd el megkötni, ezért a vele készült burkolat a forgalom tömörítő hatására utántömörödik. A hígított bitumen hideg vagy félmeleg eljárásokhoz és felújítási munkákhoz használható, de a hígításhoz felhasznált oldószer tűzveszélyessége miatt napjainkban egyre ritkábban alkalmazzák.
- A **bitumenemulzió** szobahőmérsékleten folyékony, kis viszkozitású diszperz rendszer, amely 50 - 65 tömeg%, 1 - 5 mikron nagyságú cseppekre oszlatott (diszpergált) bitumenből és 35 - 50 tömeg% vízből áll. Az emulziót kolloidmalmokban, emulgeálószer jelenlétében állítják elő. A bitumenemulzió kationaktív, azaz a bitumenrészecskék pozitív töltésűek. Az emulzió „megtörik” (azaz a bitumen és a víz szétválik), ha az ásványi anyaggal érintkezik. A kőzettel érintkezve az emulzióban lévő bitumen elektrokémiai kötással, jó tapadással vonja be az ásványi szemcséket.

A bitumenemulzió egyik legfontosabb jellemzője a törési idő, melyet az emulgeáló szer mennyiségével lehet befolyásolni. A törési idő alapján lehetnek gyorsan, közepesen és lassan törő emulziók.

### 1.2.2. Az aszfalt adalékanyagával szembeni követelmények

Az aszfalt kövázát képező **adalékanyag** általában természetes eredetű ásványi kőzet, de alaprétegbe vagy kis forgalmú burkolati rétegbe ipari melléktermékek (pl. granulált kohósalak, zúzott beton stb.) is használható. Többnyire mesterségesen aprított kőzetet használnak, de kisebb terhelésű utakhoz a homokos-kavics is alkalmazható. Az adalékanyagra vonatkozó kőzETFizikai jellemzők nagyrészt azonosak az 1.1.2. fejezetben leírtakkal, de pl. a kopórétegnél használt zúzalék minősítésekor a polírozódási hajlamot, és az abrázációs kopásnak mértékét is vizsgálni kell.

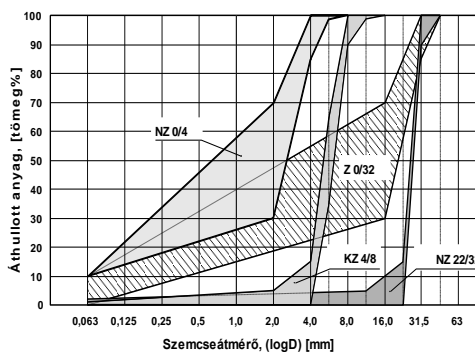
Egy adott útépítési feladathoz felhasználható zúzottkő termékekkel szembeni követelményeket a forgalmi terhelés, az adott pályaszerkezeti réteg helye (alap-, kötő- vagy kopóréteg) szabja meg. Ezek ismeretében lehet

eldönteni, hogy az adott burkolattípushoz milyen közetfizikai osztályba sorolt zúzottkő termékek\* alkalmazhatók. Az útépítéssel foglalkozó előírások erre vonatkozóan részletes tájékoztatást adnak, de általában:

- autópályákhoz, és főutakhoz: AA vagy BB osztályú,
- alsóbbrendű utakhoz: legalább CC osztályú,
- alaprétegekhez: CC vagy. DD minőségű zúzott termékek kelljenek.

A legfontosabb halmaz és szerkezeti jellemzőkre vonatkozó [8] követelmények a következők:

- A zúzott kőanyagokra vonatkozó előírás 3 termékosztályt, ill. azokon belül több szemcsecsoportot különböztet meg. Az egyes termékosztályok az osztályozás minőségi jellemzőiben és a frakció határokból térnek el egymástól:



**1.11. ábra. Útépítési zúzottkővek előírt szemeloszlása**

- a szemcsecsoportok választéka:
  - KZ (különleges zúzalék): 2/4; 4/8; 8/11; 11/16; 16/22; 22/32;
  - NZ (nemes zúzalék): 0/2; 0/4; 4/11; 11/22; 22/32;
  - Z (zúzalék): 0/4; 0/11; 0/22; 0/32;
- a frakciók alsó ill. felső mérethatárához tartozó részmennyiségek megengedett értéke (lásd: 1.11. ábra),
- a szennyezésnek minősülő 1; 0,1; 0,063 és 0,02 mm-nél kisebb szemcsék mennyiségi korlátai.
- A zúzott kőanyagok szemalak vizsgálata a  $\geq 5$  mm szemekre vonatkozik. Az előírás a „hibás” szemcsék megengedett mennyiségét a termék kategóriától függően adja meg (1.6. táblázat).

#### 1.6. táblázat: A megengedett „hibás” szemcsék mennyisége

Termékosztály	KZ	NZ	Z
Megengedett mennyisége, tömeg%	20	50	70

\* A hazai kitermelésű bazalt, és andezit teljesíti az AA, ill. a BB kategóriára vonatkozó előírásokat.



- Az töltőanyag (filler) szemcseméretére vonatkozó előírás, hogy a 0,125 mm-es szitaszöveten átesett mennyiség  $\geq 85\%$  legyen.
- A természetes aprózódású homok frakció agyag-iszap tartalma is korlátozott, mivel az a szárítódobban ráéghet a nagyobb szemekre, ami leronthatja a bitumen tapadását.

### 1.2.3. Aszfaltok jellemző típusai

Az aszfaltokat közös tulajdonságaik többféle módon lehet rendszerezni:

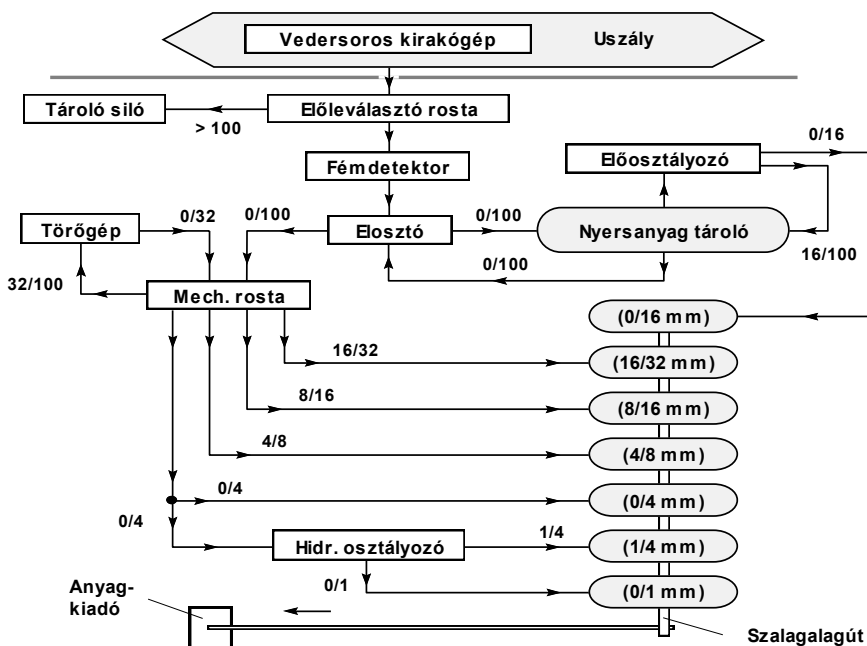
- A burkolati réteg helye alapján lehetnek: alap-, kötő-, zárórétegek;
- Az adalékanyag összetételtől függően lehetnek:
  - Folytonos vagy kihagyásos eloszlásúak;
  - Különböző maximális szemcseméretűek (ez a megnevezésben is szerepel, pl. az AC-16 jelű aszfaltbetonnál:  $d_{max} = 16$  mm);
- Az aszfalt készítésnél alkalmazott hőmérséklettől függően lehetnek:
  - **Hideg** eljárással a permetezéssel felületi bevonatok, valamint a hidegen kevert önterülő felületi bevonatokat készíthetők. Kötőanyaguk: bitumenemulzió vagy modifikált bitumenemulzió.
  - A **félmeleg** eljárás (80 - 120 °C) a felületi bevonatokra és a makadám burkolatokra jellemző.
  - **Meleg** eljárással, 160 - 210 °C hőmérsékleten gyártják a burkolat készítésnél általánosan használt hengerelt aszfaltokat.
  - **Forró** eljárással (180 - 240 °C) gyártott öntöttaszfaltok a kőváz hézagterfogatát meghaladó mennyiségű bitumennel készülnek, ezért önterülők, de hőérzékenyséjük nagyobb az előzőeknél.
- Az alapanyagok keverési technológiája alapján megkülönböztethetünk keveréssel, ill. permetezéssel készülő burkolatokat.

## 2. Törőgépek

A természetben előforduló ásványi anyagok többnyire nem felelnek meg a beton adalékanyagára előírt minőségi követelményeknek, ezért azt a felhasználáshoz elő kell készíteni. Az adalékanyag előkészítés műveletei:

- a túlméretes szemcsék aprítása,
- az anyaghalmoz méret és anyagminőség szerinti szétválasztása,
- az adalékanyag tisztítása

Az adalékanyag előkészítését gazdaságossági és környezetvédelmi szempontokból is célszerű az anyag kitermelésének helyszínén elvégezni. Egy ilyen, folyó mellé telepített homokos-kavics feldolgozótelep folyamatábráját mutatja 2.1. ábra.



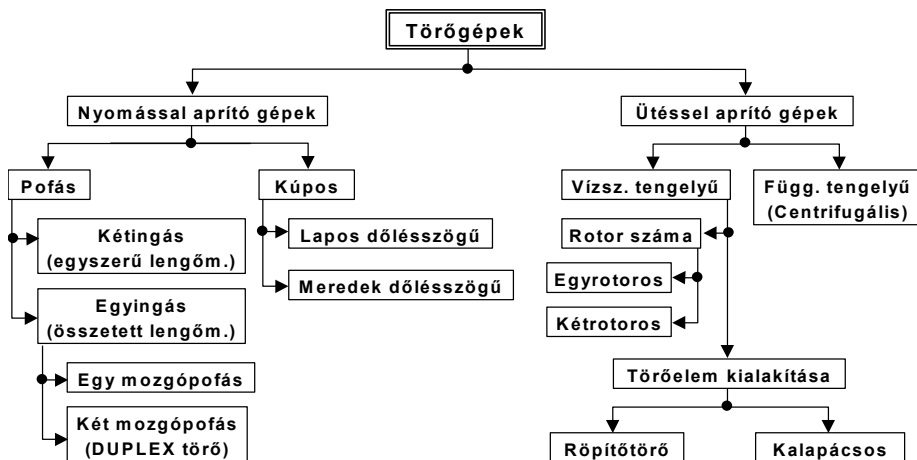
2.1. ábra. Törő-osztályozó telep technológiai folyamata

Az aprításon azt a műveletet értjük, amely a szilárd anyagok egyes darabjaiból kisebb méretű szemcséket állítanak elő. Az aprítógépek a termék jellemző mérete alapján két csoportba sorolhatók, a cm nagyságrendű töretet előállító **törőgépekre**, és a legfeljebb mm nagyságrendű terméket őrléssel előállító **malmokra**. Az adalékanyagok előkészítése elsősorban törési műveletet igényel, ezért a jegyzet csak a különböző törőgép típusok

szerkezeti változataival, és üzemi jellemzőik meghatározásának módszerével foglalkozik.

## 2.1. Törőgépek rendszerezése, alaptípusok szerkezeti kialakítása

A szilárd anyagok aprítása – az igénybevételi mód szempontjából – többféle mechanikai eljárással (nyomás, ütés, nyírás stb.) végezhető el. Ezek közül elsősorban az aprítandó anyagdarabok mérete és szilárdsági jellemzői a meghatározók abban, hogy az adott anyagnál milyen módszert célszerű alkalmazni. Az adalékanyagként használt kőzetekre jellemző, hogy azok nagy szilárdságú, kemény, rideg és többnyire nagy koptatóhatású anyagok. Ezek aprítására a legalkalmasabbak a nyomással, valamint a dinamikus igénybevétellel (ütés, ütközés) aprító gépek. Mindkét gépcsoporthoz többféle, szerkezetieltérő kialakítású gép tartozik, rendszerezésük a 2.2. ábrán látható.



2.2. ábra. Törőgépek rendszerezése

A különböző típusú törőgépek alkalmazási területét meghatározó legfontosabb tényezők:

- a gépbe feladható anyag jellemző mérete;
- az aprított termék jellemző mérete, aprítási fok;
- a töret szemszerkezeti összetétele;
- a töret szemcséinek alakja;
- a berendezés szerkezeti és üzemi jellemzői;
- a gép teljesítőképessége.

Az aprítási folyamatoknál a feladott anyag, ill. a töret jellemző mérete szempontjából háromféle aprítási fokozatot szokás megkülönböztetni:

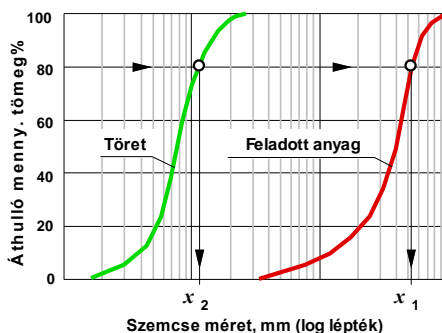
- A durva aprítást elsősorban kőbányákban, elsődleges törésre alkalmazzák. A feladott kőzet jellemző mérete 300 - 1800 mm, a töreté 50 - 150 mm.
- A közepes aprításnál a feladott anyag jellemző mérete 50 - 300 mm, a töreté 5 - 50 mm. Ez az aprítási fokozat jellemző a kőbányák utótörő berendezéseire, valamint a homokos-kavicsot feldolgozó törőosztályozó telepekre is.
- A finom aprítással előállított töret  $\leq 5$  mm, de ezt az aprítási fokozatot a beton adalékanyagának előkészítésére – néhány kivételtől eltekintve – nem alkalmazzák.

Az egyes törőgép típusok felhasználási területét nagymértékben befolyásolja az a körülmény, hogy az adott géptípusra jellemző alapvető igénybevétellel (nyomás vagy ütés) egyidejűleg, milyen jellegű kiegészítő terhelések érik még a törőgépbe kerülő anyagot. Ha a gépbe feladott kőzet lemezes törésre hajlamos (pl.: egyes mészkő típusok), a kizárólag nyomással aprító berendezések töretében gyakoriak a hosszúkás, lemezes szemek, ezért ezek a géptípusok csak előtörésre vagy durva aprítási fokozatra alkalmasak.

Az aprítást a gépre feladott anyag ( $x_1$ ), és a kihulló töret jellemző méretének ( $x_2$ ) arányát kifejező *aprítási tényezővel* jellemzik:

$$i = \frac{x_1}{x_2} \quad (2.1)$$

A „jellemző méret” mind a gépre feladott kőzet, mind a termék esetén a szemeloszlási görbében (2.3. ábra) a 80%-os áthulláshoz tartozó méretet jelenti.



**2.3. ábra. Jellemző szemcseméret értelmezése**

Az aprítási fok az adott berendezés kialakítása mellett, függ a gép működési elvétől is. Így pl. a nyomó igénybevétellel üzemelő törőgépek általában alacsonyabb tartományban ( $i \leq 10$ ) üzemelnek, míg a dinamikus hatással aprító törőknél többnyire nagyobb aprítási tényezőt alkalmaznak.

A törőgépek változatos szerkezeti kialakításuk ellenére rendelkeznek néhány olyan jellegzetes funkcióval, ill. azok megvalósításához szükséges szerkezeti elemmel, melyek a törőgépek többségénél megtalálhatók, ezek:

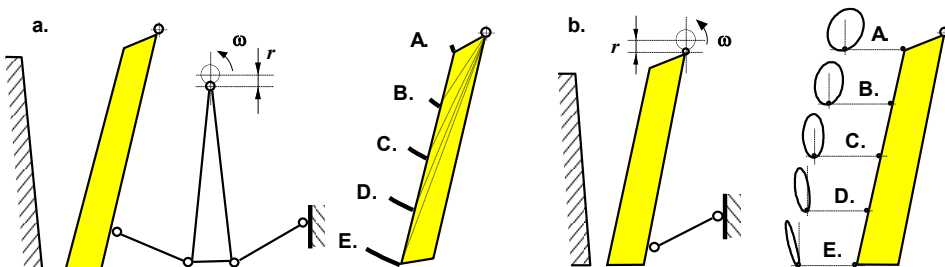
- a töret jellemző méretének, ill. szemeloszlásának állíthatósága;
- túlterhelés elleni védelem, ami – a kőzeteknél nagyobb szilárdságú anyagok (pl. acél tárgy) törőtérbe kerülése esetén – megakadályozza a gép nagy értékű szerkezeti részeinek tönkremenetelét;
- a törőelemek cserélhetősége (ill. utánállíthatósága), melyet a nagy igénybevétel hatására fellépő intenzív kopás tesz szükségessé.

A törőgépek fejlesztésére napjainkban kétféle irány figyelhető meg:

- A hagyományos törőgépek korszerűsítésére elsősorban az üzemeltetési feltételek javításával kapcsolatos automatizálási feladatok, ill. az aprítási folyamat szabályozása (résnyílás változtatás, automatikus kopásutánállítás stb.) a jellemző.
- Építőipari hulladékok és épületbontásból származó anyagok aprítására szolgáló sajátos kialakítású törőgépek kifejlesztése.

### 2.1.1. Pofás törőgépek

A pofás törőgépek a két törőpofa közé kerülő anyagot az alsó résnyílásnak megfelelő méretre aprítják. A pofa mozgása szerint lehetnek egyszerű vagy összetett lengőmozgásúak. Az előbbinél (2.4/a. ábra) a pofa minden pontja köríven mozog, mivel a annak felső pontja csuklóra van felfüggesztve, és az alsó részére bekötött, excenterrel hajtott inga rudazat mozgatja. Ezt a típust – a két lengőmozgású szerkezeti elem (a törőpofa és a hajtóinga) miatt – kétingás törőgépnek is nevezik, szemben a másik alaptípussal, melynél csak a mozgópofa végez lengőmozgást.



**2.4. ábra. A pofa mozgáspályája a pofás törőgépek alaptípusainál**  
a./ kétingás (egyszerű lengőmozgású), b./ egyingás (összetett lengőmozgású)

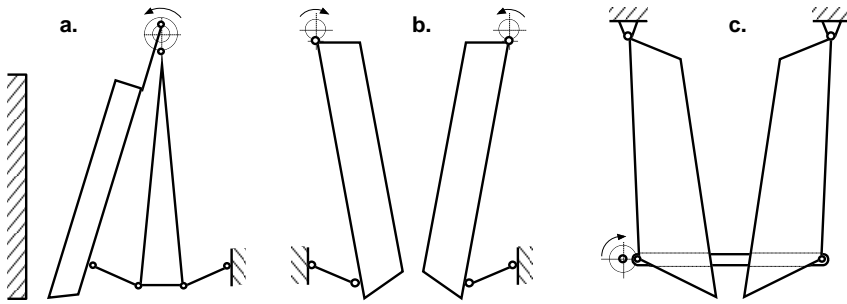
Az összetett lengőmozgású, egyingás gépnél (2.4/b. ábra) a pofa felső bekötési pontja az excenteres tengelyre való felfüggesztésnek megfelelően körpályán, míg a nyomólap megtámasztásnál lévő pontja köríven mozog. A kétféle kényszer eredőjeként a törőpofa felületének pontjai (ábrán: A ... E) más és más alakú, ellipszishez hasonló mozgáspályát írnak le.

A két típushoz eltérő mozgásviszonyok tartoznak, ami kihat a kétféle berendezés aprítási módjára is:

- A kétingás gépek elsősorban nyomó igénybevétellel aprítanak, míg a másik típusnál – az összetett mozgás miatt – a nyomás mellett a nyíró- és dörzsölő igénybevétel is hozzájárul a pofák közé adagolt anyag töréséhez. Ennek (valamint a bordákkal ellátott törőpofák okozta hajlító igénybevétel) eredményeként az egyingás gépeknél:
  - a töret alakja jobban megközelíti az ideális „gömb” alakot;
  - a töret és a pofák között nagyobb megcsúszások jönnek létre, ezért nagyobb mértékű a pofák kopása.
- Az egyingás törőgépeknél a mozgópofa (törés irányú) elmozdulása a gép garatnyílásánál (2.4. ábrán: A. pont) a legnagyobb, így ez segíti a gépre feladott anyag behúzását, míg a kétingás gépeknél a garatnál jön létre a legkisebb elmozdulás.

A hagyományos pofás törőgépek többnyire a 2.4. ábrának megfelelő szerkezeti elrendezésűek, de ezek mellett gyártanak olyan berendezéseket is, melyeknél a pofa mozgatási módja eltérő, például:

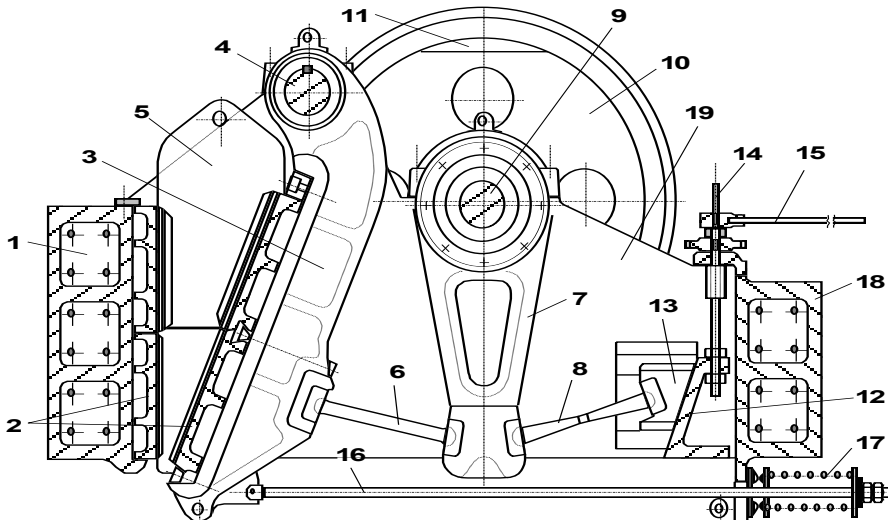
- A kombinált hajtású gépnél (2.5/a. ábra) a pofát mozgató mechanizmus egy kettős excenteres tengely segítségével a törőlapot nemcsak a hajtóingán, hanem a felső bekötési pontján keresztül is mozgatja. A mozgató mechanizmus arányainak megfelelő megválasztásával elérhető, hogy a pofa minden pontjának elmozdulása közel azonos legyen.
- A 2.5/b. és /c. ábrán bemutatott mindkét gépnél a két törőelem egymással szemben szinkron-mozgást végez. Ennek következtében a mozgópofák vízszintes erői egymást kiegyenlítik, ezért a gépvázon keresztül kisebb dinamikus terhelés adódik át a környezetnek. Másrészt törési fázisban nem csúszik meg a pofák közé zárt anyag, ezért a törőelemek kopási viszonyai is kedvezőbbek. Az „alsó hajtású” gépnél – a pofákat összekötő heveder révén – a törőpofák egyszerű lengőmozgást, míg a „DUPLEX” elnevezésű berendezés mindkét törőeleme összetett lengőmozgást végez.



### 2.5. ábra. Sajátos kialakítású pofás törőgépek

- a./ kombinált hajtású törőgép; b./ két-mozgópofás gép (DUPLEX);  
c./ alsó hajtású két-mozgópofás gép.

A 2.6. ábrán látható **kétingás pofás törőgép** törőterét minden oldalról 2-2 darabból álló, cserélhető kopóbetét (2, 5) burkolja. A gép vázszerkezeteként kialakított állópofán (1), valamint a mozgópofán (3) elhelyezett kopólemezek (2) hosszbordákkal készülnek, ezért a törőterbe kerülő kőzetet nyomás mellett nyíró- és hajlítógénybevétel is éri. A gép vázszerkezete (1, 18, 19) csavarokkal összefogott, acélöntvényből készült.

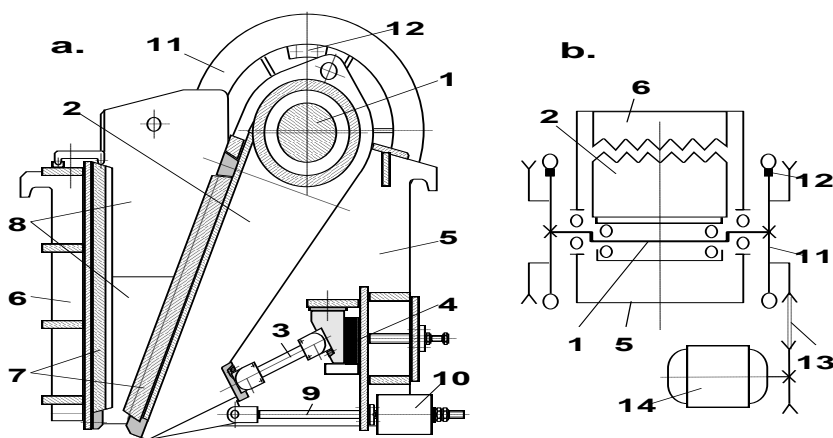


### 2.6. ábra. Kétingás törőgép (AGJ)

1. állópofa támasz, 2. kopólemezek, 3. mozgópofa, 4. függesztő te ngely, 5. betétlemez, 6. első nyomólap, 7. hajtóinga, 8. hátsó nyomólap, 9. excenteres tengely, 10. ékszíjtárcsa, 11. kiegyensúlyozó tömeg, 12. résznyílás állító ék, 13. ékház, 14. ékállító csavarorsó, 15. mozgatókar, 16. húzórud, 17. rugó, 18. hátlap, 19. oldallap.

A pofa (3) lengőmozgását a vázszerkezet oldallapjain (19) csapágyazott függesztő tengely (4), illetve az alsó részére feltámaszkodó, három tagból álló csuklós mechanizmus (6, 7, 8) egy excenteres tengelyen (9) keresztül biztosítja. A résnyílást a hátsó nyomólapot (8) megtámasztó ékrendszerrel (13 -15) lehet beállítani a kívánt értékre. A hátsó nyomólap könnyített kivitelű, így az biztonsági elemként is szolgál. A mozgó pofát a gépvázhoz (18) kapcsoló rudazatnak (16) és az előfeszített rugónak (17) a gép üresjáratában van szerepe, mivel ez biztosítja, hogy ha a törőtérben nincs anyag, a mozgásból származó tömegető hatására ne tudjon az oly mértékben kilendülni, hogy a csuklós megtámasztású nyomólapok (6, 8) kieszenek a gépből.

A 2.7. ábrán egy hegesztett vázszerkezettel készített **egyingás pofás törőgép** látható. A pofa összetett lengőmozgásának megfelelően, a hajtótengely (1) excenteres része a mozgópofa (2) felső pontjában van csapágyazva, míg a pofa alsó részét egy csuklós kialakítású nyomólap (3) támasztja – a résnyílás beállítását szolgáló betétlemezeken (4) keresztül – a gép vázszerkezetéhez.



**2.7. ábra. Egyingás törőgép metszete (a.) és a hajtása (b.)**

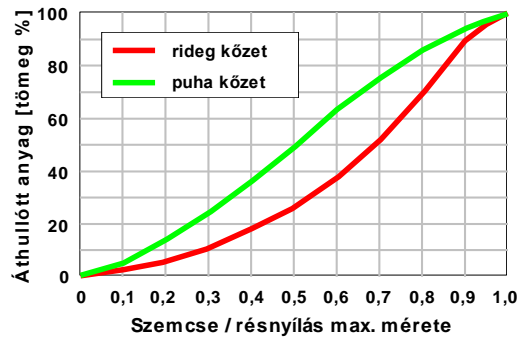
1. excenteres tengely, 2. mozgópofa, 3. nyomólap, 4. betétlemez, 5. vázszerkezet, 6. állópofa, 7. kopólemezek, 8. oldalsóvédő lemez, 9. húzórudd, 10. rugóház, 11. ékszíjtárcsa, 12. kiegyensúlyozó tömeg, 13. ékszija, 14. motor

A 2.7. ábrán bemutatott gépnél – a motor tetszőleges elhelyezése érdekében – az excenteres tengely (1) mindkét végén elhelyeztek egy-egy ékszíjtárcsát (11), amelyek egyúttal a lendkerék szerepét is ellátják. A lendítőkerekes hajtást a berendezés ciklikus üzeméből adódó, nagymértékben változó terhelés teszi szükségessé. Az ékszíjtárcsákra



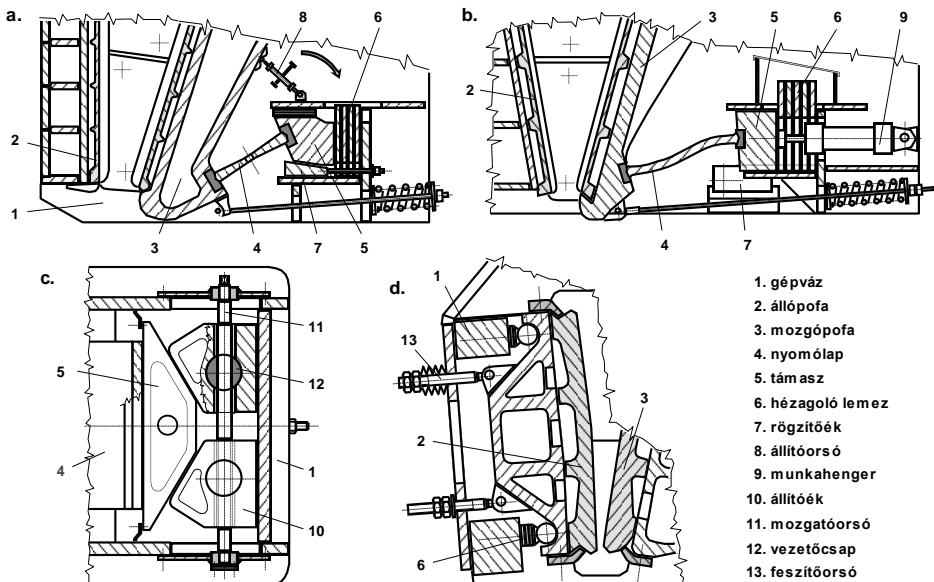
felszerelt kiegyensúlyozó tömegek (12) a főtengely és a mozgópofa tömegeirőnek kiegyenlítésére szolgálnak.

A pofás törőgépekből kikerülő **töret** legnagyobb mérete függ a résnyílás maximális értékétől. A termék szemeloszlását alapvetően a gépbe feladott anyag minőségi jellemzői (elsősorban a keménysége) befolyásolják (2.8. ábra), de a töret összetételére hatással lehet a mozgópofa lengésszáma is (lásd: 1.2.4. fejezet).



2.8. ábra. Töret szemeloszlása

A **résnyílás változtatását** a pofás törőgépek többségénél a mozgópofa helyzetének változtatásával (2.9/a. - c. ábrák) oldják meg, de egyes berendezéseknél az állópofa helyzetét lehet betétlemezekkel módosítani (2.9/d. ábra).



2.9. ábra. A résnyílás állítása pofás törőgépeknél

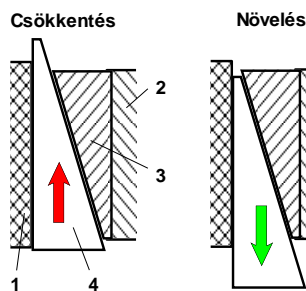
a, b./ betétlemezzel, c./ ékes mechanizmussal, d./ az állópofa elmozdításával

A résnyílás megváltoztatásakor a mozgópofa elmozdítása csavarorsóval (8) vagy munkahenger segítségével (9) végezhető el. Ezen elemek csak a

támasz (5) tehermentesítésére szolgálnak, mivel az üzem közben a terhelést a támasz és a résállító betétlemezek (6) adják át a gépváznak. Ezért a résnyílás beállítása után a támasz helyzetét ékkel (7) rögzítik, majd a csavarorsót, ill. a munkahengert tehermentesítik.

A pofás törőgépeknél gyakori megoldás, hogy a mozgópofát megtámasztó hátsó nyomólap egyúttal a **biztonsági elem** feladatát is ellátja, ezért a berendezést úgy méretezik, hogy a leggyengébb elem a nyomólap legyen. Ennek érdekében a nyomólap könnyített keresztmetszetű (2.9/b. ábra), íves kialakítású (2.9/c. ábra), vagy nyírócsapokkal összekötve, két darab-ból gyártják. Így rendkívüli terhelés esetén először a nyomólap eltörik, emiatt a törőtér szétnyílik, és a túlterhelést okozó nagyszilárdságú idegen anyag kiesik a berendezésből.

Az előzőekben ismertetett megoldásoknál a résnyílás beállítása csak a gép álló helyzetében végezhető el, de egyes korszerű gépeknél a töret mérete üzem közben is módosítható. Ezeknél a berendezéseknél a mozgópofát megtámasztó nyomólap (2.10. ábrán: 2) egy olyan ék-páron (3, 4) keresztül támaszkodik a gépvázhoz (1), melynek egyik eleme (4) hidraulikus munkahengerrel elmozdítható. Ez a megoldás a túlterhelés elleni védelmet is ellátja, mivel az éket mozgó munkahenger hidraulikus körébe beépített nyomáshatároló túlterheléskor kinyit, a résnyílás a lehető legnagyobb értékre áll be, így a túlterhelést okozó anyag kieshet a törőtérből.



**2.10. ábra. Automatikus résállítás**

1. gépváz, 2. nyomólap, 3. támasztóék, 4. állítóék

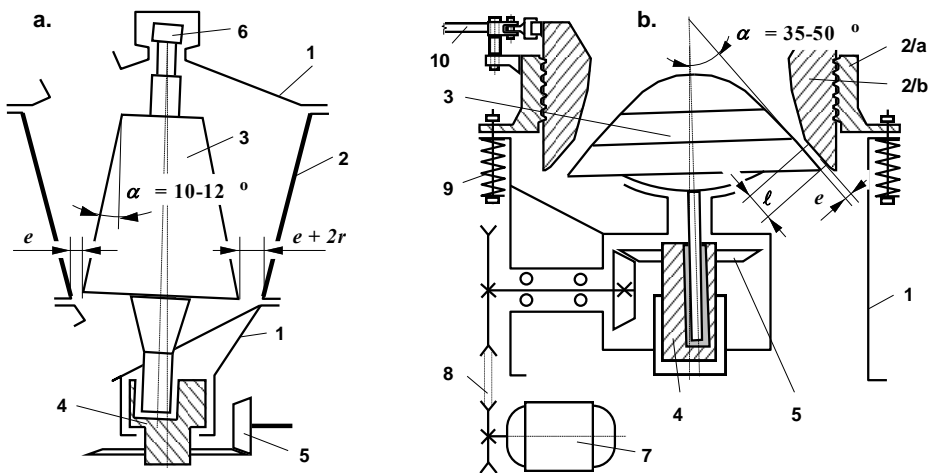
A nyomással üzemelő törőgépekre – a lefelé keskenyedő ék alakú törőtér miatt – jellemző, hogy a legnagyobb mértékű **kopás** mindig a törőtér alsó részén, a legkisebb méretű kőzetdarabok aprításánál jelentkezik\*. Az ürítőtér felületének kopása a résnyílás növekedésével jár, amit kezdetben a rés uránállításával lehet korrigálni, míg nagymértékű elhasználódás után a kopóbetéteket kell kicserélni. Az egyenlőtlen kopás miatt a kopóbetéteket több darabból is készülnhetnek, így azok külön-külön is cserélhetők.

\* Lásd még: 2.2.1. fejezet.

### 2.1.2. Kúpos törőgépek

A kúpos törőgépek egy álló és egy excenteres perselyen keresztül mozgott forgó kúp között, elsősorban nyomó igénybevétellel aprítják a törőtérbe gravitációs úton beadagolt közetet. Aprítási folyamatuk hasonló a pofás törőgépekéhez, de nem ciklikusan, hanem folyamatos üzembn aprítanak. A törőkúp forgása közben ugyanis annak egyik fele állandóan közeledik az állókúphoz (törési fázis), míg a másik mindig távolodik attól (ürítési fázis).

A kúpos törőgépek két változata (2.11. ábra) közül az építési zúzott kőanyagok előállítására többnyire a meredek dőlésszögű törőgépeket (más néven: „gombatoróket”) alkalmazzák, elsősorban a töretük kedvezőbb szemcsealakja miatt.



**2.11. ábra. Kúpos törőgépek szerkezeti változatai**

a./ meredek dőlésszögű, b./ lapos dőlésszögű (gombatoró)

1. gépváz, 2. állókúp, 3. mozgókúp, 4. excenter, 5. kúperék áttétel, 6. csuklós megtámasztás, 7. motor, 8. ékszíjhajtás, 9. csavarrugó, 10. karos mechanizmus.

A (meredek, ill. lapos dőlésszögű) nemcsak az eltérő hajlásszögekben, hanem az ürités módban és a felhasználási területükben is különböznek:

- A meredek dőlésszögű gépek, az álló- és mozgókúp hajlásszögei, a törőtér keresztmetszete, és a törési folyamatuk is az egyszerű lengőmozgású pofástörőkéhez hasonlít (2.11/a. ábra). Ezzel szemben a lapos dőlésszögű gépeknél a törőtér nem függőleges, hanem ferde helyzetű trapéz, ezért a gépből kihulló töret nem szabadeséssel, ha-

nem a törökúpok alján kialakított párhuzamos zóna (2.11/b. ábrán:  $\ell$ ) mentén lecsúszva hagyja el a gépet.

- A meredek dőlésszögű gépből kihulló töret legnagyobb mérete az  $e$  és az  $e+2r$  tartományban változik (lásd: 2.11/a. ábra). Ezzel szemben a „gombatörőkből” a törökúpok közti legkisebb távolságnál ( $e$ ) nagyobb szemcse nem képes kiesni, mert a törökúp fordulatszámát úgy választják meg, hogy egy fordulat ideje kisebb legyen, mint ami a szemcsének a párhuzamos zónán való lecsúszásához szükséges.
- A lapos dőlésszögű gépeknél a párhuzamos zónán áthaladó szemcséket jelentős mértékű nyíró-dörzsölő hatás is éri, ezért a „gombatörőből” kihulló anyagalmaz sokkal egyenletesebb szemeloszlású, és a töret szemcséinek alakja is jobban megközelíti az adalékanyagokkal szemben támasztott követelményeket. A meredek dőlésszögű gépek viszont főleg nyomó igénybevétellel aprítanak, ezért ezeket a kőbányákban előtörésre\* használják.

A **lapos dőlésszögű törőgépek** különböző változatai a törökúp hajtása (motor, ékszíjhajtás, kúperék áttétel) tekintetében hasonlóak, ugyanakkor lényeges eltérés van köztük a résnyílás változtatása, ill. a biztonsági berendezés tekintetében, ami kihat a gép szerkezeti kialakítására is:

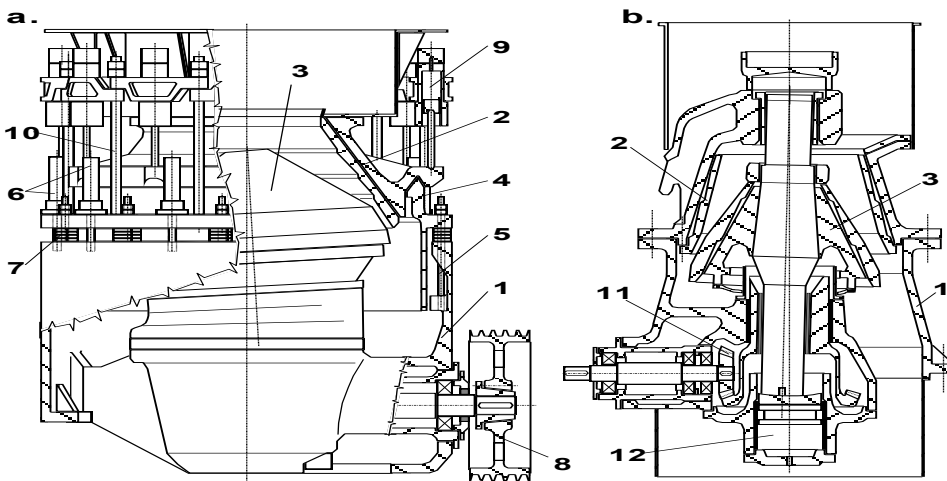
- A „**mechanikus**” **rendszerű** gépnél (2.11/b. ábra) az álló kúp két, trapézmenettel kapcsolódó részből áll (2/a, 2/b), így azok egymáshoz képest elmozdíthatók. A rés állítása a belső kúp (2/b) palástján lévő körmökön keresztül kézi mozgatású kar (10) vagy hidraulikus munkahenger segítségével a gép üzemén kívüli helyzetében végezhető el. A túlterhelés elleni védelmet az alsó váz (1) és az állókúp (2/a) közti előfeszített csavarrugók (9) látják el. Túlterhelésekor a rugóerő ellenében az állókúp (2/a, 2/b) megemelkedik, és az így megnövekvő résnyíláson keresztül a nagyszilárdságú idegen anyag kiesik a törőtérből.
- A 2.12/a. ábrán látható „**hidraulikus**” **rendszerű** gombatörő biztonsági berendezése gyakorlatilag ugyanúgy működik, mint a mechanikus gépé, de az acél csavarrugók szerepét munkahengerek (9) töltik be. Ezáltal a terhelhetőség beállítása nem a rugók egyenkénti előfeszítésével, hanem a hidraulikus rendszerben elhelyezett nyomáshatároló segítségével végezhető el. A töret méretének változta-

---

\* Ezért többnyire nem rendelkeznek résállítási lehetőséggel, és a túlterhelés elleni védelmet is a hagyományos elemekkel (pl. biztonsági tengelykapcsoló) oldják meg.

tása ennél a gépnél is csak álló helyzetében végezhető el, az összefogó csavarok (5) kilazítása után, az alsó váz (1) és a közdarab (4) közé behelyezett távtartó lemezekkel (7). Ezek elhelyezését segítik a vázszerkezetre (1) támaszkodó hidraulikus munkahengerek (6), melyekkel a váz felső része megemelhető.

- A **központi munkahengeres** változatnál (2.12/b. ábra) a forgókúp (3) alatt kialakított munkahengerben (12) lévő olajmennyiség változtatásával üzem közben is lehet módosítani a töröt méretét. A központi munkahenger egyúttal a gép túlterhelés elleni védelmét is elvégzi, így ez a megoldás nagymértékben leegyszerűsíti a törőgép szerkezetét, de lehetőséget ad a törési folyamat szabályozására is.

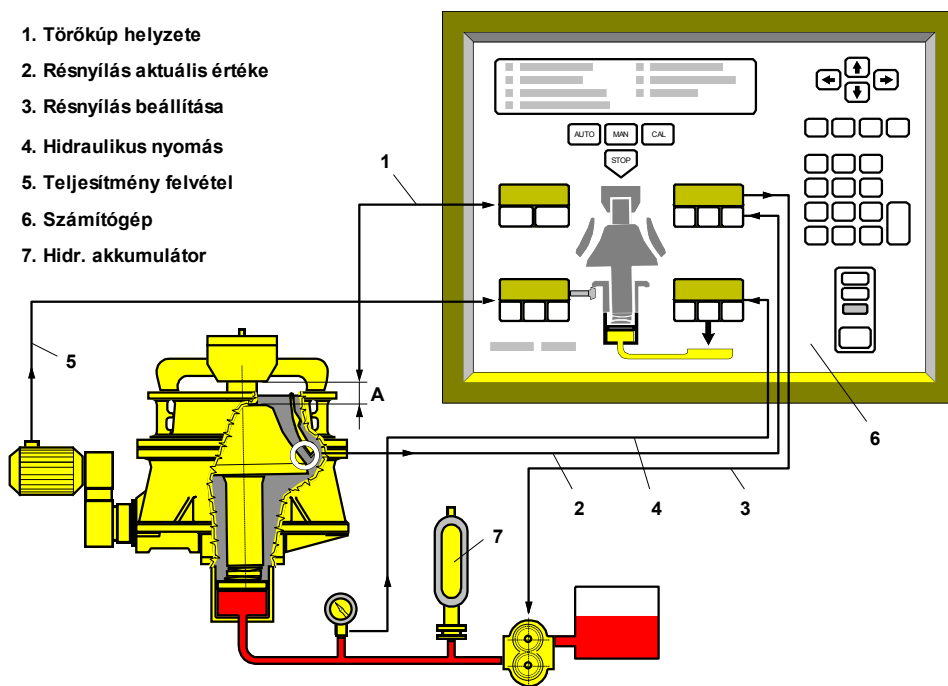


**2.12. ábra. Hidraulikus rendszerű kúpos törőgépek**

a./ több munkahengeres, b./ központi munkahengeres

1. vázszerkezet, 2. állókúp, 3. mozgókúp, 4. közbetét, 5. alsó összefogó csavarok, 6. munkahenger (résállítás), 7. távtartó lemezek, 8. ékszíj tárcsa, 9. munkahenger (biztonsági berendezés), 10. felső összefogó csavarok, 11. kúpkerék áttétel, 12. központi munkahenger.

A 2.13. ábrán látható számítógépes rendszer a törőkúp és a gépváz közti távolság (ábrán: **A**) alapján érzékeli, és a képernyőn kijelzi a törőkúp tengelyének helyzetét (1). Az adott aprítási feladatnak megfelelő töröt mérete, a résnyílást érzékelő kapcsoló által szolgáltatott jel (2) és a beprogramozott adatok alapján – kétirányú szállítású szivattyú segítségével – szabályozza (3) a mozgókúp alatti munkatérben lévő olaj mennyiségét, így a törőelemek kopása miatti utánállítást is automatikusan elvégzi.



**2.13. ábra. Hidraulikus rendszerű kúpos törőgép szabályozása**

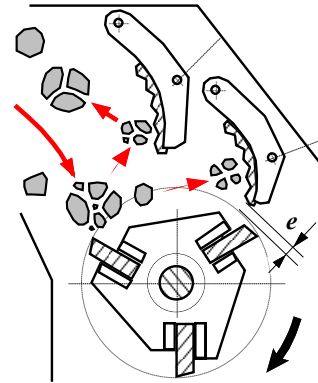
A hidraulikus körben lévő akkumulátornak (7) a túlterhelés elleni védelemben van szerepe. Ha a rendszerben mért nyomás (4) meghaladja a nyomáshatárolón beállított, megengedett értéket, a mozgókúp alatti térből az olaj az akkumulátorba áramlik vissza, a törőkúp az alsó helyzetébe kerül, és a megnövekvő hézagon keresztül a túlterhelést okozó „idegen” anyag kiesik a gépből majd a túlterhelés megszűnte után, az akkumulátorban tárolt olaj gyorsan feltölti a munkateret.

### 2.1.3. Vízszintes tengelyű rotoros törőgépek

Ez a törőgép típus egy vízszintes tengely körül forgó törőelemek ütése, majd az azt követő további ütközések révén aprítják a törőtérbe gravitációs úton feladott közetdarabokat. A vízszintes tengelyű gépek két alaptípusa, a röpitő- és a kalapácsos törő között a legfontosabb szerkezeti különbség a törőelemekben és a forgórészhez való csatlakozásukban van. A röpitőtörőknél a törőlemezek mereven be vannak fogva, míg a másiknál csuklósan kapcsolódnak a gép forgórészéhez. Ez utóbbinál a „kalapácsok” a felfüggesztésük körül is el tudnak fordulni, ami megnöveli a törőelemek ütő hatását.

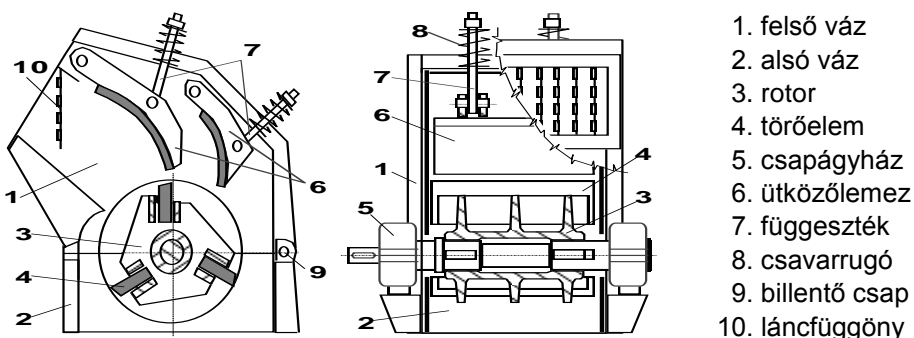
Mindkét típus többnyire egyrotoros kivitelben készül, de előtörési feladatokra gyártanak nagy teljesítőképességű kétrotoros gépeket is. Az aprítandó közet minősége szempontjából a röpítő törőgépek elsősorban rideg anyagok törésére alkalmasak, míg a kalapácsos törőgépek mind a rideg, mind a szívós anyagok esetén is megfelelnek.

A **röpítőtörők** aprító hatására jellemző, hogy a forgórészen elhelyezett törőlemezek mellett jelentős szerepe van a törőtérben elhelyezett, bordázott felületű ütközőlemezeknek is. A gravitációs úton feladott közet aprítása nemcsak a szemcse és a törőelemek ütközése révén jön létre, mert a 2.14. ábrán jelölt irányban forgó rotor a közetdarabokat nagy sebességgel (30 - 60 m/s) az ütközőlemezeknek röpíti. Ezek az ütközési impulzusok tovább aprítják az anyagot, majd a röp pályájukon találkozáskor a gravitációs úton behulló újabb közetdarabokkal, még tovább aprítódnak.



2.14. ábra. Röpítőtörő aprítási folyamata

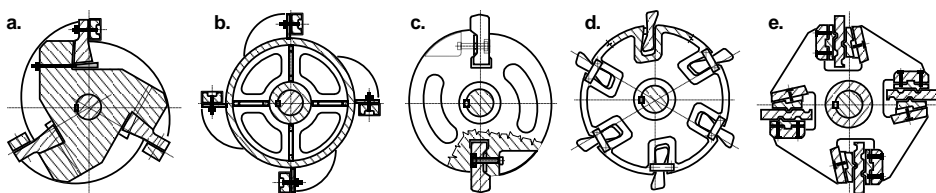
A röpítő törőgépek törőelemei, és az ütközőlemezek is nagy dinamikus, és koptató igénybevételnek vannak kitéve, ezért azokat gyakran kell cserélni. Emiatt a gépvázat vagy osztottan készítik, vagy nyitható szerelvénylással látják el. Osztott váznál (2.15. ábra), a felső szerkezeti rész (1) csuklósan kapcsolódik az alsó vázhoz (2), így a törőelem cseréhez a gép vázszerkezete hidraulikus munkahengerrel szétnyitható. A szerelvénylással ellátott gépnél az azt lezáró ajtó kézzel mozgatható, de a nyíláson keresztül csak a törőlemezek cserélhetők, a rotor teljes cseréjéhez a gépváz szétszerelése szükséges. A feladó garatnál elhelyezett láncfüggöny (8) a közetdarabok kipattanását gátolja meg.



2.15. ábra. Röpítő törőgép

A **töret maximális méretét** a forgórész külső sugara és az ütközőlap közti távolság (2.14. ábrán:  $e$ ) határozza meg, ezért a termék méretének változtatása érdekében az ütközőlemezek csavarorsós függesztéken (2.15. ábrán: 8) keresztül vagy hidraulikus munkahengerrel csatlakoznak a gépvázhoz. A **túlterhelés elleni védelmet** is a függesztett ütközőelemeknél (6, 7) alakítják ki. A mechanikus változatnál a megengedett erőt a csavarrugók (8) előfeszítésével lehet beállítani, míg a hidraulikus rendszerűnél e célra egy állítható nyomáshatároló szolgál.

A röpítőtörök forgórésze (2.16. ábra) hegesztett vagy öntött kivitelben készül. A rotor palástjába csavarokkal vagy ékekkel befogott törőelemek száma 2 - 8 darab lehet. A törőlemezeket (a rotor kiegyensúlyozása érdekében) szimmetrikusan helyezik el, és gyakori megoldás hogy egy adott mértékű kopás után a törőelem átfordítását követően az visszahelyezhető, és csak a másik oldal elhasználódása után kell az egész elemet kicserélni.



2.16. ábra. Röpítőtörő forgórészének és törőelemeinek változatai

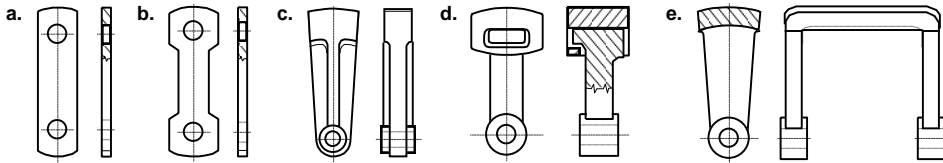
A dinamikus hatással aprító gépek **töretének szemeloszlása** a rotor fordulatszámától és a feladott anyag jellemzőitől függ, ezért a különböző közet minőségekhez tartozó optimális fordulatszámot az ékszíjtárcsák cseréjével vagy frekvencia-szabályzós hajtásnál a motor fordulatszámának változtatásával állítják be.

A **kalapácsos törőgépek** az elnevezésüket a csuklós felfüggesztésű törőlemeikről (2.17. ábra) kapták. Ezek kialakításánál a legfontosabb szempont a minél nagyobb élettartam, ezért készítenek olyan törőlemezeket, melyek egy adott mértékű kopás után, megfordított helyzetben tovább használhatók (lásd: a. és b. ábra), vagy a kalapács két részből készül (d. és e. ábra), hogy ne az egész törőelemet, hanem csak a nagymértékű kopásnak kitett kalapácsfejet kelljen kicserélni.

A közös tengelyre felfűzött kalapács-sorban – a gép méretétől, és az osztástól függően – általában 3 - 12 db törőelemet helyeznek el, bár a kisebb gépkategóriában gyártanak olyan berendezéseket is, melyekbe soronként nem több keskeny, hanem csak egy, a rotor szélességének megfelelő mé-



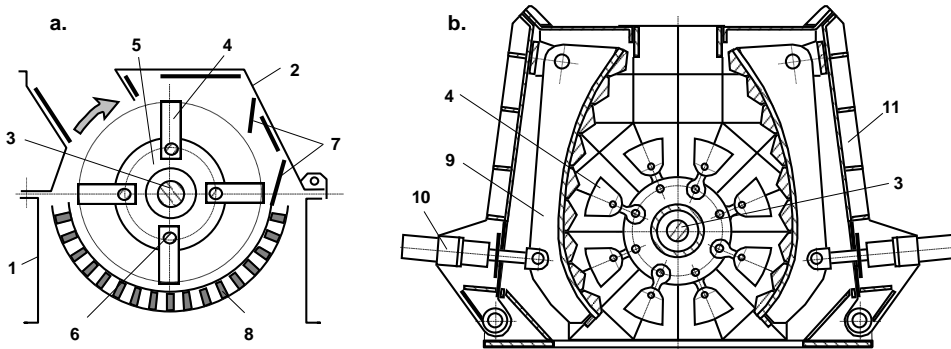
retű kalapácsot építenek be (2.17/e. ábra). A kalapács-sorokat szimmetrikusan, a rotor átmérőtől függően  $45^\circ$  -  $120^\circ$ -os osztással alakítják ki. A törőelemek a 2.18. ábrán bemutatott sugárirányú helyzetüket csak a rotor forgásakor, a centrifugális erő hatására veszik fel, üzemén kívül felfeksznek a rotorpalástra.



2.17. ábra. Kalapácsok kialakításának változatai

A 2.18. ábrán látható két változat közötti szerkezeti eltérés kihat a kétféle berendezés aprítási folyamatára, és alkalmazási területe is:

- A rostélyrácsos gépnél (2.18/a. ábra) a kalapácsok (4) okozta ütő igénybevételhez jelentős mértékben hozzájárul a rostélyrácsra (11) kerülő szemcséket érő nyíró, ill. dörzsölő hatás is. Emiatt az ütközőlemezeknek (10) nincs meghatározó szerepük, ezért méretük kisebb, mint a „szabadürítésű” gépé. Ez utóbbiak törési folyamata – a kalapács ütőhatásától eltekintve – lényegében azonos a röpitőtörőkével.
- A rostélyrácsos gépeket többnyire közepes vagy finom aprításhoz, míg a szabadürítésűt durva és közepes törési fokozatokra gyártják. Egy adott méretű nyíláson való áthullás ugyanis, a töret szempontjából szigorúbb méretkorlátot jelent, ezért a rostélyrácsos gépekből kihulló töret jobban megfelel az utótörés igényeinek.
- A rostélyrácsos gépeknél a **töret maximális méretét** a rács nyílása határozza meg, ezért annak módosítása csak cserével vagy távtartó elemek behelyezésével oldható meg. Ez csak a gép álló helyzetében végezhető el, míg a szabadürítésű gépeknél az ütközőelemet megtámasztó hidraulikus munkahengerben lévő olajmennyiség változtatásával üzem közben is módosítható a résnyílás.
- A rostélyrácsos törőgépek csak a szokásos **túlterhelés elleni védelemmel** (biztonsági tengelykapcsoló, motorvédelem stb.) rendelkeznek, mivel a kalapácsok az „idegen anyag” okozta túlterheléskor el tudnak fordulni. Ez azonban csak korlátozott biztonságot jelenthet, ezért célszerű az aprítandó anyagból a fémes tárgyakat előzetesen leválasztani. A szabadürítésű gépek túlterhelés elleni védelmét az ütközőelemet megtámasztó munkahenger (10) hidraulikus körében elhelyezett nyomáshatároló biztosítja.

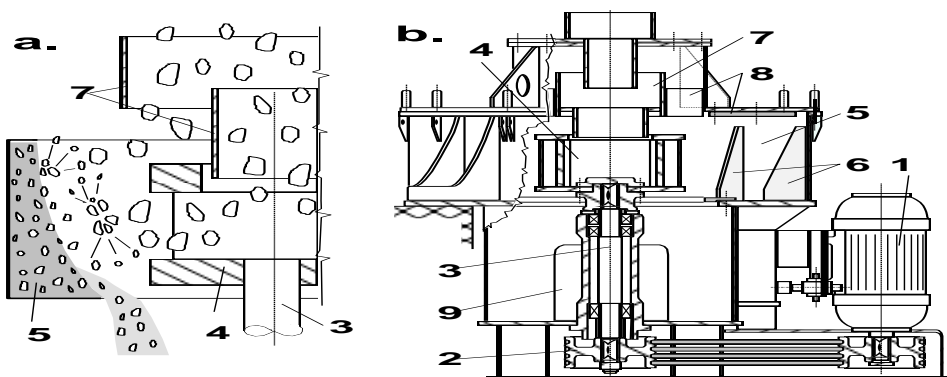


**2.18. ábra. Rostélyrácsos (a.), és szabadürítésű (b.) kalapácsos törő**

1. alsó vázszerkezet, 2. billenthető felsőváz, 3. rotortengely, 4. kalapács, 5. forgórész, 6. kalapács felfüggesztő tengely, 7. ütközőlemez, 8. rostélyrács, 9. állítható ütközőelem, 10. hidraulikus munkahenger, 11. billenthető oldalváz.

### 2.1.4. Független tengelyű rotoros törőgépek

A független tengelyű (más néven: centrifugális) törőgépek működése (2.19/a. ábra) azon alapul, hogy a beadagolt kőzetdarabok egy részét a rotor (4) – a centrifugális erő révén – felgyorsítja, így ezek nagy sebességgel ütköznek a törőtérbe felülről behulló kőzetdarabokkal, valamint a törőtér bordázata (6) között a felaprított kőzetből kialakuló „anyagággal”. Aprításkor a kőzet a kőzettel, tehát nem a gép fémes részeivel ütközik, emiatt a gép belső felületeinek kopása (a rotor kivételével) kisebb, mint a többi ütőhatással aprító gépé.



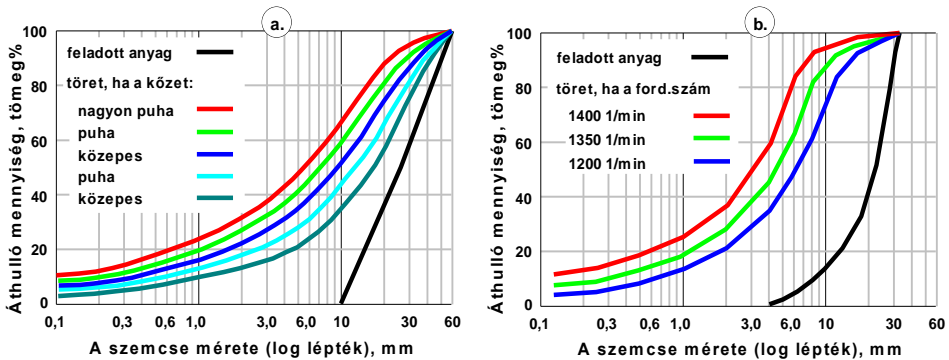
**2.19. ábra. Centrifugális törőgép törési folyamata(a), és szerkezete (b)**

1. motor, 2. ékszíjhajtás, 3. főtengety, 4. forgórész, 5. törőtér, 6. bordázat, 7. töltőgarat, 8. kopóbetétek, 9. ürítőnyílás.

A centrifugális törőgép további előnye, hogy a törőterben felhalmozódó anyag nagymértékben csillapítja a szerkezetet érő dinamikai hatásokat, ezért a környezetnek átadott dinamikus terhelés is viszonylag kicsi.

A rotorba kerülő szemcsék felgyorsítása érdekében a függőleges tengely (3) körül forgó rotor (4) fordulatszáma általában nagyobb (1000 - 1600 ford/perc), mint a többi törőgép típusé. A forgórészt ékszíj áttételen keresztül villamos motor (1) hajtja, és gyakori megoldás, hogy a fordulatszám ékszíj tárcsa (2) cserével vagy frekvencia szabályozott hajtással változtatható meg. A fordulatszám módosítására azért van szükség, mert a töret szemeloszlása – az aprításra kerülő közet keménysége (2.20/a. ábra) mellett – a rotor fordulatszámától (2.20/b. ábra) is függ.

A centrifugális törőgépekre jellemző, hogy az ürítőnyílás nagyobb a feladható anyag legnagyobb méreténél, és változtatására nincs lehetőség, ezért a töret maximális mérete azonos a feladott anyagéval (lásd: 2.20. ábra). Túlterhelés elleni különleges biztonsági berendezéssel sem rendelkezik, emiatt a feladott közet méretét előleválasztással korlátozni kell, valamint a törőgép elé fémleválasztót célszerű beépíteni.



2.20. ábra. A töret szemeloszlása a közet minőségétől (a.) és a rotor fordulatszámától (b.) függően

## 2.2. Pofás és kúpos törőgépek méretezése

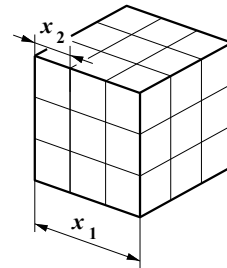
### 2.2.1. Aprítási elméletek

Az aprítás elméleti kérdéseivel foglalkozó szakirodalom [9] szerint a különböző törési elméletek között lényeges eltérés van aszerint, hogy azok a szilárd testek részekre bontásának mikro- vagy makrofolyamatával foglalkoznak-e. A *mikrofolyamatokkal* foglalkozó teóriák az atomos, ill.

molekuláris kötések felbontásához szükséges igénybevétel meghatározásával foglalkoznak, de ezeknek az aprítógépekben lezajló tényleges folyamatok szempontjából csak elméleti jelentőségük van. Az elmélet ugyanis ideális, egynemű kristályszerkezetet tételez fel, míg a természetes kőzetek szerkezete inhomogén, számtalan kisebb-nagyobb mikrorepedést, és zárványt tartalmaz. Emiatt a valóságos kőzetek „gyakorlati” szakítószilárdsága 2 - 3 nagyságrenddel is kisebb az anyag ún. *molekuláris szakítószilárdságánál*.

A törőgépekben végbemenő **makrofolyamatokkal** kapcsolatos elméletek az aprítási folyamat energiaigényét vizsgálják, az aprított anyag és a töret szemcsemérete függvényében. Az energiaszükséglet ( $W$ ), ill. annak egységnyi anyagmennyiségre ( $V$ ), vonatkozó fajlagos értékének ( $w=W/V$ ) leírására a szakirodalom többféle vizsgálati módszerre és gyakorlati tapasztalatra épülő számítási eljárást ismertet. Ezek az aprítást leegyszerűsítve, egyetlen erőnek, egyetlen testre való hatása alapján közelítik meg.

A **felületi** (más néven: Rittinger) elmélet szerint az aprítás energiaigénye a törés során létrehozott új felületek nagyságával arányos. Feltelevze, hogy egy  $x_1$  oldalélű kocka alakú kőzetdarabból kiindulva, az aprítása után  $x_2$  méretű, ugyancsak kocka alakú törethez jutunk (2.21. ábra) és az aprítási fok ( $i$ ) mindhárom oldalél mentén azonos, a keletkezett kis kockák száma  $i^3$  darab, az aprítás során keletkezett új felület nagysága:



**2.21. ábra. Felületi elmélet értelmezése**

$$A_{új} = A_2 - A_1 = 6 \cdot (i^3 \cdot x_2^2 - x_1^2)$$

tehát a felületi elmélet szerint az aprítás energiaigénye:

$$W_f = 6 \cdot C_f \cdot (i^3 \cdot x_2^2 - x_1^2) \quad (2.2)$$

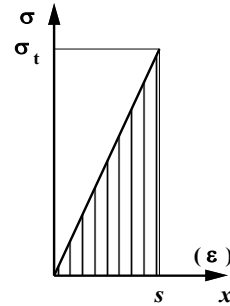
melyben:  $C_f$  – a kőzet anyagára jellemző állandó;  
 $x_1$  – az aprítandó anyag jellemző mérete;  
 $x_2$  – a töret jellemző mérete;  
 $i$  – az aprítási fok.

Az egységnyi anyagmennyiségre vonatkoztatott fajlagos energia értéke:

$$w_f = \frac{W_f}{x_1^3} = 6 \cdot C_f \cdot (i-1) \cdot \frac{1}{x_1} = 6 \cdot C_f \cdot \left( \frac{1}{x_2} - \frac{1}{x_1} \right) \quad (2.3)$$

Ez az elmélet feltételezi, hogy a munkavégzés csak a szemcsék felületétől függ, figyelmen kívül hagyva a törést megelőző rugalmas deformációt.

A **térfogati** (más néven: Kirpicsev-Kick féle) elmélet azon alapul, hogy a rideg anyagok a rugalmassági határukig ( $\sigma_t$ ) való terhelés után azonnal eltörnek. Feltételezve, hogy az anyag nyúlása ( $\varepsilon$ ) a nyomóerővel lineárisan változik (2.22. ábra), a törés során kifejtett munkavégzés ( $W_t$ ) a törőerőből, és az általa létrehozott rugalmas deformációból ( $s$ ) határozható meg:



2.22. ábra. A térfogati elmélet értelmezése

$$W_t = \frac{F_t \cdot s}{2} \quad (2.4)$$

ahol:  $F_t$  – a törőerő, mely a test felületétől függ:

$$F_t = \sigma_t \cdot x_1^2 \quad (2.5)$$

melyben:  $\sigma_t$  – a test törőszilárdsága, MPa-ban;

$x_1$  – a test oldalélének hossza, m-ben,

$s$  – rugalmas alakváltozás, amely (a test méretével kifejezve) a Hooke-törvényből:

$$s = x_1 \cdot \varepsilon = x_1 \cdot \frac{\sigma_t}{E} \quad (2.6)$$

melyben:  $\varepsilon$  – fajlagos megnyúlás;

$E$  – a közet rugalmassági modulusa, MPa-ban.

A 2.4 összefüggésbe a 2.5 és 2.6 kifejezéseket behelyettesítve az aprítás-hoz szükséges munka:

$$W_t = \frac{\sigma_t^2}{2 \cdot E} \cdot x_1^3 = C_t \cdot x_1^3 \quad (2.7)$$

ahol:  $C_t$  – az anyagminőségtől függő tényező, értéke a 2.1. táblázat adataiból számítható.

A törési munkavégzését (2.7) a test térfogatával elosztva, a fajlagos munkavégzés:

$$w_t = \frac{W_t}{x_1^3} = C_t \quad (2.8)$$

vagyis a fajlagos munka csak az aprított anyagtól függ, értékét sem az aprítási fok, sem az aprítandó anyag kezdeti mérete nem befolyásolja.

### 2.1. táblázat: Különböző kőzetek szilárdsági jellemzői

Anyag minőség	Törőszilárdság ( $\sigma_t$ ), [MPa]		Rugalmassági modulus ( $E$ ), [MPa]
	nyomásra	ütésre	
Mészkö	40 – 100	5,24	$3,50 \cdot 10^4$
Gránit	120 – 160	6,6	$(5,2 - 6,1) \cdot 10^4$
Kvarc	80 – 145	11,7	$9,00 \cdot 10^4$
Bazalt	100 – 160		$5,60 \cdot 10^4$
Bontott beton	20 – 65		$(1,9 - 4,3) \cdot 10^4$

A **Bond-féle** (más néven: „harmadik”) törési elmélet [10] szerint az aprítási energia részben a térfogattal ( $x^3$ ), részben a felülettel arányos ( $x^2$ ), mivel az aprításkor mind a rugalmas alakváltozásnak, mind a repedésekre áramló felületi energiának szerepe van, ezért az energiaigény meghatározásakor a két hatványkitevő értékének átlagát, azaz 2,5 értéket vesz fel:

$$W = C_B \cdot x^{2,5} \quad (2.9)$$

melyben:  $C_B$  – a kőzet anyagára jellemző Bond-féle állandó.

A (2.9) összefüggésből a térfogat-egységre vonatkozó fajlagos munka:

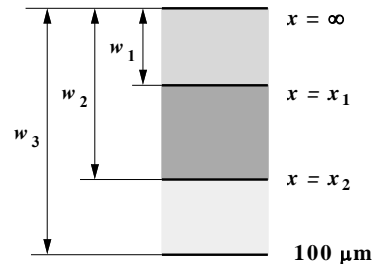
$$w = \frac{W}{x^3} = C_B \cdot \frac{1}{\sqrt{x}}$$

A Bond-elmélet másik alapgondolata, hogy az aprítandó  $x_1$  méretű kőzet már eleve tartalmazza azt az energiát, amely ahhoz volt szükséges, hogy a kőbányában, a végtelen testméretből a gépbe feladható méretű anyagot hozzanak létre, másrészt a gépből kikerülő anyag további aprításához szükséges energia „benne marad” a töretben. Ha tehát az aprítás  $x_1$ -ről  $x_2$

méretre történik, a fajlagos energiaigény a két szemmagysághoz tartozó energia különbsége:

$$w_B = C_B \cdot \left( \frac{1}{\sqrt{x_2}} - \frac{1}{\sqrt{x_1}} \right) \quad (2.10)$$

Ahhoz, hogy a (2.10) kifejezés gyakorlati számításokhoz is alkalmazható legyen, Bond bevezette a „teljes energia”, és annak fajlagos értékére vonatkozó „*energiaindex*” ( $w_i$ ) fogalmát. Ez utóbbit az adott minőségű közet egységnyi tömegének (rövid tonna\*) végtelen méretéről, 100  $\mu\text{m}$  szemmagyságra való aprításához szükséges fajlagos energiaként értelmezi (2.23. ábra), azaz:



2.23. ábra. A teljes energia értelmezése

$$w_i = C_B \cdot \left( \frac{1}{\sqrt{100}} - \frac{1}{\sqrt{\infty}} \right) = \frac{C_B}{10} \Rightarrow C_B = 10 \cdot w_i$$

melyben:  $C_B$  – „Bond-féle állandó”.

A „Bond-féle állandót” a (2.10) összefüggésbe behelyettesítve, az egységnyi térfogatú anyag  $x_1$ -ről  $x_2$  szemcseméretre történő aprításának energiaigénye:

$$w_B = 10 \cdot w_i \cdot \left( \frac{1}{\sqrt{x_2}} - \frac{1}{\sqrt{x_1}} \right) \quad (2.11)$$

melyben:  $x_1$  – feladott anyag jellemző mérete [ $\mu\text{m}$ ];

$x_2$  – a töret jellemző mérete, [ $\mu\text{m}$ ];

$w_i$  – fajlagos energiatényező, [kWóra/„rövid tonna”].

A „harmadik elméletet” Bond az 50-es évek elején, angolszász területen dolgozta ki, ezért a mértékegységek és a  $w_i$  tényező értékeit tartalmazó táblázatok adatai (2.2. táblázat 3. oszlopa) is, a Bond által használt mértékrendszernek megfelelően kerültek be a szakirodalomba.

\* A „rövid tonna” az SI mértékrendszerben megfelel 0,907 tonnának.

2.2. táblázat: Kőzetek fajlagos energiaindexe

Kőzet megnevezése	Sűrűség [t/m <sup>3</sup> ]	Fajlagos energiaindex	
		[kW óra/„rövid tonna”]	[kW óra/m <sup>3</sup> ]*
Vasérc	3,88	9,97	0,427
Klinker	3,15	13,45	0,470
Kvarc kavics	2,65	13,57	0,395
Mészke	2,66	12,68	0,372
Bazalt	2,91	17,24	0,553

Az ismertetett törési elméletek eltérő módon írják le az aprítás fajlagos energiaigénye és aprított anyag jellemző mérete közti kapcsolatot. A témával foglalkozó vizsgálatok azt mutatják, hogy egyik teória sem tekinthető általános érvényűnek, de mindhárom elméletnek van olyan érvényeségi területe, melyre az – statisztikailag – helyállónak bizonyul:

- A felületi elmélet (2.3) olyan folyamatok vizsgálatára alkalmas, melyeknél a szemcsék kis mérete miatt, kicsi a mikrorepedések gyakorisága. Ez a feltétel elsősorban az őrlésnél teljesül, ezért a felületi elmélet szolgáltatja a legjobb közelítést a finom őrlést végző malmok energiaigényének meghatározásához. Mindez csak molekuláris méretek mellett fogadható el, ezért ezen elméletnek az őrlési folyamatok modellezésében van szerepe.
- A térfogati elmélet (2.8) ellentmond annak a tapasztalatnak, hogy minél kisebb a töret mérete, annál nagyobb az aprítás fajlagos energiaigénye. Ezért a tervezői gyakorlatban nem, vagy csak mérésekkel igazolt módosító tényezők figyelembe vételével alkalmazzák.
- A Bond elmélet (2.11) létjogosultságát a szerző nagy számú kísérlettel ellenőrizte [11]. Az újabb mérések [12] - [15] eredményei is azt igazolták, hogy durva és közepes aprításnál ezzel lehet a legjobb közelítéssel felírni a fajlagos energiaigényt.

Mindhárom elmélet közös problémája, hogy nincsenek tekintettel a feladott anyag, ill. a termék szemeloszlására, valamint ideális alakú szemcsékkel számolnak. Ezért a törőgépek méretezését nem lehet pusztán elméleti összefüggések alapján elvégezni, tervezéskor a gyakorlati tapasztalatokra is támaszkodni kell.

\* SI mértékrendszerre átszámított értékek.



talatok során kialakult méretezési szabályokat is figyelembe kell venni.

### 2.2.2. A törőelemek hajlásszöge

A pofás és a kúpos törőgépekben az aprítás lefelé keskenyedő trapéz alakú térben megy végbe. A pofák ill. a kúpok közti hajlásszöget ( $\alpha$ ) úgy kell megválasztani, hogy a törőtér „önzáró” legyen, vagyis a törőerő hatására a kőzetdarabok ne dobódjanak ki a törőtérből. A befogáshoz szükséges hajlásszög értékét vizsgáljuk meg a 2.24. ábrán bemutatott törőtér elrendezésénél. Mivel a szemcse súlyereje a törőerőhöz képest elhanyagolható, ezért arra csak az  $F_t$  törőerő, és az abból származó súrlódóerő hat.

A szemcse nem képes felfelé elmozdulni, ha a súrlódóerőnek a függőleges komponense nagyobb a törőerő függőleges irányú ( $y$ ) összetevőjénél, azaz:

$$\mu \cdot F_t \cdot \cos(\alpha/2) \geq F_t \cdot \sin(\alpha/2)$$

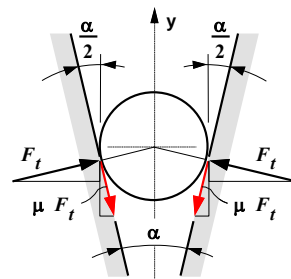
melyből:  $\mu \geq \tan(\alpha/2)$

A súrlódási kúpszög ( $\rho = \arctg \mu$ ) bevezetésével az önzárás feltétele:

$$\alpha \leq 2 \cdot \rho \quad (2.12)$$

A kőzetek és a törőelemek közti súrlódási tényező, a kőzet keménységétől függően  $\mu = 0,14 - 0,20$ , mely tartományt figyelembe véve a befogási szög értéke:  $\alpha = 18 - 22^\circ$ . A gyakorlatban:

- a *pofás törőgépeknél* a pofák közti hajlásszög többnyire megfelel a megadott tartománynak;
- a *kúpos törőgépeknél* a tartomány felső határa\* körül vagy kissé afelett ( $\alpha = 25 - 29^\circ$ ) választják meg a hajlásszöget, mivel ezeknél a berendezéseknél – a felülről részben zárt törőtér miatt – kisebb a kidobódás veszélye.



2.24. ábra. Befogási szög meghatározása

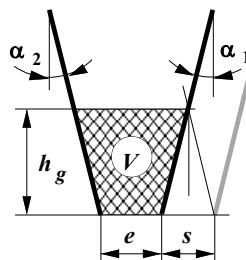
\* Ennek az a magyarázata, hogy – egy adott aprítási fokot feltételezve – a befogási szög növelésével csökken a törőtér magassági mérete, így ennek megfelelően kisebb lehet a berendezés össz tömege.

### 2.2.3. Optimális fordulatszám

A **pofás törőgépek** főtengelyének optimális fordulatszáma abból a követelményből határozható meg, hogy az ütemenként kihulló anyagprizma mennyisége a lehető legnagyobb legyen. Ez akkor teljesül, ha a geometriai méretek által meghatározott anyagprizma magassága ( $h_g$ ) azonos az ürítési ütem időtartamához tartozó szabadesés magasságával ( $h_{\ddot{u}}$ ).

A levezetéshez a kétingás gépek mozgásviszonyaiból kiindulva (2.25. ábra), a következő egyszerűsítéseket alkalmazzuk:

- a mozgópofa elmozdulása a kieső prizma magassága mentén nem változik;
- a törőtér alsó zónájában elhelyezkedő anyagprizma kihullása szabadeséssel történik, azt a súrlódás nem akadályozza;
- a töret csak a berendezés ürítési ütemében képes kihullani;
- az ürítés időtartama – a kétingás törőgépek lengőmozgásának megfelelően – fele a mozgópofa lengésidejének.



2.25. ábra. Törőtérből kihulló anyagprizma

Ezen egyszerűsítő feltételeknek megfelelően:

- a pofa löketéből ( $s$ ) és a pofák hajlásszögeiből ( $\alpha_1, \alpha_2$ ) számítható anyagprizma geometriai magassága:

$$h_g = s / (tg \alpha_1 + tg \alpha_2);$$

- a szabadeséssel kihulló anyagprizma magassága:

$$h_{\ddot{u}} = 1/2 \cdot g \cdot t_{\ddot{u}}^2,$$

melyben:  $t_{\ddot{u}}$  – az ürítés időtartama:  $t_{\ddot{u}} = T/2 = 30/n$ .

Feltételezve, hogy a kétféle úton meghatározott prizma magasság azonos, egyenlővé téve azokat, majd az ürítési idő behelyettesítése után **a pofás törőgépek optimális lengésszáma** az alábbi kifejezéssel írható fel:

$$n_{opt} = 30 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot (tg \alpha_1 + tg \alpha_2)}{2 \cdot s}}, \quad [1/\text{min}] \quad (2.13)$$

A **meredek dőlésszögű kúpos törőgépek** optimális fordulatszámát – a gravitációs ürítés, és a hasonló alakú törőtér miatt – a pofás törőgépekéhez hasonlóan kell meghatározni, de a (2.13) kifejezésbe a pofa lökete ( $s$ )

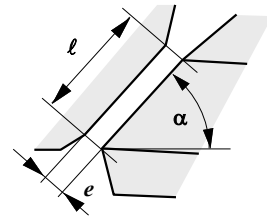
helyett, a törőkúp alsó síkjának elmozdulását ( $2 \cdot r$ ) kell behelyettesíteni. Ezzel a *meredek dőlésszögű kúpos törőgépek optimális fordulatszáma*:

$$n_{opt} = 15 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot (\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2)}{r}}, \quad [1/\text{min}] \quad (2.14)$$

ahol:  $\alpha_1, \alpha_2$  – az álló-, és a mozgókúp függőlegeshez mért hajlásszöge;  
 $r$  – a tengely excentricitása, a törőkúp alsó síkjában, [m].

Az optimális fordulatszám levezetésében alkalmazott egyszerűsítő feltételek miatt, valamint a forgásból származó tömegezők csökkentése érdekében a gyakorlatban a meredek dőlésszögű gépek fordulatszámát az elméleti értéknél kisebbre szokták megválasztani:  $n = (0,6 - 0,8) n_{opt}$ .

A **lapos dőlésszögű kúpos törőgépeknél** – az ürítőzóna keresztmetszetének ferde helyzete miatt (lásd: 2.26. ábra) – a töret kihullása nem szabadeséssel, hanem a mozgókúpon való csúszással megy végbe. Az egyenletes töret érdekében a kúp fordulatszámát úgy határozzák meg, hogy az ürítőzónán való átjutáshoz szükséges időtartam azonos (vagy nagyobb) legyen a forgás periódusidejével.



2.26. ábra. Az ürítőzóna jellemzői

Az előzőek szerint értelmezett optimális fordulatszámnak megfelelően, a törőkúp körülfordulási ideje ( $T = 60 / n$ ) alatt a szemcse elmozdulása azonos ürítőzóna hosszával (2.26. ábrán:  $\ell$ ) azaz:

$$\ell = \frac{1}{2} \cdot a \cdot T^2 \quad (2.15)$$

melyben:  $a$  – a szemcse gyorsulása:

$$a = g \cdot (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha) \quad (2.16)$$

A (2.15) kifejezésbe a súrlódva mozgó szemcse gyorsulását és a periódusidőt behelyettesítve, az átrendezés után a *gombatörők optimális fordulatszáma* a következő összefüggéssel írható fel:

$$n_{opt} = 60 \cdot \sqrt{\frac{(\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha) \cdot g}{2 \cdot \ell}}, \quad \text{ford/perc} \quad (2.17)$$

melyben:  $\alpha$  – az ürítőzóna hajlásszöge a vízszintes síkhoz;  
 $\mu$  – a szemcse és a törőkúp közti súrlódási tényező;  
 $\ell$  – az ürítőzóna hossza, m-ben.

#### 2.2.4. A törőgép teljesítőképessége

Az időegység alatt aprított töret mennyisége, a mozgás periódusideje alatt kieső anyagprizma térfogatából számítható:

$$Q = 3600 \cdot \varphi \cdot \frac{V}{T} \quad [m^3 / \text{óra}] \quad (2.18)$$

melyben:  $\varphi$  – az anyagprizma lazulási tényezője, melynek értéke:  
 – egyszerű lengőmozgású törőgépeknél:  $\varphi = 0,5 - 0,65$ ,  
 – összetett lengőmozgású törőgépeknél:  $\varphi = 0,6 - 0,7$ ,  
 $V$  – az anyagprizma geometriai térfogata,  $m^3$ -ben;  
 $T$  – a lengés periódusideje, s-ban;

A kieső anyagprizma térfogata függ az ürítés idejétől, ezért azt az optimális fordulatszám alatti, és az afeletti tartományban külön kell vizsgálni:

**Ha  $n_t \leq n_{opt}$** , a kihulló töret maximális mérete azonos a legnagyobb résznyílással ( $e+s$ ). Az ütemenként kihulló töret térfogata a törőtér  $B$  szélességéből, és a prizma keresztmetszetéből (2.27. ábra) számítható:

$$V = \frac{e + (e + s)}{2} \cdot h \cdot B = \frac{(2 \cdot e + s) \cdot s \cdot B}{2 \cdot (tg \alpha_1 + tg \alpha_2)},$$

melyet a (2.18) képletbe behelyettesítve, a teljesítőképesség:

$$Q_{opt} = 30 \cdot \varphi \cdot B \cdot \frac{(2 \cdot e + s) \cdot s}{(tg \alpha_1 + tg \alpha_2)} \cdot n, \quad [m^3 / \text{óra}] \quad (2.19)$$

**Ha  $n_t > n_{opt}$** , az időegység alatti mozgási ütemek száma ugyan növekszik, de a pofa a teljes anyagprizma kihullását megelőzően már elkezd a záró ütemet, ezért az ürítőzónában lévő összes töret nem képes eltávozni. Mivel a kieső prizma magassága a szabadesésre rendelkezésre álló időtől függ, az ürítési idő csökkenése miatt, a prizma magassága kisebb lesz (2.27. ábrán:  $h_i$ ):

$$h_i = \frac{g}{2} \cdot t^2 = \frac{g}{2} \cdot \left( \frac{30}{n} \right)^2,$$

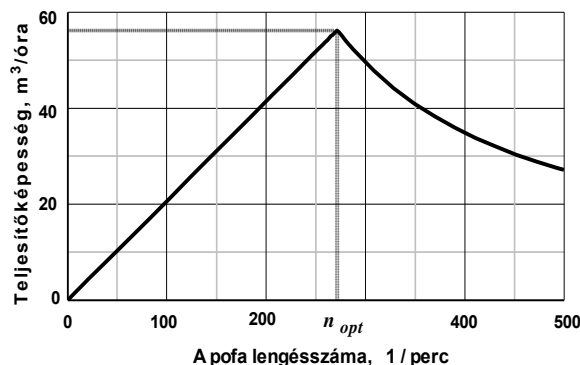
ezért a kieső szemcse maximális mérete ( $d_i$ ) is csökken. Értéke, az ábra jelöléseinek megfelelően:

$$d_i = e + x = e + h_i \cdot (\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2)$$

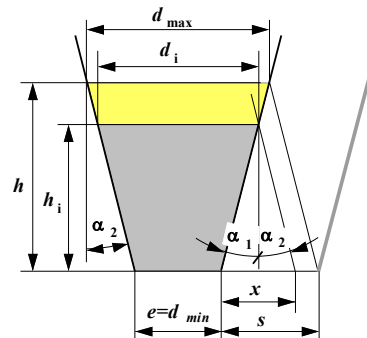
Az előző kifejezésekkel felírva a törőtérből kihulló anyagprizma térfogatát, majd azt a (2.18) összefüggésbe behelyettesítve, az optimális fordulatszám feletti tartományban a pofás törőgépek teljesítőképessége:

$$Q = 60 \cdot \varphi \cdot \left[ e + \frac{225 \cdot g}{n^2} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2) \right] \cdot \frac{450 \cdot g}{n} \cdot B, \quad [\text{m}^3/\text{óra}] \quad (2.20)$$

Az elméleti teljesítőképesség és a pofa lengésszáma közti kapcsolatot bemutató 2.28. ábrán jól látható, hogy az optimális fordulatszám értékéig a teljesítőképesség a lineárisan változik. Az optimális fordulatszám felett viszont elkezdi csökkenni, mivel – a túlságosan rövid ürítési idő miatt – a résnyílásnál kisebb töret teljes mennyisége már nem képes kihullani a törőtérből. A túl magas lengésszám tehát azt eredményezi, hogy a töret egy része az ürítőzónában marad, így az a következő törési ütem alatt még tovább aprítódik. Emiatt a gép üzemi jellemző megváltoznak: a kisméretű szemcsék aránya megnövekszik; a hajtás teljesítményigénye megnövekszik (lásd még: 2.2.5. fejezet); és nagyobb mértékű lesz a kopás is. Ezért a gyakorlatban a pofás törőgépeket az optimális érték közelében, de rendszerint az alatt szokás járattani:  $n_t = (0,85 - 0,95) \cdot n_{opt}$



2.28. ábra. A teljesítőképesség változása a fordulatszámtól függően



2.27. ábra. A kihulló anyagprizma változása

A teljesítőképességgel kapcsolatos vizsgálatok azt mutatják, hogy a **két-*ingás törőgépek*** tényleges teljesítőképessége viszonylag jó közelítéssel megfelel az elméleti értékeknek. Az **egy-*ingás gépek*** tényleges teljesítőképessége általában 10 – 20%-kal nagyobb, mint az elméleti kifejezésből (2.19) meghatározott érték, mivel a pofa összetett lengőmozgása miatt:

- A törés és ürítés üteme nem különül el egyértelműen, mert a pofa-mozgás egyes szakaszaiban a felső rész még közeledik az állóhoz, ugyanakkor a törőtér alsó részében már elkezdődik az ürítés.
- Az ürítés időtartama ( $t_{ü}$ ) a lengésidő felénél kisebb vagy nagyobb is lehet, értéke függ a mozgató mechanizmus méreteitől és szerkezeti elrendezésétől.
- A töret gravitációs ürítését segítheti (vagy a mozgató mechanizmus kedvezőtlen geometriai arányai esetén gátolhatja) a pofa mozgásának függőleges irányú sebesség összetevője, mivel emiatt a töret kihullása nem zérus, hanem a mozgáspályának megfelelő kezdeti sebességgel indul.

A **meredek dőlésszögű kúpos törőgépekből** kihulló töret keresztmetszete – a pofás törőgépekhez hasonlóan – trapéz alakú (lásd: 2.28. ábra), de a térfogat felírásakor a „löket” helyére a törőkúp kétszeres excentricitását, a pofa szélessége helyett pedig az ürítőzóna közepes átmérőjéhez tartozó kerületet kell behelyettesíteni. A fordulatonként kieső töret térfogata:

$$V = \frac{e + (e + 2 \cdot r)}{2} \cdot h \cdot D_a \cdot \pi = \frac{(e + s) \cdot 2 \cdot r \cdot D_a \cdot \pi}{(tg \alpha_1 + tg \alpha_2)}$$

melyben:  $e$  – a minimális résnyílás (2.29/a. ábra), m-ben;

$r$  – az excentricitás, a kúp alsó síkjában, m-ben;

$D_a$  – az ürítőzóna közepes átmérője, m-ben;

$\alpha_1$   $\alpha_2$  – az álló-, és a mozgókúp hajlásszöge (2.29/a. ábra).

A fordulatonként kihulló anyagmennyiséget a (2.18) képletbe helyettesítve a **meredek dőlésszögű kúpos törőgépek optimális teljesítőképessége**:

$$Q_{opt} = 60 \cdot \varphi \cdot \frac{(e + r) \cdot 2 \cdot r \cdot D_a \cdot \pi \cdot n_{opt}}{(tg \alpha_1 + tg \alpha_2)} \quad (2.21)$$

A **lapos dőlésszögű kúpos törőgépeket** általában az optimális fordulatszám (vagy annál 10 - 20%-kal magasabb értéken) járatják, ezért a kieső anyaghalmaz keresztmetszete megfelel a „párhuzamos zóna” kereszt-

metszetének, így a fordulatonként kihulló töret mennyisége:

$$V = e \cdot \ell \cdot D_a \cdot \pi$$

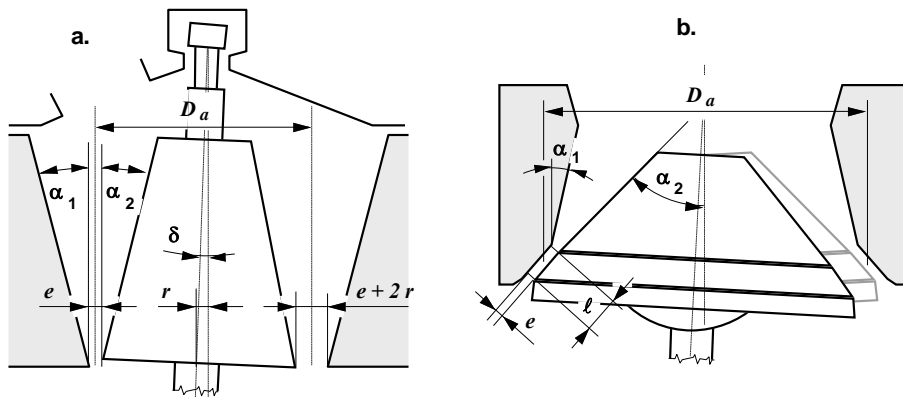
melyben:  $e$  – a minimális résnyílás (2.29/b. ábra), m-ben;

$\ell$  – a „párhuzamos zóna” hossza, m-ben;

$D_a$  – az ürítőzóna közepes átmérője, m-ben;

A fordulatonként kihulló anyagmennyiséget a (2.18) összefüggésbe behelyettesítve a *gombatorók optimális teljesítőképessége*:

$$Q_{opt} = 60 \cdot \varphi \cdot e \cdot \ell \cdot D_a \cdot \pi \cdot n_{opt} \quad (2.22)$$



**2.29. ábra. Kúpos törőgépek jellemző méretei**

a./ meredek dőlésszögű, b./ lapos dőlésszögű törőgép

### 2.2.5. A hajtás teljesítményigénye, a szerkezetre ható erők

A törési elméletek összehasonlításánál leírtaknak megfelelően a pofás és a kúpos törőgépek hajtásának teljesítmény-szükségletét a Bond-féle törési elmélet (2.11) felhasználásával lehet a legjobb közelítéssel meghatározni. Mivel a fajlagos energiaigény ( $w_B$ ) az egységnyi teljesítőképességre vonatkoztatott teljesítmény szükségletként értelmezhető, az aprítás teljesítményigénye:

$$P_t = Q \cdot w_B \cdot \rho, \text{ [kW]} \quad (2.23)$$

ahol:  $Q$  – a törőgép teljesítőképessége, [m<sup>3</sup>/óra];

$w_B$  – az aprítás „Bond-féle” fajlagos energiaigénye, [kWóra/tonna],  
(lásd: 2.2. táblázat 3. oszlopa);

$\rho$  – az aprított közet sűrűsége, [tonna/m<sup>3</sup>].

A Bond-féle fajlagos energiaigényt leíró képlet (2.11) alkalmazásánál nehézséget jelenthet az SI mértérendszerrel eltérő felírási mód, ezért a törőgépek hajtásának teljesítményigényét célszerű – a hatásfokok figyelembevételével – az SI mértérendszernek megfelelő alakban felírni:

$$P = \frac{P_t}{\eta_t \cdot \eta_m} = \frac{Q \cdot w_i}{\eta_t \cdot \eta_m} \cdot \left( \frac{1}{\sqrt{x_2}} - \frac{1}{\sqrt{x_1}} \right), \text{ [kW]} \quad (2.24)$$

ahol :  $Q$  – a törőgép teljesítőképessége, [m<sup>3</sup>/óra];

$w_i$  – Bond-féle fajlagos energiaindex, [kWóra/m<sup>3</sup>] (lásd: 2.2. táblázat 4. oszlopa);

$x_1$  – a törőgépbe beadagolt anyag jellemző mérete, m-ben;

$x_2$  – a gépből kihulló töret jellemző mérete, m-ben;

$\eta_t$  – a törési hatásfok, amely a törőgépben végbemenő súrlódási viszonyokat veszi figyelembe. Értéke:  $\eta_t = 0,65 - 0,75$ ;

$\eta_m$  – a hajtási lánc mechanikus hatásfoka.

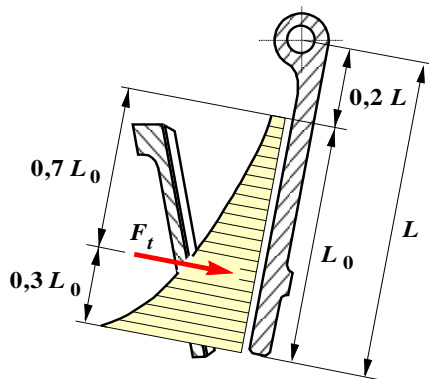
Az **eredő törőerő** értékének meghatározásakor az aprítás teljesítményigényéből és az eredő törőerő helyéhez tartozó pofa-elmozdulásból lehet kiindulni, melynek megfelelően a teljes mozgási periódusra származtatott **eredő törőerő értéke**:

$$F_t = \frac{P_t \cdot T}{s_0} \quad (2.25)$$

ahol:  $T$  – a mozgás lengésideje, [s];

$s_0$  – a törőelem elmozdulása az eredő törőerő síkjában, [m].

A törőpofa hossza menti törőerő eloszlást, és az eredő törőerő helyzetét Mölling vizsgálta [13], egy e célra kialakított, változtatható paraméterekkel rendelkező pofás törőgépen. A mérések azt mutatták, hogy ha a törőtér fel van töltve anyaggal, a pofára ható terhelés a 2.30. ábrán bemutatott módon változik, azaz a résnyílás felé növekszik. Ez összhangban van a Bond el-



**2.30. ábra. A pofára ható törőerő eloszlása**



mélettel, mivel aszerint is a kisebb szemcsék aprításának nagyobb a fajlagos energiaigénye. Ezért a pofára ható terhelés a legnagyobb értékét az ürítózónában, a törőtérben lévő legkisebb közetdaraboknál veszi fel.

A törőerő eredőjének a helye függ a pofa mozgáspályájától, így:

- **Kétingás** gépnél az elmozdulás a pofa hossza mentén lineárisan változik, így a 2.30. ábrának megfelelően – az  $s$  ismeretében – az eredő törőerő síkjában a pofa elmozdulása:

$$s_0 \cong 0,75 \cdot s$$

ahol:  $s$  – a pofa lökete az ürítőnyílásnál.

- **Egyingás** gépeknél a pofa minden pontja eltérő pályát ír le, ezért az  $s_0$  pontos értéke csak a mozgáspálya szerkesztéséből határozható meg. Közelítő számításokhoz a szakirodalom a következő értéktartomány felvételét javasolja:

$$s_0 \cong (0,7 - 0,95) \cdot s$$

A (2.25) összefüggés az eredő törőerőt a teljes mozgási periódusra (törés + ürítés) értelmezi, így abból a törési ütem időtartamára vonatkoztatott **mértékadó törőerő** ( $F_m$ ) az ún. „illesztési tényező” ( $c$ ) figyelembevételével számítható ki:

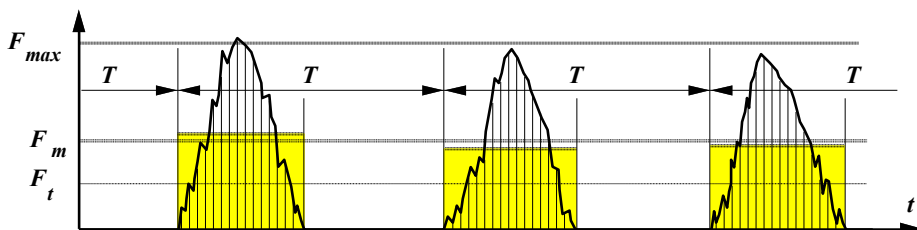
$$F_m = F_t \cdot c \cong F_t \cdot \frac{t_{\text{cicl}}}{t_{\text{tör}}} \quad (2.26)$$

A  $c$  illesztési tényező a törési ütem időtartamának a mozgási cikluson belüli arányától függ, de értékét a törőtérben lévő anyagmennyiség, és a közet minősége is befolyásolja. Az erre vonatkozó vizsgálatok alapján, ha a törőtér teljesen ki van töltve anyaggal, az illesztési tényező értéke elsősorban a pofa mozgáspályájától függ:

- **Kétingás gépeknél** a törés időtartama a ciklusidő fele (lásd: 2.31. ábra), melyből az illesztési tényező:  $c = 2$ . A sok mikrorepedést tartalmazó közetek aprításakor azonban, az erőhatás a nyomó ütem vége előtt megszűnik, ezért általában:  $c = 2,0 - 2,5$ .
- **Egyingás gépeknél** a pofa pontjainak eltérő mozgáspályája miatt, a nyomó ütem – a mozgató mechanizmus geometriai arányaitól függően – a lengésidő 40 - 75%-án keresztül tarthat, ezért az illesztési tényező értéke szélesebb tartományban változhat:  $c = 1,3 - 2,5$ .

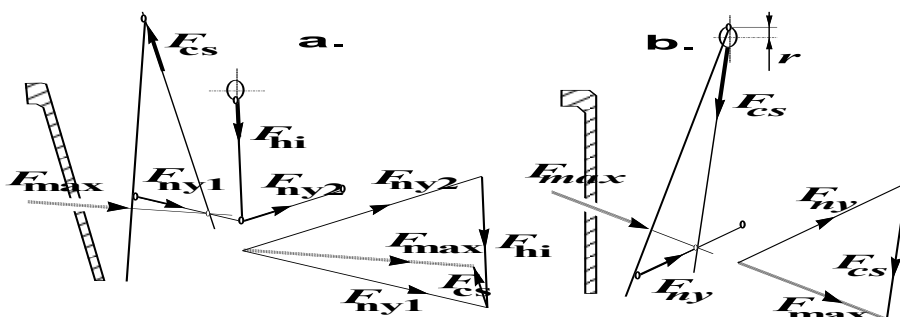
A törőerő változására vonatkozó mérések alapján a törési ütemen belül az erő megközelítőleg lineárisan változik (2.31. ábra), ezért a nyomó ütemre értelmezett mértékadó terhelésből a **törőerő maximális értéke**:

$$F_{max} = \beta \cdot F_m \cong 2,0 \cdot F_m \quad (2.27)$$



2.31. ábra. A törőerő időbeni változása kétingás törőgépnél

A pófára ható maximális törőerőből származó, a berendezés egyes fő szerkezeti részeire (nyomólapok, hajtóingá, pófa támasz stb.) ható terheléseket, a pófát mozgató mechanizmus geometriai méreteinek megfelelően felvett erők vektorábrájának szerkesztéséből (2.32. ábra\*), vagy az szerkezetre felírt erő- és nyomatéki egyensúlyi egyenletekből lehet meghatározni.



2.32. ábra. A pófás törőgépek szerkezeti részeire ható erők

A **kúpos törőgépek** hajtásának teljesítményigényére is a Bond-féle összefüggés (2.11) adja a legjobb közelítést, és az eredő törőerő értéke is – a pófás törőgépeknél leírtakkal azonos módon – az aprítás teljesítmény szükségletéből, és a törőkúpnak az eredő törőerő síkjában végzett elmozdulásából határozható meg.

\* Az ábra jelölése:  $F_{max}$  – a törőerő maximális értéke;  $F_{ny}$  – a nyomólapra ható erő;  $F_{hi}$  – a hajtóingára átadódó erő;  $F_m$  – a pófa felfüggesztő tengely csapágyait terhelő erő.

### 3. Osztályozás, osztályozógépek

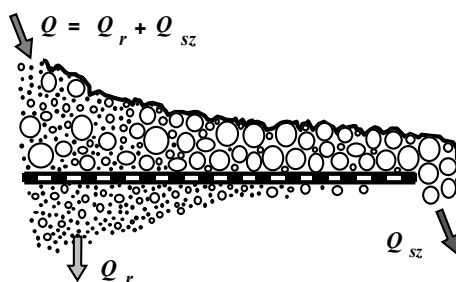
Az adalékanyag méret szerinti szétválasztására többnyire kétféle eljárást alkalmaznak:

- **mechanikus osztályozást**, a 4 mm feletti szemcseméretre;
- **hidraulikus osztályozást** az agyag-iszap tartalom eltávolítására, és a 4 mm alatti homokfrakciók szétválasztására.

A kétféle módszert sok esetben együtt alkalmazzák, azaz először egy mechanikus rostán szétválasztják a 4 mm feletti frakciókat, majd a homokot hidraulikus berendezéssel tovább osztályozzák. E folyamatra többnyire jellemző, hogy a mechanikus osztályozást nagynyomású vízszög alatt végzik. Ennek célja egyrészt az adalékanyag mosása, másrészt a hidraulikus osztályozáshoz szükséges zagy létrehozása.

#### 3.1. Mechanikus osztályozás, és gépei

A mechanikus osztályozás alapelve, hogy a nyílásokkal ellátott felületre kerülő halmazból (3.1. ábrán:  $Q$ ) a résnyílásnál ( $w$ ) kisebb szemek ( $Q_r$ ) áthullanak, míg a nagyobbak ( $Q_{sz}$ ) fennmaradnak. Az osztályozás folyamatosságának feltétele, hogy a fennmaradó szemcsék folyamatosan továbbhaladjanak, amit többnyire a rostasík periodikus mozgásával érnek el.



3.1. ábra. Mechanikus osztályozás elve

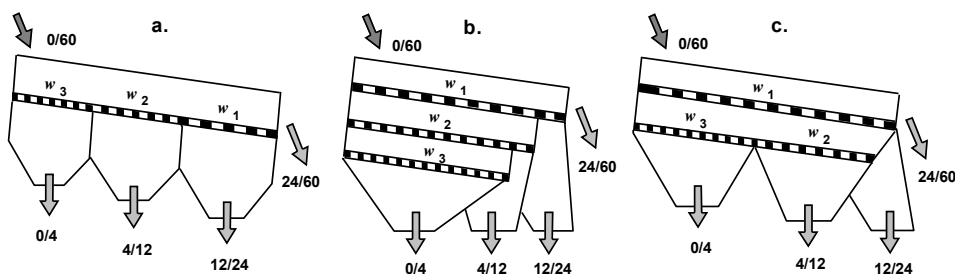
A mechanikus osztályozás minősítésére az **osztályozási élességet** (3.1) használják. Értéke a rostalemezre feladott, és a fennmaradó anyagból vett minták vizsgálatából határozható meg. Először lemérik a feladott anyagban a résnyílásnál kisebb szemek mennyiségét ( $M$  [tömeg%]), majd a síkon fennmaradó anyag szétválasztásával az át nem hullott szemek tényleges értékét ( $U$  [tömeg%]), melyből:

$$E = \frac{M - U}{M} \cdot 100, [\%] \quad (3.1)$$

Egy osztályozógéppel a különböző résnyílású rostalemezek számától ( $z$ ) függően,  $(z + 1)$  számú frakcióra bontható szét az anyaghalmoz. Az 3.2.

ábrán egy négy frakciós (3 rostasík:  $w_1 > w_2 > w_3$ ) osztályozó berendezés rostalemezeinek elrendezési lehetőségei láthatóak.

A **soros** elrendezés (3.2/a. ábra) előnye, hogy a frakciók tárolóbunkerei közvetlenül a rostasíkok alatt helyezhetők el, és a szitaszövetek (tisztítás vagy csere céljából) könnyen hozzáférhetők. Hátránya, hogy a gépre feladott összes anyag a legkisebb terhelhetőségű, legfinomabb rostasíkra kerül, így annak nagy az igénybevétele, valamint nagy a berendezés hossz-mérete.



3.2. ábra. Rostasíkok elrendezése

A **párhuzamos** elrendezés (3.2/b. ábra) az előző hátrányait kiküszöböli, de az egyes frakciók tartályba juttatását csak szűk surrantókkal lehet megoldani, másrészt – tisztítás vagy rostalemez csere esetén – nehezen lehet az alsó rostasíkokhoz hozzáférni.

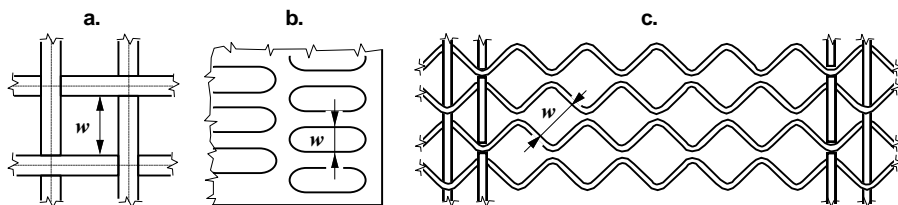
**Vegyes** rendszert (3.2/b. ábra) akkor alkalmazzák, ha a gép magassági méretkorlátai miatt, két síkkal kell az anyagot 3-nál több frakcióra szétválasztani. Ez az előző két módszer kombinációja, ezért kisebb mértékben ugyan, de azok előnyei és hátrányai is érvényesülnek.

### 3.1.1. Rostalemezek jellemzői

A szemcsés anyagok méret szerinti szétválasztására alkalmazott osztályozóelemek lehetnek: rostalemezek; szitaszövetek, és rostélyrácsok. Ez utóbbiak a szállítási irányban elhelyezett rácsrudakból állnak, és csak előosztályozásra használhatók, mivel a hosszirányú rács az áthulló szemcsék méretét csak az egyik irányban korlátozza.

A rostasíkok többféle résnyílással (3.3. ábra) készülnek, anyaguk acél, keménygumi vagy műanyag lehet. A gyártócégek az osztályozóelemeket többféle kivitelben forgalmazzák, a kisebb résnyílású acél és gumi szita-

szöveteket rendszerint tekercselve is szállítják, míg a nagyobb nyílásúak 0,25 - 1,0 m<sup>2</sup> felületű lap formában készülnek. A tekercsek szélessége, és a lapméretek többfélék lehetnek, a méretlépcső általában 100 mm.



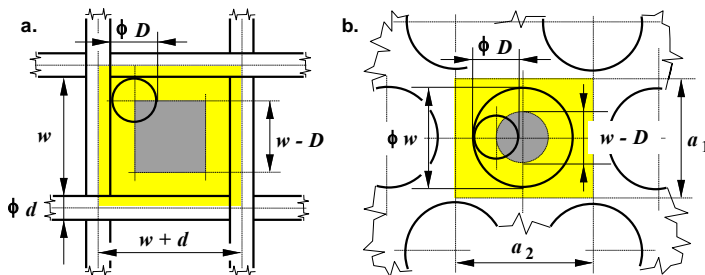
3.3. ábra. Rostalemez típusok

a./ négyzetes nyílású, szövött; b./ hosszúkás nyílású, perforált; c./ „hárfaszita”

A résnyílás mérete és alakja mellett, a legfontosabb rostalemez jellemző a **kihasználási fok** amely %-ban (vagy arányszámként) adja meg az egy-ségnyi felületen lévő résnyílások összfelületét, azaz az osztályozás szem-pontjából hasznos felületet. Értéke, a 3.4. ábra jelölésének megfelelően:

- négyzetes nyílású lemeznél (3.4/a. ábra):
- környílású rostalemeznél (3.4/b. ábra):

$$\left. \begin{aligned} F_0 &= \frac{w^2}{(w+d)^2} \cdot 100 \\ F_0 &= \frac{w^2 \cdot \pi / 4}{a_1 \cdot a_2} \cdot 100 \end{aligned} \right\} (3.2)$$



3.4. ábra. A kihasználási fok értelmezése

A felület kihasználási fok függ a rostalemez kivitelétől (szövött, perforált stb.) és anyagától (acél, gumi vagy műanyag), a résnyílás méretétől és alakjától, valamint egyes típusoknál a terhelhetőségüktől (könnyű, normál, nehéz vagy extra nehéz kivitel).

**3.1. táblázat: Négyzetes nyílású, szövött acél rostalemezek adatai**

w [mm]	Könnyű			Normál			Nehéz		
	d [mm]	F <sub>0</sub> [%]	m <sub>0</sub> [kg/m <sup>2</sup> ]	d [mm]	F <sub>0</sub> [%]	m <sub>0</sub> [kg/m <sup>2</sup> ]	d [mm]	F <sub>0</sub> [%]	m <sub>0</sub> [kg/m <sup>2</sup> ]
4,0	1,25	58	3,9	1,6	51	5,9	2,0	45	8,7
6,3	1,6	64	4,2	2,0	58	6,3	2,5	51	9,2
8,0	1,8	67	4,3	2,2	61	6,2	2,8	55	9,4
10,0	2,0	70	4,3	2,5	64	6,5	3,2	57	10,0
12,5	2,2	72	4,3	2,8	67	6,7	3,6	60	10,0
14,0	2,2	75	3,9	2,8	70	6,1	3,6	63	9,6
16,0				4,0	64	10,0	5,0	58	15,0
20,0				5,0	64	13,0	6,3	58	20,0
25,0				5,0	70	11,0	6,3	64	16,0
32,0				6,3	70	13,0	8,0	64	21,0
40,0				8,0	70	17,0	10,0	64	26,0
50,0				8,0	74	14,0	10,0	69	22,0
63,0				10,0	75	18,0	12,5	70	17,0

**3.2. táblázat: Gumi rostalemezek jellemző adatai**

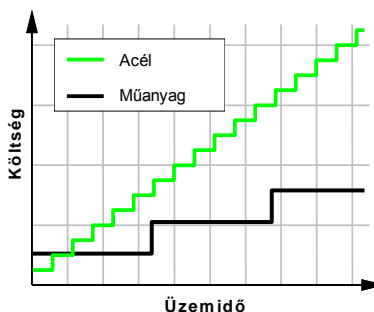
Négyzetes nyílású					Hosszúakás nyílású				
w [mm]	F <sub>0</sub> [%]	Vastagság, [mm]			w × ℓ [mm]	F <sub>0</sub> [%]	Vastagság, [mm]		
		könnyű	normál	nehéz			könnyű	normál	nehéz
4	30		5		4 × 25	36		5	7
6	36		5	7	5 × 25	40		5	7
8	33		5	7	6 × 25	38		5	7
10	39		5	7	8 × 25	39	5	7	10
12	44	5	7	10	10 × 25	42	5	7	10
16	38	7	10	15	12 × 25	38	7	10	15
20	39	7	10	15	16 × 40	38	10	15	20
25	39	10	15	20	20 × 40	41	10	15	25
32	41	15	20	25	25 × 40	38	10	15	25
40	48	15	20	35	30 × 48	39	15	20	25

A rostalemezek kiválasztásakor – a kívánt frakciók szemcsehatárai mellett – figyelembe kell venni, hogy:

- Az acél rostalemeznél (3.1. táblázat) a nagyobb terhelhetőséget vastagabb huzalátmérővel ( $d$ ) érik el, ezért kisebb a hasznos felületük,

míg a gumi (3.2. táblázat) vagy a műanyag rosta-lemezeknél az anyag nagyobb vastagsági mérete teszi lehetővé a nagyobb teherbírást, ezért ezeknél a kivittől nem függ a kihasználási fok.

- Az azonos résnyílású rostalemezek közül az acél lemezek kihasználási foka kedvezőbb, mint a gumi vagy műanyag lemezeké. Ezért egy adott berendezésnél a rostalemez anyagának megváltoztatása (pl. acél helyett műanyag) azzal jár, hogy megváltozik a berendezés teljesítőképessége vagy az osztályozás minősége.
- A gumi és műanyag rostasíkok kopása lényegesen kisebb, így azonos körülmények között az élettartamuk nagyobb, mint az acél lemezeké. Ugyanakkor költségesebbek, de hosszabb időszakot alapulvéve, az esetenkénti nagyobb anyagköltség megtérüléséhez hozzájárul a cserével járó szerelési, és a termelés kiesésből adódó költségek csökkenése (3.5. ábra).

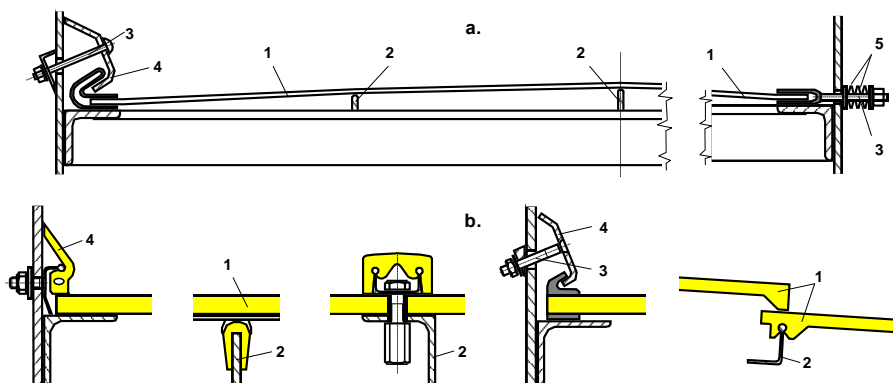


**3.5. ábra. Acél és műanyag rostalemezek költségei**

- A hosszúkás nyílású (3.3/b ábra) lemezek kevésbé hajlamosabbak az eltömődésre, de ezeken a hosszú és lemezes szemek is képesek áthullani. A nyílások eltömődési hajlamának csökkentésére alakították ki az ún. „hárfaszítát” (3.3/c ábra), melynél a huzalok egymáshoz képest el tudnak mozdulni, és az így megnövekedett résen keresztül a beszoruló szemcsék ki tudnak hullani.

A rostán szállított anyag sebessége szempontjából fontos követelmény, hogy a rostasíkok mozgásjellemzői azonosak legyenek, ezért a rostalemezeket mereven rögzítik a gépvázhoz. Az acél rostasíkokat (3.6/a. ábra) többnyire ívesen elhelyezett, különböző magasságú támaszokra (2) feszítve építik be. A feszítés vagy a felhajlított lemezszélekre támaszkodó feszítő elemmel (4) vagy tányérrugókkal (5) történik.

A tekercsben szállított gumi és műanyag rostalemezeket, ill. a rostalap elemeket a hozzájuk gyárilag készített speciális szerelő- és rögzítőelemek (3.6/b. ábra) felhasználásával célszerű beépíteni. Egyes műanyag rostalap típusokat a szállítás irányában lépcsősen kell elhelyezni, melynek előnye, hogy a lépcsőknél az anyaghalmoz átfordul, ezért kedvezőbb lesz az osztályozás minősége.



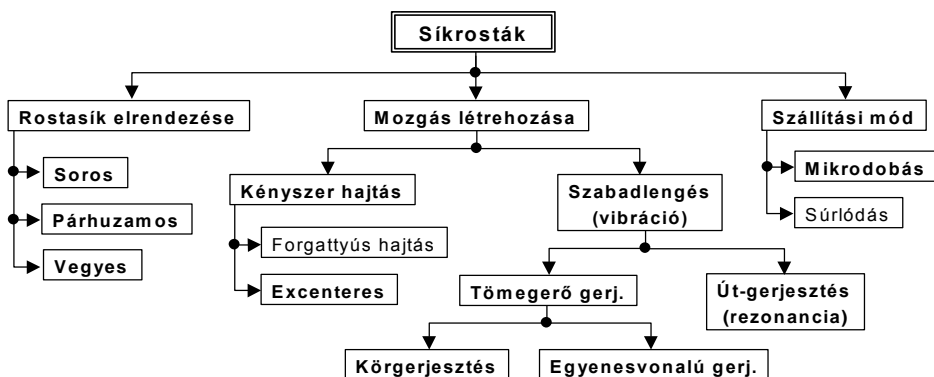
3.6. ábra. Acél (a.) és műanyag (b.) rostalemezek beépítése

1. rostalemez; 2. támasz; 3. feszítőcsavar, 4. feszítő elem; 5. tányérrugó.

### 3.1.2. Osztályozógépek alaptípusai, szerkezeti kialakítása

A mechanikus osztályozógépek a rostasík alakja alapján síkrosták vagy dobrosták lehetnek. A síkrostáknál a rostasíkok periodikus mozgásával érik el a résnyílásnál nagyobb szemcsék áramlását, míg a dobrostáknál a dob forgómozgása és a gravitációs erő együttes hatásaként valósul meg a szemcsék szállítása. A két géptípus közül a dobrostákat adalékanyag szétválasztására csak ritkán használják, egyrészt nagy helyigényük miatt, másrészt mert ezekkel csak – a több szempontból is hátrányos – soros osztályozás valósítható meg.

A **síkrosták** a rostasíkok elrendezése, a mozgás létrehozása, és a szállítás módja alapján rendszerezhetők (3.7. ábra).



3.7. ábra. Síkrosták alaptípusai

A **rostasíkok** periodikus **mozgására** alapvetően kétféle megoldást al-



kalmaznak, a kényszerhajtást és a szabadlengést (vagy vibrációt). A két-féle változat között a legfontosabb eltérés, hogy a kényszerhajtású gépeknél a rostakeret elmozdulása a hajtás által meghatározott kényszerpályán történik, míg a szabadlengésű rosták elmozdulása a rendszerben fellépő erőktől függ. Ez nemcsak a hajtás gépészeti kialakítása, hanem üzemeltetési szempontból is lényeges eltérés, mert az eltérő mozgatási mód miatt:

- A **kényszerhajtású** gépek rezgéskitérése gyakorlatilag állandó, míg a vibrációs gépeké a mozgatott össztömegtől (a rostaszekrény és az azzal együttmozgó anyagalmaz tömege) függően változik.
- A **vibrációs rosták** rezgéskitérés amplitúdója viszonylag egyszerű módszerekkel változtatható, míg a kényszerhajtású berendezéseknél a mozgásjellemzők megváltoztatása általában csak igen bonyolult szerkezeti megoldásokkal lehetséges.

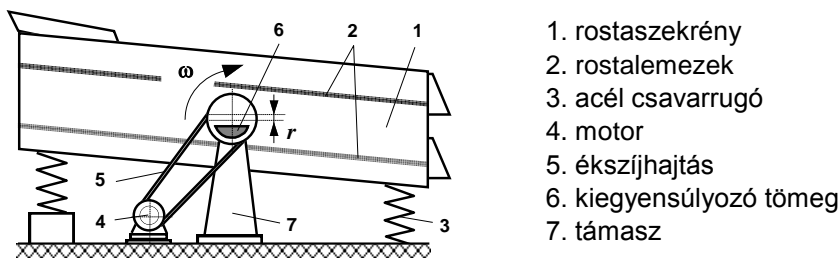
A **szállítási mód** elsősorban a szerkezet rezgés gyorsulás amplitúdójától függ, mert míg a szemcsék megcsúszásához 1 g-nél kisebb gyorsulás is elegendő (**súrlódásos** szállítás), addig a mikrodobás létrehozásához lényegesen nagyobb gyorsulás szükséges. Ugyanakkor az osztályozás minősége szempontjából a **mikrodobásos** szállítás a kedvezőbb, ezért az adalékanyagok osztályozásánál többnyire ezt a szállítási módot alkalmazzák.

### 3.1.2.1. Kényszerhajtású osztályozógépek

A kényszerhajtású osztályozógépek mozgatási módjuk alapján lehetnek forgattyús- vagy excenteres hajtásúak. Az adalékanyag többfrakciós osztályozására az excenteres hajtású gépeket (3.8. ábra) használják, míg a forgattyús hajtású berendezések legfeljebb csak egysíkú, előleválasztó rostaként alkalmazhatók, melynek oka a kétféle hajtási módhoz tartozó eltérő mozgásjellemzőkkel magyarázható. Ugyanis a forgattyús hajtású gépek többnyire alacsonyabb rezgésszámon ( $n = 150 - 400$  1/perc), és kisebb rezgés gyorsulás ( $a < 1$  g) mellett üzemelnek, mint az excenteres osztályozógépek ( $n = 700 - 1000$  1/perc és  $a > 2$  g). Ebből következik, hogy az előbbieknél a rostasíkon fennmaradó szemcsék súrlódással mozognak, míg az excenteres rosták szállítási módjára, – az osztályozás minősége szempontjából sokkal kedvezőbb – mikrodobásos áramlás a jellemző.

Az excenteres rosta rostaszekrénye (1) az alátámasztáshoz (7) képest, a főtengely excentricitásának megfelelő sugarú (3.8. ábrán:  $r$ ) körpályán mozog. A tengelyen elhelyezett excenteres tömegek (6) szerepe a rostakeret tömegeirőinek kiegyensúlyozása. A berendezés súlyerejének döntő részét a középső támaszok veszik fel, a rostaszekrény két végén elhelyezett alátámasztó rugók (3) feladata a szerkezet stabilitásának biztosítása. Az ábrán

bemutatott gépnél a rosta rezgésszámát a motor (4) utáni ékszíjhajtás (5) áttételével állítják be, de pl. a mobil osztályozó telepeknél alkalmazott berendezéseknél a gép hajtására szolgáló hidromotor fordulatszámának változtatásával hozzák létre a kívánt rezgésszámot.



3.8. ábra. Kényszerhajtású (excenteres) osztályozógép

### 3.1.2.2. Vibrációs rosták

A vibrációs osztályozógépek a gerjesztés szempontjából tömegelő és elmozdulás gerjesztésűek lehetnek:

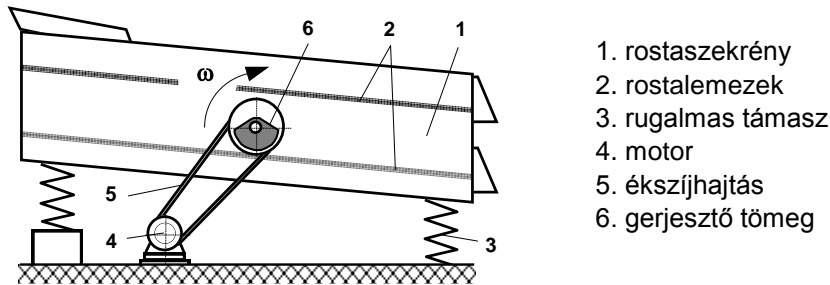
- A **tömegelő gerjesztésű** osztályozógépek gerjesztőerejét egy vagy két párhuzamos tengely körül forgó külpontos tömeg centrifugális ereje szolgáltatja. Az egytengelyes gerjesztőmű körgerjesztést eredményez, míg a kéttengelyessel – azonos excenteres tömegek és fordulatszám, de ellentétes forgásirány esetén – egyenes vonalú, irányított gerjesztés hozható létre.
- Az **elmozdulás gerjesztést** elsősorban a rezonanciarostáknál alkalmazzák. A rostakeretet excenterrel mozgatják, de nem közvetlenül (mint a kényszerhajtásnál), hanem gumirugó-telep közbeiktatásával.

A **tömegelő gerjesztésű** vibrációs osztályozógépek szerkezetileg három fő egységből állnak:

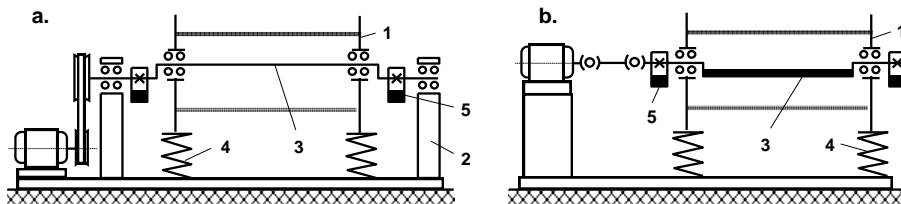
- a rostalemezeket tartalmazó rostaszekrényből;
- a mozgást létrehozó gerjesztőegységből;
- a szerkezet elmozdulását biztosító rugalmas támaszokból.

A 3.9. ábrán bemutatott **körgerjesztésű vibrációs** rosta gerjesztő tengelyét (6) a motor (4) ékszín áttételen (5) keresztül forgatja, de alkalmaznak közvetlen (kardántengelyes) hajtást is. Az ékszíjhajtás előnye, hogy a gerjesztés rezgésszámát viszonylag egyszerű módszerrel (ékszíjtárcsa csere) lehet megváltoztatni. Ugyanakkor a rostakeret mozgása és a megfelelő ék

ékszíj feszítés biztosítása érdekében a szokásosnál hosszabb ékszíjat kell alkalmazni, és a motort rugalmasan kell felfogatni. Minderre nincs szükség kardántengelyes hajtásnál, de ekkor a rezgésszám változtatás csak frekvencia-szabályzott hajtással oldható meg. Az ábrán bemutatott gépnél a rostaszekrény (1) alátámasztására acél csavarrugók (3) szolgálnak, de e célra gumirugókat is használnak.



3.9. ábra. Körgerjesztésű vibrációs rosta



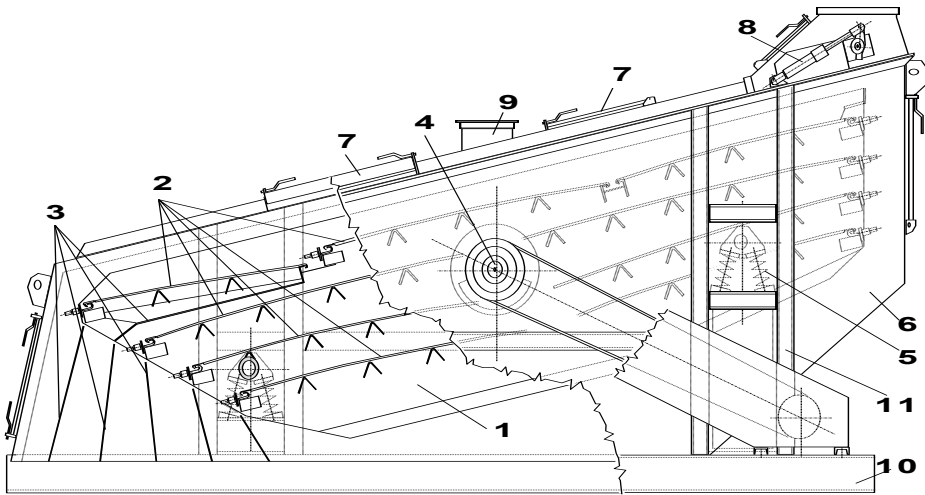
3.10. ábra. A kényszerhajtású excenteres (a.) és a körgerjesztésű vibrációs rosta (b.) tengelymetszeteinek összehasonlítása

1. rostaszekrény; 2. támasz; 3. excenteres tengely; 4. rugó; 5. excenter

A körgerjesztésű vibrációs rosták – a szerkezetük látszólagos hasonlósága miatt – könnyen összetéveszthetők a kényszerrendszerű excenteres rostával (lásd: 3.9. és 3.8. ábra) de lényeges eltérés köztük, hogy:

- A kényszerhajtású gép (3.10/a. ábra) rostaszekrénye (1) a végein alátámasztott (2) tengely (3) excentrikus részéhez csatlakozik, ezért a szerkezet az excentricitásnak megfelelő sugarú körpályán mozog. Ezzel szemben a vibrációs gép (3.10/b. ábra) rostakerete rugókra (4) támaszkodik, és a tengely (3) csak az oldallemezekben van csapágyazva, ezért az elmozdulása nem egy geometriai mérettől, hanem az excenteres tengely (3) által létrehozott gerjesztőerőtől függ.

- A kényszerhajtású rostánál a rostaszekrényt megtámasztó rugók (4), csak a középén alátámasztott szerkezet stabilitását szolgálják, míg a vibrációs gépeknél a rugalmas támaszok veszik fel a szerkezet súlyerejét, ezek biztosítják a szerkezet elmozdulását, és a mozgásjellemzők alakulásában is szerepük van.
- Mindkét gép főtengelyén külső excentereket (5) is elhelyeznek, de ezek a vibrációs gépeknél a kívánt gerjesztőerő pontos beállítására szolgálnak, míg az excenteres rostáknál a feladatuk a rostaszekrény mozgásából származó tömegek kiegyenlítése.



**3.11. ábra. Körgerjesztésű „meleg üzemű” vibrációs rosta**

1. rostaszekrény, 2. rostalemezek, 3. surrantók, 4. gerjesztő tengely, 5. támasztó rugó, 6. burkolat, 7. kémelőnyílás, 8. a „rostakerülő” váltólap mozgató henger, 9. porelszívó csatlakozó, 10. alváz, 11. burkolat tartókerete.

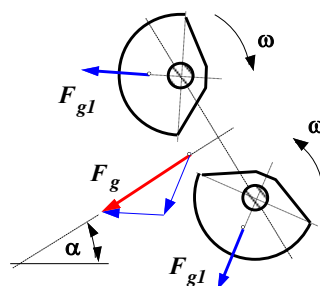
A 3.11. ábrán látható körgerjesztésű, ún. **„meleg üzemű” vibrációs rosta** egy szakaszos üzemű aszfaltkeverő telep osztályozási feladatainak ellátására készült. Ebből az alkalmazási területből következik, hogy a bemutatott gép – a beton adalékanyag osztályozásánál használatos vibrációs rosták kialakításához képest – rendelkezik olyan sajátosságokkal is, melyek az aszfaltgyártás speciális igényeihez igazodnak, ezek [16]:

- A síkrostákkal általában 2 - 4 féle adalékanyag frakciót állítanak elő, ezzel szemben a bemutatott gép 6 különböző frakció szétválasztására alkalmas. A több frakció nemcsak az adott gépre, hanem az aszfaltkeverő telepek meleg üzemű rostáira általánosan is jellemző.
- A feladógaratnál elhelyezett „rostakerülő” váltólap (8) működteté-

sével, osztályozás nélkül is el lehet juttatni az anyagot a rosta alatti tároló rekeszbe. Ez az üzemmód akkor használható ki, amikor hosszú ideig változatlan minőségű aszfaltkeveréket kell készíteni, ezért annak pontos összetétele az előadagolókkal is beállítható.

- A szárítódobból kikerülő száraz anyag „vibrálása” igen nagy por-képződéssel jár, ezért a környezet védelme érdekében az osztályozógépet zárt burkolattal (6) kell ellátni, és a rosta légterét is be kell csatlakoztatni (9) a keverőtelep porelszívó rendszerébe.
- Az osztályozandó anyag magas hőmérséklete miatt, csak acélból készült rostalemezeket, és rugókat szabad a berendezésbe beépíteni.

Az **egyenesevonalú, irányított gerjesztés** létrehozásának feltétele, hogy a két párhuzamos gerjesztőtengelyen elhelyezett külpontos tömegek nagysága, excentricitása és fordulatszáma megegyező, de forgásirányuk ellentétes legyen. Ekkor ugyanis a külpontos tömegek forgásából származó centrifugális erők ( $F_{g1}$ ) eredője ( $F_g$ ) minden excenter szöghelyzetnél azonos irányú lesz (3.12. ábra).

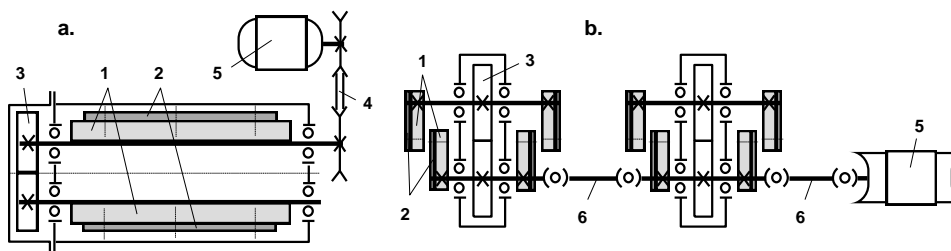


**3.12. ábra. Egyenesevonalú gerjesztés**

A gerjesztőerő irányítási szögének ( $\alpha$ ) értéke általában 30 - 60° (a vízszintes síkhoz mérve), mivel ebben a szögtartományban a berendezésnek mind a szállítási, mind az osztályozási paraméterei viszonylag kedvezőek.

Az irányított gerjesztést vagy kéttengelyes vagy 2 db ellentétes forgásirányú egytengelyes gerjesztőegységgel (pl.: vibromotorral) hozzák létre. A kéttengelyes gerjesztőművek szinkronforgását 1:1 áttételű fogaskerékpár (3.13. ábrán: 3) biztosítja. A kéttengelyes gerjesztőművek a szerkezeti kialakításuk alapján lehetnek a gép szélességi méretéhez igazodó (3.13/a. ábra) vagy különálló vibrátorblokkokból kialakított (3.13/b. ábra) gép-egységek.

A kétféle megoldás közül az utóbbi időben egyre több gyártó cég alkalmazza a blokkos változatot, mivel ezek előnye, hogy ugyanaz a gerjesztőegység – a darabszámtól függően – különböző szélességű, ill. gerjesztőerő igényű osztályozógépre is felszerelhető, ill. a gerjesztőerő beállítása az excenterlemez (1, 2) egymáshoz viszonyított hajlásszögének megváltoztatásával (a szerkezet megbontása nélkül) megoldható.

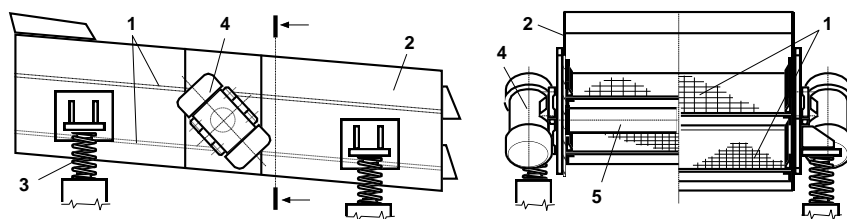


**3.13. ábra. Irányított gerjesztésű rosták gerjesztőművei**

1. rögzített excenter, 2. állítható excenter, 3. szinkronizáló fogaskerék-pár, 4. ékszíj, 5. motor, 6. kardántengely

*Egytengelyes gerjesztőegységként* többnyire 2 db vibromotort\* alkalmaznak (3.14. ábra). Ezeknél nem mechanikus kapcsolat révén, hanem úgynevezett „önszinkronizálással” jön létre a két gerjesztőtengely szinkronforgása. Ennek feltétele, a motorok forgásirányának ellentétes bekötésén túlmenően, hogy:

- az elektromos motorok nyomaték-fordulatszám jelleggörbéi jó közelítéssel azonosak legyenek;
- megfelelő merevségű kapcsolat legyen a vibrátorok és a rostaszekrény között (lásd: 3.14. ábra: 5 jelű merevítő cső);
- a szerkezet ne legyen hajlamos a billegésre (azaz a gerjesztés rezgésszáma legalább háromszorosa legyen a rendszer szögelfordulásához tartozó sajátrezgésszámnak\*\*).



**3.14. ábra. Vibromotoros gerjesztésű vibrációs rosta**

1. rostalemezek, 2. rostakeret, 3. támasztörugó, 4. vibromotor, 5. merevítő cső

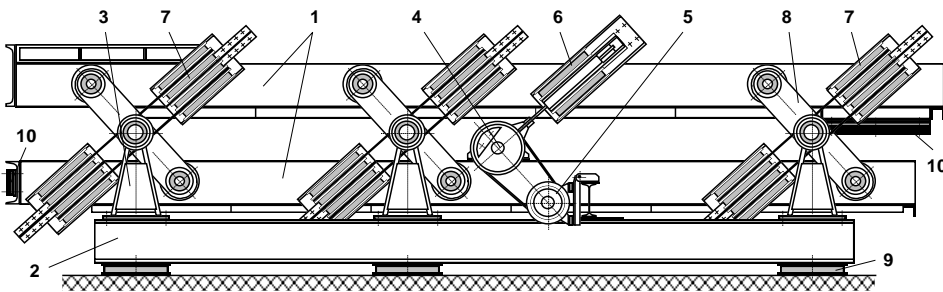
A gerjesztőerő változtatására az irányított gerjesztésnél is a körrezgésnél leírt módszereket alkalmazzák, de a szinkronizáló fogaskerékes gerjeszt-

\* A vibromotorok olyan aszinkron motorok, melyek mindkét oldali tengely-csonkján excentrikus tömegeket helyeznek el. Lásd még: 6.2. fejezet.

\*\* Lásd még: 3.2.3. fejezet.

tömegségeknél a rezgésjellemzőket – a tömegnyomaték és a szögsebesség mellett – az irányítási szög változtatásával is lehet módosítani, a fogaske-rekek egymáshoz kapcsolódó fogainak megváltoztatásával.

Az **elmozdulás gerjesztésű rezonancia rosta** (3.15. ábra) jellegzetessége, hogy – elnevezése ellenére – nem a szerkezet rezonancia frekvenciájának megfelelő fordulatszám, hanem mindig az alatt (aláhangelve) üzemelnek. A rezonancia előtti tartományban ugyanis a rendszer „visszaszabályzó képessége”<sup>\*</sup> miatt, kevésbé érzékeny a rostán lévő anyag tömegének változására. A rostakeret (1) mozgását excenteres tengely (4) végzi, de nem közvetlenül – mint a kényszerhajtású gépeknél – hanem egy gerjesztőkaron keresztül, gumirugó (6) közbeiktatásával.



**3.15. ábra. Binder-rendszerű rezonancia rosta**

1. rostakeret, 2. alapkeret, 3. támasz, 4. excenteres tengely, 5. motor, 6. gerjesztő gumirugó, 7. tároló gumirugó, 8. irányítókar, 9. alátámasztó gumirugó, 10. kiegyensúlyozó tömeg.

A 3.15. ábrán látható Binder-rendszerű rosta jellegzetessége, hogy a rostakereteket összekötő irányítókarok (8), valamint az arra merőlegesen elhelyezett gerjesztőegység (4, 5) hatására, a két rostakeret (1) egymással szemben mozog. Az ellentétes irányú mozgás miatt a rostakeretekről a támaszokra (3) átadódó tömegerők is ellenkező irányúak, így azonos tömerek és irányítókar hosszak esetén elérhető, hogy a szerkezet ne adjon át rezgést az alapkeretnek (2). Ennek feltétele, hogy a gerjesztőerő a rostakeretek tömegközéppontjait összekötő egyenesben hasson, amit a kiegyensúlyozó tömegek (10) fel-, ill. leszerelésével lehet beállítani.

A vibrációs rosták, a rezgésjellemzőiket befolyásoló sokféle tényező (a szerkezet tömegeloszlása, rugalmas és csillapítási jellemzők stb.) miatt pontos szabályozást igényelnek [17]. Mindez fokozottan vonatkozik a

\* Lásd: 3.31. ábra, és a hozzá fűzött magyarázat.

Binder rostákra, mivel ezeknél az egymással szemben lengő rostakereteket is ki kell egyensúlyozni. A rezgésjellemzők beállítását rendszerint a gyártóműben végzik el, de a végleges paraméterek beszabályozását, a beépítés helyszínén célszerű elvégezni, mert a környezetnek átadódó rezgések mértékét nemcsak a rosta jellemzői, hanem az alátámasztásának (épület, acélszerkezet) lengéstani tulajdonságai is befolyásolhatják.

A rezonancia rostáknál alátámasztó- ill. gerjesztő rugóként gumirugókat alkalmaznak, mivel azok rugalmas és csillapítási jellemzőinek megfelelő megválasztása esetén a rezonancia közeli üzemállapot rezgésjellemzői könnyebben kézben tarthatók. Ugyanakkor a gumirugók anyagának öregedése miatt (rugómerevsége idővel növekszik) a gép beszabályozását rendszeresen el kell végezni. Ezzel, valamint a rezonancia közeli üzem módból adódó nagyobb érzékenységgel magyarázható, hogy a korábban széles körben alkalmazott rezonancia rostákat egyre inkább kiszorítják a tömegező gerjesztésű vibrációs gépek.

## **3.2. Osztályozógépek méretezése**

### **3.2.1. Teljesítőképesség meghatározása**

Az osztályozógépek prospektusaiban, ill. a gépkönyvekben szereplő technológiai adatokat áttekintve tapasztalható, hogy a legfontosabb üzemi jellemzőre – a berendezés teljesítőképességére – vagy nincs adat, vagy annak csak a tartományát közlik. A 3.3. táblázatban egyes gépeknél ugyan pontos értékek is szerepelnek, de ezek a berendezések egy-egy adott osztályozási feladatra készültek, ezért a megadott értékek csak a tervezéskor figyelembe vett jellemzők (szemeloszlás, max. szemcse méret, frakció határok stb.) esetén teljesülnek.

Teljesítőképesség adat hiányában az osztályozógépet – a többi betontechnológiai berendezésekhez hasonlóan – nem lehet katalógusból kiválasztani, ezért a feladott anyagról és az osztályozandó frakciókkal kapcsolatos követelményekről kért részletes információk alapján általában maguk a gyártó cégek határozzák meg az adott feladathoz szükséges jellemzőket. Mivel egy adott berendezésnél az üzemeltetés során is megváltozhat vagy a feladott anyag összetétele, vagy a leválasztandó frakciók mérete, a teljesítőképesség számítási módszerének ismerete nemcsak a rosták tervezéséhez, hanem a megbízható üzemeltetéséhez is szükséges.



3.3. táblázat: Vibrációs rosták műszaki jellemzői

Típus	$B \times L$ [m × m]	$D_{fel}$ [mm]	$w$ [mm]	$Q$ [t/óra]	$P$ [kW]	$m$ [t]
Körgerjesztés	1,4 × 3,6	4 - 32	9; 18	84	7,5	3,4
	1,8 × 6,0	0 - 100	3; 34	200	18,5	5,4
	1,0 × 1,6		( 1 síkú )		1,5	0,8
	1,6 × 5,0		( 2 síkú )		11,0	4,2
Egyenesvonalú gerjesztés	1,0 × 2,4	0 - 100	7; 40	50 - 65	5,2	1,80
	1,5 × 3,5	0 - 300	40	140	15,0	3,2
	1,8 × 4,2		( 2 síkú )		22,0	6,0
	2,4 × 6,0		( 3 síkú )		44,0	14,9
Rezonancia	1,0 × 8,7	0 - 120	} 4; 8; 16; 32	50 - 70	7,5	
	1,3 × 8,7	0 - 150		80 - 100	11,0	
	1,6 × 8,7	0 - 200		130 - 180	22,0	
Mogensen**		0 - 100		6 - 500		

A méret szerinti osztályozás lényege, hogy minden egyes rostasík a rákerülő anyaghalmozatot két részre osztja, a résnyílásánál kisebb és az annál nagyobb szemcsék halmazára (3.1. ábra). A rostalemezzel\* szétválasztott két részhalmozat aránya azonban csak akkor lesz azonos a feladott anyag szemeloszlásának pontos arányával, ha:

- az adott résnyílásnál kisebb szemcsék áthullásához – minden egyes rostasíknál – elegendő felület áll rendelkezésre, vagyis megfelelő a rostasík átocsátóképessége;
- a résnyílásnál nagyobb szemcsék a rostalemezeken olyan áramlási sebességgel, és rétegvastagság mellett haladnak, amely nem akadályozza a kisebb szemcsék áthullását.

Az osztályozógép teljesítőképessége ( $Q$ ) tehát függ az egyes rostasíkok átocsátóképességétől, valamint a berendezés rezgésjellemzői által meg-

\*\*A rosta minden további jellemzőjét a gyártó cég az adott feladathoz igazítva határozza meg.

\* A résméret kiválasztásakor figyelembe kell venni, hogy a halmazban a szemcscsoport felső határaként megadott „ $D$ ” méretnél nagyobb szemek is előfordulhatnak (1.3. táblázat), ezért a résnyílást a frakció felső határnál – egy méretlépcsővel – nagyobbra szokás választani (pl. ha:  $D = 20$  mm,  $w = 22$  mm).

határozott szállítóképességtől is. Emiatt a rostára feladható anyagmennyiség kiszámításakor minden egyes rostalemeznél külön-külön meg kell vizsgálni mind az osztályozási, mind a szállítási teljesítőképességet.

A rostálási teljesítőképesség összefüggésének felírása előtt vizsgáljuk meg, hogy mekkora a valószínűsége annak, hogy egy szemcse a nyílásokkal ellátott felületen, felütközés nélkül áthulljon. Ehhez vegyük fel azt az ideális esetet, amikor a test gömb alakú, és mozgása merőleges a vízszintes síkú lemezre. A rosták osztályozási folyamatában ezek az ideális feltételek nem teljesülnek, de az elméleti számítás eredményeiből olyan következtetések is levonhatók, melyek magyarázattal szolgálnak a feladott anyag összetétele és a rosta teljesítőképessége közti kapcsolatra.

Egy  $D$  méretű szemcse ütközésmentes **átjutásának valószínűsége** ( $p$ ) az áthullásra rendelkezésre álló felület és a résnyíláshoz tartozó teljes felület hányadosával írható le (3.3), pl.: négyzetes résnyílásnál (lásd: 3.4/a. ábra):

$$p = \frac{(w - D)^2}{(w + d)^2}, \quad \text{ha } D = 0: \quad p = \frac{F_0}{100} \quad (3.3)$$

A valóságban a szemcse a rostasíkon továbbhaladva többször is próbálkozhat az áthullással. Az  $n$ -szeri próbálkozás utáni átjutás valószínűségét a következők szerint lehet felírni:

- az első próbálkozás utáni át nem jutás valószínűsége:  $r_1 = 1 - p$  ;
- az  $n$ -szeri próba utáni át nem jutás valószínűsége:

$$r_n = (r_1)^n = (1 - p)^n$$

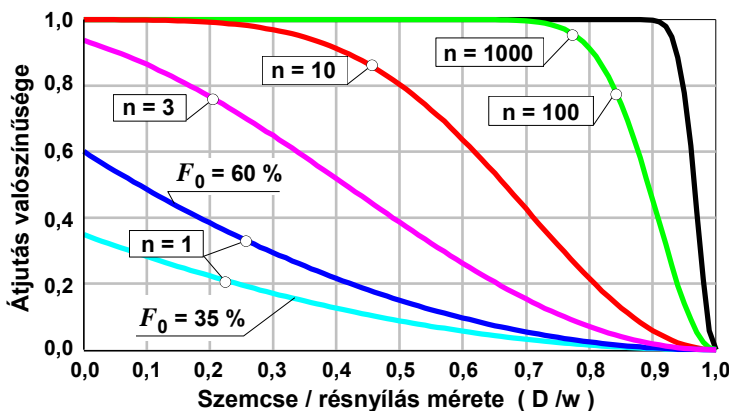
- az  $n$ -szeri próba utáni áthullás valószínűsége:

$$p_n = 1 - r_n = 1 - (1 - p)^n \quad (3.4)$$

A 3.16. ábra a szemcse és résnyílás arányának ( $D/w$ ) függvényében, különböző próbálkozási számoknál ( $n$ ) ábrázolja az áthullás valószínűségét. A diagram alapján megállapítható, hogy egy adott résnyílás esetén:

- Az áthullás valószínűsége annál nagyobb, minél nagyobb az adott rostalemez kihasználási foka ( $F_0$ ).
- A résnyílással azonos méretű szemcsék ( $D = w$ ) csak végtelen számú felütközés után képesek teljes valószínűséggel áthullani, ezért 100% osztályozási élesség – gyakorlatilag – nem valósítható meg.

- Az áthullás valószínűsége annál nagyobb, minél kisebb az adott szemcse résznyíláshoz viszonyított átmérője.
- A próbálkozások számának növelésével az átjutás valószínűsége nő, ezért a rostasík hosszának növelésével javul az osztályozás minősége. Ezzel függ össze az a követelmény is, hogy a rosta mozgásjellemzőit – a találkozási szám növelése érdekében – úgy kell megválasztani, hogy a periódusonkénti elmozdulás kicsi, a frekvencia pedig a lehető legnagyobb legyen.



3.16. ábra. A szemcsék áthullási valószínűsége

### 3.2.1.1. Rostálási teljesítőképesség

A rostálási teljesítőképesség meghatározására a szakirodalom többféle empirikus összefüggést közöl [12; 14; 17; 18; 19]. Ezek formailag hasonlóak a (3.5) kifejezéshez, de eltérnek abban, hogy az áthullást befolyásoló tényezők közül melyek hatását, ill. azokat milyen alapértékhez viszonyítva veszik figyelembe. Az egyes összefüggésekkel és a hozzájuk tartozó táblázatokban, ill. diagramokban közölt tényezők számszerű értékeivel elvégzett ellenőrző számítások eredményeinek összehasonlítása alapján a **rostálási teljesítőképességet** az alábbi összefüggésből lehet meghatározni:

$$Q_{ri} = B \cdot L_{ri} \cdot q_i \cdot K_{1i} \cdot K_{2i} \cdot K_{3i} \cdot K_{4i} \cdot K_{5i} \cdot K_{6i} \cdot K_{7i} \quad [m^3 / \text{óra}] \quad (3.5)$$

ahol:  $B$  – a rostalemez szélessége, m-ben;

$L_{ri}$  – a vizsgált\* rostalemez hasznos hossza, m-ben;

$q_i$  – 1 m<sup>2</sup> rostalemez felületre vonatkozó fajlagos átbocsátóképesség

\* Az „i” index a rostalemez sorszámát jelzi.

ség. Értéke függ a rostalemez résnyílásának méretétől:

$$q_i = 4,1 \cdot w^{5/8}, \quad (m^3 / \text{óra}) / m^2$$

melyben:  $w$  – a résnyílás mérete, mm-ben;

$K_{1i}$  – a feladott összes anyagban ( $Q_{szi} + Q_{ri}$ ), a résnyílásnál nagyobb szemcsék ( $Q_{szi}$ ) arányától függő tényező (3.17/a. ábra);

$K_{2i}$  – az áthulló anyagban ( $Q_{ri}$ ), a résnyílás felénél kisebb szemcsék mennyiségi ( $Q_{r'i}$ ) arányától függő tényező (3.17/b. ábra);

$K_{3i}$  – az rostalemez hasznos felületétől függő tényező. Értéke a %-ban megadott felület kihasználási fok ( $F_0$ ) század része;

$K_{4i}$  – a rostalemezre feladott anyag nedvszívó hatásától, és nedves-ségtartalmától\* függő tényező (3.17/c. ábra);

$K_{5i}$  – az osztályozási élességtől\*\* függő tényező (3.17/d. ábra);

$K_{6i}$  – a résnyílások alakjától függő tényező (3.4. táblázat);

$K_{7i}$  – a rostalemez helyzetétől függő tényező. Értéke az anyagfeladás utáni első rostasíknál 1,0; a másodiknál 0,9; a továbbiaknál 0,8.

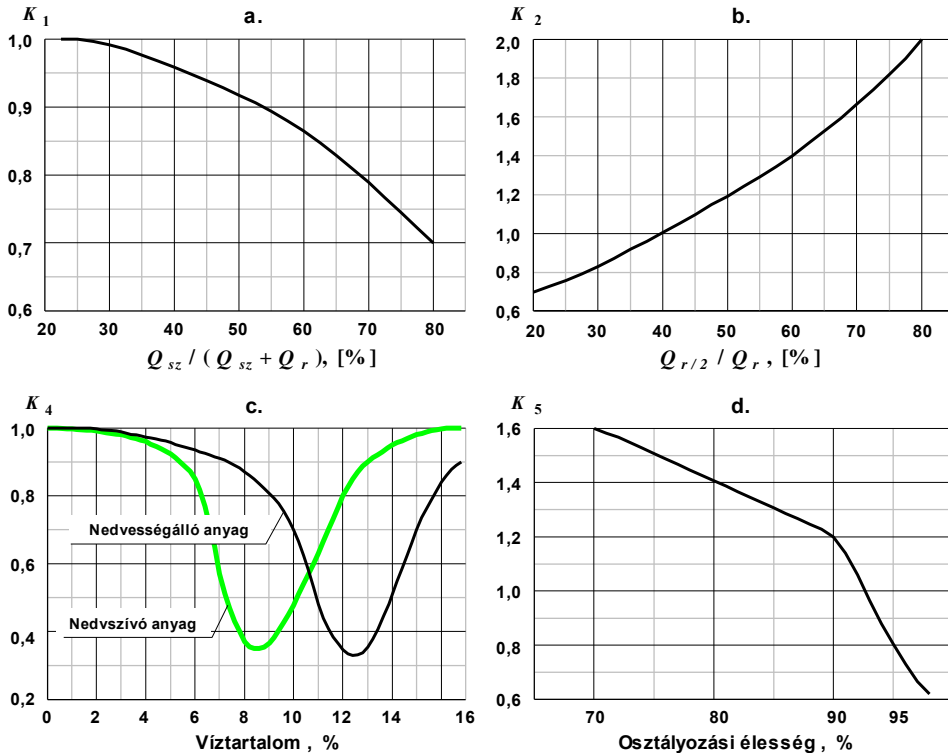
### 3.4. táblázat: A résnyílás alakjától függő tényező

Résnyílás alakja	Négyzet	Kör	Hosszúkás, ha az $L/w$ arány		
			2	3	4
$K_6$	1,00	0,80	1,15	1,20	1,25

Osztályozógépek tervezésekor – az szemeloszlás, és az egyes rostasíkokhoz tartozó  $Q_{ri}$  ismeretében – a rostáláshoz szükséges felületigényt kell rostasíkonként meghatározni, melyek közül a legnagyobb ( $BL_{ri} \max$ ) kell mértékadónak tekinteni.

\* A szemcsés anyagok száraz állapotban ( $v < 4\%$ ), és nagy nedvességtartalom ( $v > 25\%$ ) esetén jól osztályozhatók, de a megadott határértékek között lényegesen lecsökken a szemcsék áthullási esélye. Ennek oka, hogy a felületi feszültség miatt a szemcsék a rostalemezhez tapadnak. Mindez különösen a kis méretű (5 mm alatti) frakciónál jelentkezik erőteljesen. A jelenség megszüntethető az anyag bő vízzel való mosásával, mivel ekkor a vízcseppek már nem különülhetnek el, így a felületi feszültség hatása nem érvényesülhet.

\*\*A beton adalékanyag osztályozási élességének igénye általában: 90 – 95%.



3.17. ábra. A rostálási teljesítőképességet befolyásoló tényezők

### 3.2.1.2. Szállítási teljesítőképesség

A rostasíkokon áramló anyag szempontjából az osztályozógép folyamatos üzemű szállítógépnek tekinthető. Ezért a rostalemezek átlagos szállítási teljesítőképességét a szállítógépekre vonatkozó képletből (3.6) kiindulva lehet felírni, de az egyes tényezők értelmezésekor figyelembe kell venni az osztályozási feladatból adódó eltéréseket.

$$Q_{\text{átl } i} = 3600 \cdot B \cdot h_{\text{átl } i} \cdot v_{\text{átl } i} \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot c_{3i} \quad [m^3 / \text{óra}] \quad (3.6)$$

ahol:  $B$  – a rostalemez szélessége, m-ben;

$h_{\text{átl } i}$  – a rostasíkon szállított anyag átlagos rétegvastagsága, m-ben;

$v_{\text{átl } i}$  – a szemcsék átlagos áramlási sebessége, m/s-ban;

$c_1$  – az anyag és a rostalemez közti megcsúszásokat, és felütközéseket figyelembe vevő tényező:

– súrlódásos áramlásnál:  $c_1 = 0,9 - 1,0$ ;

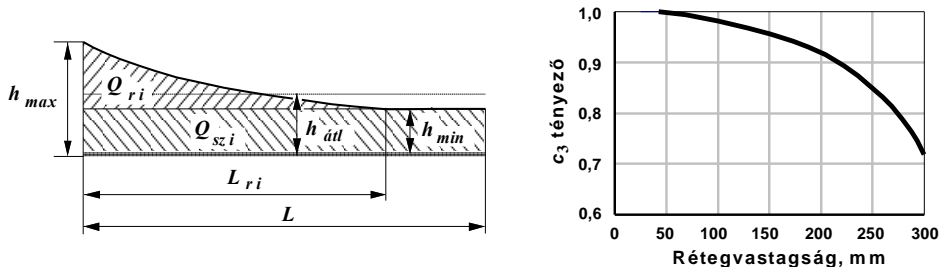
– mikrodobásos áramlásnál:  $c_1 = 0,8 - 0,9$ ;

$c_2$  – a szállított anyag jellemzőitől függő tényező:

– nedves, tapadós anyagnál:  $c_2 = 0,8 - 0,9$ ;

– száraz, és nagy víztartalmú anyagnál:  $c_2 = 0,9 - 1,0$ ;

$c_{3i}$  – az átlagos rétegvastagságtól függő tényező (3.18. ábra).



**3.18. ábra.** Az átlagos rétegvastagságtól függő tényező értelmezése

A szállítógépekkel való hasonlóság mellett – eltérő feladatukból adódóan – a két géptípus szállítási folyamatában olyan eltérések is vannak, melyek a szállítóképességet, ill. annak kiszámítási módját is befolyásolják, ezek:

- A rostára kerülő halmazból a résnyílásnál kisebb szemcsék átesése azonnal megkezdődik, majd az áthullás mértéke egyre csökken. Ezért a rostasíkon szállított anyag rétegvastagsága nem állandó, hanem folyamatosan csökken a nyílásnál nagyobb szemcsék mennyisége által meghatározott értékig ( $h_{min}$ ). Az átlagos anyagmennyiség a 3.18. ábrának megfelelően, a következő kifejezéssel írható fel:

$$Q_{\text{átl } i} = Q_{\text{sz } i} + \frac{Q_{ri} \cdot L_{ri}}{x_i \cdot L} \quad (3.7)$$

ahol:  $Q_{\text{sz } i}$  – a résnyílásnál nagyobb szemcsék mennyisége;

$Q_{ri}$  – a résnyílásnál kisebb szemcsék mennyisége;

$L_{ri}$  – a vizsgált rostalemez hasznos hossza m-ben;

$L$  – a rostalemez tényleges hossza, m-ben;

– körgerjesztésű rostánál általában:  $L = (1,5 - 3,0) \cdot B$ ;

– irányított gerjesztésű gépnél:  $L = (2,0 - 5,0) \cdot B$ ;

$x_i$  – az anyagfeladás ill. az áthullás ütemétől függő tényező, amely azt veszi figyelembe, hogy míg a legfelső sík elején a teljes anyagmennyiség rákerül a rostára, addig a továbbiaknál a feladás helyét és hosszát az

előző síkról való áthullás határozza meg. Az áthullási folyamatot parabolikus, ill. lineáris függvényekkel megközelítve, az áthullás ütemétől függő tényezők értékei:

- az első rostasíknál:  $x_1 = 4,0$ ;
  - a második rostalemeznél:  $x_2 = 3,0$ ;
  - a továbbiaknál:  $x_i = 2,0$ .
- A rostasíkon szállított anyagalmaz átlagos rétegvastagsága függ a rostalemez terhelhetőségétől. Erre vonatkozó adatok hiányában, a rostalemez kivitelétől, a résnyílásától ( $w$ ), ill. az azon szállított legnagyobb szemcsemérettől ( $d_{max}$ ) függően a 3.5. táblázatban közölt kifejezésekből számított értékeket lehet figyelembe venni.
  - Az egyes rostalemezeken áramló anyag sebesség-igényére rendszerint különböző eredmények adódnak, melyek közül a legnagyobbat kell mértékadónak tekinteni.

### 3.5. táblázat: A rostasíkra megengedett átlagos rétegvastagság

Feltétel	A rostalemez kivitele	
	Normál	Nehéz
A résnyílástól függően:	$3 \cdot w_i$	$4 \cdot w_i$
A max. szemcsemérettől függően:	$(1,0 - 1,5) d_{max i}$	$(1,5 - 2,0) d_{max i}$

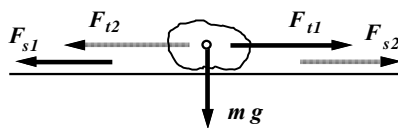
### 3.2.2. A szállítási sebesség meghatározása

Az osztályozógépeknél a résnyílásnál nagyobb szemcsék haladó mozgása a rostakeret periodikus mozgásából származó, szemcsékre átadódó tömegerő révén jön létre. Ennek nagysága és iránya határozza meg a szemcsék mozgásának jellegét, vagyis hogy súrlódásos vagy mikrodobásos anyagáramlás alakul-e ki.

#### 3.2.2.1. Súrlódásos szállítás áramlási sebessége

A **súrlódásos áramlásnál** a test elmozdulásának feltétele, hogy a rosta mozgásából származó, testre ható rostasík irányú gyorsulás nagyobb legyen a **határgyorsulás** értékénél, amely alatt az a rezgésyorsulás amplitúdó értendő, melynél a szemcse a megcsúszás határhelyzetébe kerül.

A periodikus mozgás miatt, a szemcse mindkét irányban képes megcsúszni, de ha a rostasík vízszintes, és a saját síkjában végez harmonikus mozgást, a test csak ide-oda fog csúszkálni, de nem halad előre az egyik irányban sem. A megcsúszás feltétele (3.19. ábra):



**3.19. ábra. A szemcsére ható erők súrlódásos szállításnál**

$$F_{t1} \geq F_{s1} \quad \text{és} \quad F_{t2} \geq F_{s2} \quad (3.8)$$

ahol:  $F_{t1}, F_{t2}$  – a rostasík mozgásából a szemcsére átadódó tömegerő, a kétféle mozgásirányban:

$$F_{t1} = m \cdot a_1 \quad \text{és} \quad F_{t2} = m \cdot a_2;$$

melyben:  $m$  – a szemcse tömege;

$a_1, a_2$  – a rosta gyorsulása a kétféle mozgásirányban;

$F_{s1}, F_{s2}$  – a súrlódóerő a kétféle mozgásirányban:

$$F_{s1} = \mu_0 \cdot m \cdot g \quad \text{és} \quad F_{s2} = \mu_0 \cdot m \cdot g;$$

melyben:  $\mu_0$  – a szemcse és a felület közti nyugalmi súrlódási tényező.

Az erők behelyettesítése után a két mozgásirányban a **határgyorsulás**:

$$|a_1| = |a_2| = \mu_0 \cdot g \quad (3.9)$$

Ahhoz, hogy a megcsúszáskor valamelyik irányban haladó mozgás is létrejöhessen, vagy a szerkezet mozgását, vagy a határgyorsulás értékeit kell aszimmetrikussá tenni, az alábbi módszerek valamelyikével:

- Ferde helyzetű rostasíknál a súlyerő lejtő irányú összetevője az egyik mozgásiránynál segíti, a másikonál hátráltatja a szemcse mozgását, ezért az a lejtő irányában kisebb rostagyorsulásnál is megcsúszik, mint felfelé.
- A rostasík aszimmetrikus gyorsulással történő mozgatásakor a szállítás a nagyobb gyorsulás irányában jöhet létre. Ezt a mozgásformát a gyakorlatban „véges hajtórudas” forgattyús mechanizmussal valósítják meg.
- A rostasíkhöz képest kitérő irányú lengőmozgásnál a rostasíkra merőleges tömegerő-komponens hatására válik aszimmetrikussá a test



megcsúszása. Ehhez a rostasíkot nem a felületére merőlegesen, hanem ahhoz képest ferdén ( $\alpha$  hajlásszögben) támasztják meg.

A súrlódásos áramlás szállítási sebességének meghatározásához először (a szemcsére ható rostasík irányú erők egyensúlyi egyenletéből) meg kell határozni határgyorsulások számszerű értékéit, majd grafikus vagy iterációs eljárással lehet kiszámítani az anyagalmaz átlagos áramlási sebességét [20], [21]. A rostalemezen súrlódva mozgó szemcsék könnyen fennakadhatnak a nyílásokban, emiatt ezt a szállítási módot osztályozásra csak ritkán alkalmazzák, ezért a súrlódásos szállítás áramlási sebességének meghatározásának módszerét a jegyzet nem tárgyalja.

### 3.2.2.2. Mikrodobásos szállítás áramlási sebessége

**Mikrodobásos szállítás** akkor jön létre, ha a szemcsékre ható rostagyorsulásból származó tömegeerőnek a rosta síkjára merőleges komponense nagyobb, a felületeket összeszorító erőnél. Ekkor a szemcse elválk a felülettől, és a pillanatnyi sebessége nagyságának és irányának megfelelő parabola pályán mozog. Ez, a ferde hajításnak megfelelő mozgás addig tart, míg a test ismét fel nem ütközik a rostasíkra.

A mikrodobásos anyagáramlás szállítási sebességének elméleti meghatározásához néhány közelítő feltételt kell bevezetni, ezek:

- a rostasík az osztályozógép gerjesztési módjának megfelelően vagy egyenesvonalú irányított rezgést vagy körrezgést végez;
- a felület minden pontjában azonosak a mozgásjellemzők (lásd még: 3.2.3.1. fejezet);
- a rostalemez nyílásai nem akadályozzák a résnyílásnál nagyobb szemcsék mozgását;
- a felütközés viszonylagos megcsúszások nélkül megy végbe, a valószínűs viszonyokat a (3.6) képlet  $c_1$  tényezője veszi figyelembe;
- az anyagalmaz hatását korrekciós tényezők (3.6. képletben:  $c_2, c_3$ ) veszik figyelembe, ezért az elméleti levezetés csak egy szemcse mozgásviszonyaival foglalkozik.

**Egyenesvonalú, irányított rezgésnél** a rostasík a gerjesztőerő hatásvonalának megfelelő  $\alpha$  irányú mozgást végez, így annak rezgésjellemzői:

$$\left. \begin{array}{l} \text{– az elmozdulás:} \\ x_r = A \cdot \cos \alpha \cdot \sin \omega t \\ y_r = A \cdot \sin \alpha \cdot \sin \omega t \end{array} \right\} \quad (3.10)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{– a sebesség:} \\ v_{rx} = \dot{x}_r = A \cdot \omega \cdot \cos \alpha \cdot \cos \omega t \\ v_{ry} = \dot{y}_r = A \cdot \omega \cdot \sin \alpha \cdot \cos \omega t \end{array} \right\} \quad (3.11)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{– a gyorsulás:} \\ a_{rx} = \ddot{x}_r = -A \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \cdot \sin \omega t \\ a_{ry} = \ddot{y}_r = -A \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha \cdot \sin \omega t \end{array} \right\} \quad (3.12)$$

melyben:  $A$  – a rosta gerjesztőerő irányú elmozdulásának amplitúdója;  
 $\alpha$  – a rezgés irányítási szöge, a vízszintes síkhoz képest;  
 $\omega$  – a rezgés szögsebessége.

A rostasíkra helyezett szemcse a szerkezet mozgási periódusának azon  $t_0$  időpontjában képes elválni a felülettől, amikor a pályanyomás zérussá válik, azaz amikor a test súlyerejének, és a szemcse tömegerejének a  $\beta$  hajlásszögű felületre merőleges komponense azonos nagyságúvá, de ellentétes irányúvá válik.

A 3.20. ábra jelöléseivel, a szemcsére ható, a síkra merőleges erők egyensúlyi egyenlete:

$$F_t \cdot \sin (\alpha + \beta) - m \cdot g \cdot \cos \beta = 0 \quad (3.13)$$

A (3.13) egyenletbe a tömegerő értékét ( $F_t = m \cdot a_r$ ) behelyettesítve:

$$m \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t_0 \cdot \sin (\alpha + \beta) = m \cdot g \cdot \cos \beta ,$$

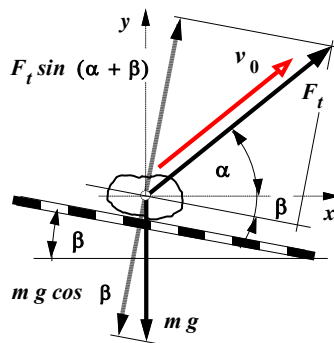
melyből a szemcse elválásának időpontja:

$$t_0 = \frac{1}{\omega} \cdot \arcsin \frac{g \cdot \cos \beta}{A \cdot \omega^2 \cdot \sin (\alpha + \beta)}$$

Bevezetve a „*hajítási tényező*” fogalmát az elválás időpontja:

$$t_0 = \frac{1}{\omega} \cdot \arcsin \left( \frac{1}{\Gamma} \right) \quad (3.14)$$

ahol:  $\Gamma$  – a hajítási tényező.



3.20. ábra. A szemcsére ható erők

A hajítási tényező (a maximális rostagyorsulás és a gravitációs gyorsulás rostasíkra merőleges komponenseinek hányadosa) értéke **egyenesvonalú irányított rezgésnél**:

$$\Gamma = \frac{A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\alpha + \beta)}{g \cdot \cos \beta} \quad (3.15)$$

Az elválást követő dobási szakaszban a szemcse a ferde hajítás törvényszerűségeinek megfelelően mozog, ennek megfelelően a mozgáspályáját az alábbi kifejezések írják le:

$$\left. \begin{aligned} x_{sz} &= x_0 + v_{x0} \cdot (t - t_0), \\ y_{sz} &= y_0 + v_{y0} \cdot (t - t_0) - \frac{g}{2} \cdot (t - t_0)^2 \end{aligned} \right\} \quad (3.16)$$

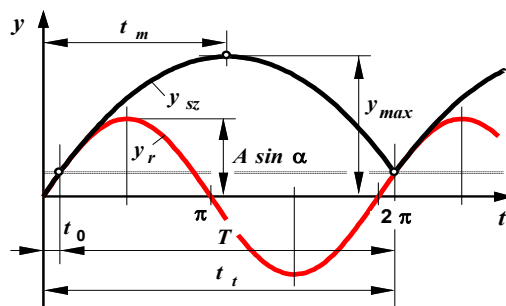
ahol:  $x_0$ ;  $y_0$ ;  $v_{x0}$ ;  $v_{y0}$  – a rostasík mozgásjellemzői a mikrodobás kezdetén (3.10, és 3.11. kifejezések  $t = t_0$  helyettesítéssel).

A ferde hajítás addig tart, míg a szemcse fel nem ütközik a rostasíkra. Az ehhez tartozó időpont ( $t_t$ ) a következő kifejezésből határozható meg:

$$y_{sz}(t_t) = y_r(t_t) - tg \beta \cdot [x_{sz}(t_t) - x_r(t_t)], \quad (3.17)$$

de az így felírt azonosság – a behelyettesítések után – transzcendens egyenletet eredményez, így a megoldása analitikus úton, zárt alakban nem (ill. csak kivételes esetben) fejezhető ki. Ezért a  $t_t$  időpont meghatározása iterációs módszerrel vagy grafikus szerkesztő eljárással végezhető el.

Az előbb említett „kivétel” ahhoz az esethez tartozik, mikor a szemcse és a rosta találkozási időpontjában azonnal egy új dobás kezdődik, vagyis a ferde hajítás időtartama (3.21. ábrán:  $t_t - t_0$ ) azonos a rosta mozgás periódusidejével ( $T$ ). Ez akkor következhet be, ha a berendezés az ún. „**kritikus hajítási tényezővel**” üzemel.



3.21. ábra. A kritikus hajítási tényező értelmezése

A 3.21. ábra egy kritikus hajítási tényezővel rendelkező rosta, és a ráhelyezett szemcse függőleges irányú elmozdulását mutatja az idő függvé-

nyében. A ferde hajtás törvényszerűségének megfelelően, a parabola csúcspontjában a sebesség függőleges összetevője zérus, így a (3.16) kifejezésből:

$$v_{sz\ y} = \dot{y}_{sz} = v_{y\ 0} - g \cdot (t_m - t_0) = 0 \quad (3.18)$$

melyből a röppálya csúcspontjához tartozó időpont:

$$t_m = \frac{v_{y\ 0}}{g} + t_0 \quad (3.19)$$

A parabola szimmetriája miatt, a röppálya csúcspontjához tartozó időpont a periódusidő fele, ezért a kritikus hajtási tényezőnél:  $t_m - t_0 = T/2 = \pi/\omega$ . A (3.19) összefüggésbe a dobás kezdeti sebességének függőleges komponensét, valamint a  $t_m$  értékét behelyettesítve kapjuk, hogy

$$\pi = \frac{A \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha}{g} \cdot \cos \omega t_0, \quad (3.20)$$

mely kifejezés első tényezője a vízszintes rostasíkra vonatkozó hajtási tényező, a másodikra felírható, hogy  $\cos \omega t_0 = \sqrt{1 - (\sin \omega t_0)^2}$ , melyben a (3.14) alapján  $\sin \omega t_0 = 1/\Gamma$ . Ezen azonosságok behelyettesítése után a (3.20) kifejezés a következő alakra hozható:

$$\pi = \Gamma_{kr} \cdot \sqrt{1 - 1/\Gamma_{kr}^2},$$

melyből:

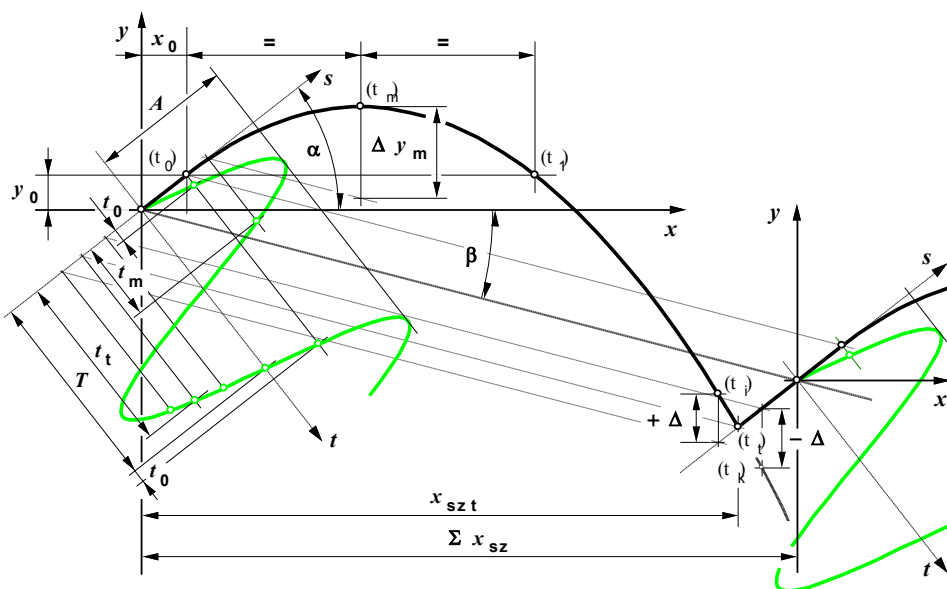
$$\Gamma_{kr} = \sqrt{\pi^2 + 1} = 3,3 \quad (3.21)$$

Az osztályozógépeknél a hajtási tényezőt úgy kell megválasztani, hogy az a kritikus értéknél kisebb legyen ( $\Gamma = 2,5 - 3,0$ ), vagyis a szemcsék ne csak felütközzenek a felületre, hanem azt követően együttmozgás is legyen. Az eközben bekövetkező megcsúszások miatt ugyanis, a résnyílásnál kisebb szemcséknek nagyobb az áthullási valószínűsége, mintha azok csak a felütközés pillanatában találkoznának a rostasíkkal. A kritikus hajtási tényező fölötti tartományban ( $\Gamma > 3,3$ ) a dobás időtartama nagyobb a rosta mosta mozgás periódusidejénél, ezért a szemcsék mozgása rendszeretenné válik, és emiatt lecsökken az anyagalmaz átlagos áramlási sebessége.

Az áramlási sebesség grafikus meghatározási módszerét bemutató 3.22. ábrán a szemcse mozgáspályája (ábrán: fekete, vastag vonal) az  $x - y$  sík-

ban, az  $\alpha$  irányú egyenesvonalú mozgást végző rostasík (ábrán: világos, vastag vonal) pedig a  $t-s$  síkban követhető. A szerkesztés első lépéseként a szemcse elválásához tartozó rostasík helyzetet kell felvenni. Ehhez az idő tengelyen ábrázoljuk a  $t_0$  időpontot, és azt a rosta mozgását bemutató szinusz függvényre, majd onnan az  $s$  tengelyre vetítve, megkapjuk a mikrodozás kezdeti koordinátáit  $(x_0, y_0)$ .

A szemcse mozgás jellemző pontja a pálya csúcspontja, melynek koordinátáit a  $t_m$  kiszámítása után, a parabola egyenletéből kapjuk. A  $t_m$  időpontot, és a hozzá tartozó rosta helyzetet a  $t-s$  koordinátarendszerben ábrázolva, megrajzolható a rostasík pillanatnyi helyzete (az ábrán szaggatott vonal, így a szerkesztésből kiadódik a szemcse és a rostasík közti távolság  $(\Delta y_m)$ . A további lépéseknél a  $(t_m \dots T + t_0)$  tartományban felvett időpontokhoz (ábrán:  $t_i$  és  $t_k$ ) ki kell számítani, ill. ábrázolni kell a szemcse és a rostasík pillanatnyi helyzetét, mindaddig míg a köztük lévő távolság (ábrán:  $+\Delta$ ,  $-\Delta$ ) minimálissá nem válik. A szerkesztő eljárás pontossága gyakorlatilag megfelelőnek tekinthető, ha:  $\Delta \leq \pm 0,01 \cdot A$ .



3.22. ábra. A szemcse mozgása irányított rezgésnél

A szemcse felütközése után (3.22. ábrán:  $t_t$ ) a következő dobási ütem kezdetéig együttmozog a rostával. A rostasík irányú átlagos haladási sebesség a mozgás periódusideje alatti összes rostasík irányú elmozdulásból (ferde hajítás + együttmozgás) számítható ki, vagyis:

$$v_{sz} = \frac{\Sigma x_{sz}}{T \cdot \cos \beta} = \frac{x_{sz t} + A \cdot \cos \alpha \cdot \sin [\omega \cdot (T - t_t)]}{T \cdot \cos \beta} \quad (3.22)$$

Az osztályozógépek méretezésekor többnyire a sebesség-igényt ismerjük, és ehhez kell az áramlási sebességet befolyásoló jellemzőket ( $A$ ,  $\omega$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  ill.  $\Gamma$ ) úgy hozzárendelni, hogy azokkal a kívánt sebesség biztosítható legyen. A sebességet befolyásoló tényezők közti kapcsolat csak a kritikus hajítási tényező esetén írható fel egzakt matematikai formában, de a rostáknál szokásos hajítási tényező tartományban, megfelelő pontosságú eredményt szolgáltat az alábbi „**közelítő sebesség-képlet**”:

$$v_{i,köz} = \frac{A \cdot \omega \cdot \cos \alpha}{\Gamma \cdot \cos \beta} \cdot \sqrt{\Gamma^2 - 1} \quad (3.23)$$

**Körgerjesztésű rostánál** a szerkezet rezgésjellemzői, a 3.23. ábrán felvett koordináta-rendszerben a következők szerint írhatók fel:

$$\left. \begin{array}{l} \text{– az elmozdulás:} \\ x_r = A - A \cdot \cos \omega t \\ y_r = A \cdot \sin \omega t \end{array} \right\} \quad (3.24)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{– a sebesség:} \\ v_{rx} = \dot{x}_r = A \cdot \omega \cdot \sin \omega t \\ v_{ry} = \dot{y}_r = A \cdot \omega \cdot \cos \omega t \end{array} \right\} \quad (3.25)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{– a gyorsulás:} \\ a_{rx} = \ddot{x}_r = A \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t \\ a_{ry} = \ddot{y}_r = -A \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t \end{array} \right\} \quad (3.26)$$

melyekben:  $A$  – a rosta elmozdulásának amplitúdója;

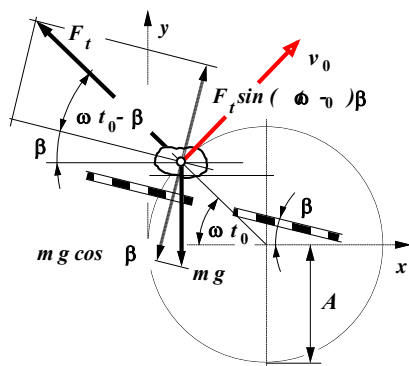
$\omega$  – a rezgés szögsebessége.

Körmozgásnál is akkor válik el a test a felülettől, ha a pályanyomás zérussá válik, vagyis:

$$F_t \cdot \sin (\omega t_0 - \beta) - m \cdot g \cdot \cos \beta = 0,$$

melybe a tömegelő értékét behelyettesítve (az egyenlet rendezése után), a mikrodobás kezdeti időpontja:

$$t_0 = \frac{1}{\omega} \cdot \left[ \arcsin \left( \frac{g \cdot \cos \beta}{A \cdot \omega^2} \right) + \beta \right]$$



3.23. ábra. Szemcsére ható erők, körregzésnél

A hajítási tényező bevezetésével az elválás időpontja:

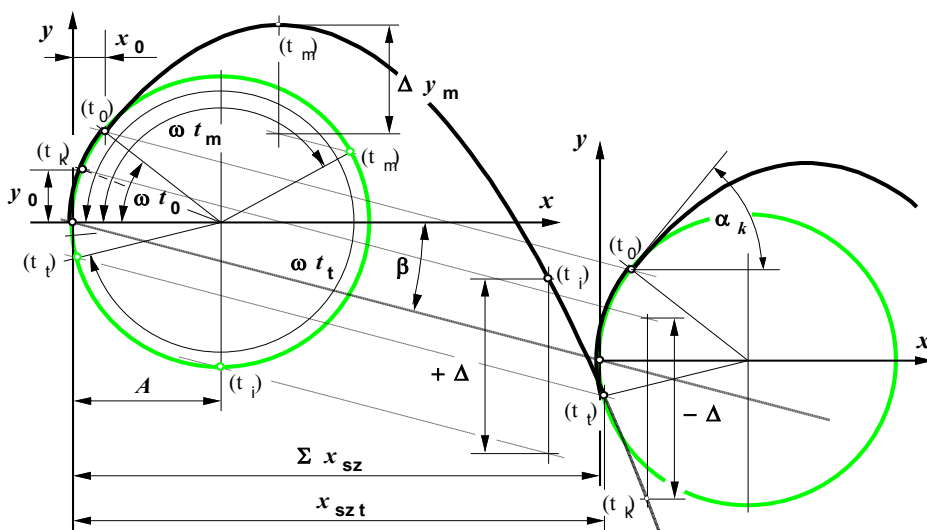
$$t_0 = \frac{1}{\omega} \cdot \left[ \arcsin \left( \frac{1}{\Gamma} \right) + \beta \right] \quad (3.27)$$

ahol:  $\Gamma$  – a **körrengésre** vonatkozó hajítási tényező, melynek értéke (az előzőekben leírtakkal azonos módon értelmezve):

$$\Gamma = \frac{A \cdot \omega^2}{g \cdot \cos \beta} \quad (3.28)$$

Az elválást követő dobási szakasz mozgáspályáját ennél a rezgésformánál is a ferde hajítás törvényszerűségei határozzák meg, de a (3.16) alatti összefüggésekbe a dobás kezdeti mozgásjellemzőit, a körrengés összefüggéseinek (3.24, és 3.25.) megfelelően kell behelyettesíteni.

A körrengéshez tartozó áramlási sebesség meghatározásának grafikus eljárása a 3.24. ábrán látható. Az ábránál használt jelölési rendszer azonos az irányított rezgésnél alkalmazottal, de a rosta kiválasztott pontjának elmozdulását ennél a mozgásformánál polár-koordinátarendszerben célszerű ábrázolni. A szerkesztés menete is megegyezik az előzőekben leírtakkal, de a polár-koordinátarendszernek megfelelően a szemcse és a rosta pillanatnyi helyzete közti  $\Delta y_i$  távolságoknál, a rostasíknak megfelelő  $\beta$  hajlásszögű egyeneseket a rosta mozgását jelképező körpályán lemerít  $\omega t_i$  szögelfordulásokból kell megrajzolni.



3.24. ábra. A szemcse mozgás szerkesztése – körrengésnél

A kritikus hajítási tényező alatti tartományban a felütközés után, a következő dobási fázis kezdetéig a szemcse a rosta körpályájának megfelelően mozog tovább. Az átlagos sebesség is ugyanazzal az összefüggéssel írható le, mint az irányított rezgésnél, de természetesen az együttmozgási szakaszhoz tartozó elmozdulás-összetevőt a körmozgásnak megfelelően kell behelyettesíteni, azaz:

$$v_{sz} = \frac{\Sigma x_{sz}}{T \cdot \cos \beta} = \frac{x_{sz t} - A + A \cdot \cos [\omega \cdot (T - t_l)]}{T \cdot \cos \beta} \quad (3.29)$$

Körrezgésnél is csak a kritikus hajítási tényezőhöz tartozó sebesség írható fel pontos matematikai alakban, és erre a rezgési módra is megadható az a „**közelítő sebesség-képlet**”, amely a rostáknál szokásos hajítási tényezők tartományában elfogadható pontosságú eredményt nyújt:

$$v_{k,köz} = A \cdot \omega \cdot \frac{1 + \operatorname{tg} \beta \cdot \sqrt{\Gamma^2 - 1}}{\Gamma} \quad (3.30)$$

A kétféle gerjesztési módhoz eltérő hajítási tényezők és mozgáspálya tartozik, amiből következik, hogy a kétféle rostatípus rezgésjellemzőinek számszerű értékei eltérőek – és ebből adódóan – a mikrodobással létrehozható áramlási sebességük is különböző. A legfontosabb eltérések:

- A hajítási tényezők összefüggéseinek (3.15 és 3.28) összehasonlításából megállapítható, hogy – azonos  $\Gamma$  és azonos szögsebesség ( $\omega$ ) esetén – az irányított rezgéshez nagyobb rezgéskitérés, ennek megfelelően, nagyobb rezgésgyorsulás tartozik. Ez az irányított gerjesztés hátránya, mivel emiatt nagyobb a gerjesztőerő igénye, mint a körgerjesztésű gépeké.
- A „közelítő sebesség-képletek” (3.23, és 3.30) összehasonlítása azt eredményezi, hogy – a gyakorlatban szokásos mozgásjellemzőknél – irányított rezgéssel nagyobb áramlási sebesség ( $v_{\max} \approx 0,5$  m/s) hozható létre, mint körgerjesztéssel ( $v_{\max} \approx 0,25$  m/s).
- A szemcse mozgásának röppályáit összehasonlítva megállapítható, hogy az egyenesvonalú rezgésnél (3.22. ábra) a mozgáspálya laposabb, mint a körrezgésnél (3.24. ábra). Ez nemcsak a bemutatott adatokkal elvégzett szerkesztésre, hanem általánosan is jellemző, mivel a kétféle gerjesztési módnál a mikrodobás iránya eltérő:
- Egyenesvonalú mozgásnál a dobás iránya a gerjesztőegység szerkezeti kialakítása által meghatározott az irányítási szögtől függ, értéke általában:  $\alpha = 30 - 50^\circ$ .



- Körmozgásnál a dobás kezdeti sebességének iránya\* a mozgáspálya érintője (3.24. ábrán:  $\alpha_k$ ), így azt nem egy szerkezeti méret, hanem a rezgésjellemzők határozzák meg. Értéke a gyakorlatban szokásos paraméterek mellett:  $\alpha_k = 45 - 70^\circ$ .

### 3.2.3. Vibrációs osztályozógépek rezgésjellemzői

A vibrációs rosták pontos lengéstani modellezése olyan többtömegű, harmonikus gerjesztésű rendszerrel lehetséges, melynél a rostakeret tömegéhez az anyagghalmazt jelképező elemi tömegek rugalmas, ill. csillapító tagokon keresztül kapcsolódnak. Ez a kapcsolat viszont csak időszakosan áll fenn, mert a mikrodobás során ezek az elemi tömegek elválnak, majd ismét felülköznek a rostára. A feladat megoldását tovább nehezítheti az a körülmény, hogy a rostasíkon szállított anyagghalmaz tömege a feladott anyag szemeloszlásától függően változik. Mindezek figyelembevétele egyrészt igen bonyolult differenciál egyenlet-rendszert eredményez, másrészt az egyes tényezők pontos értékei a gép tervezésének fázisában még nem állnak rendelkezésre. Emiatt a meglehetősen bonyolult matematikai tárgyalásmód helyett a mozgásegyenlet felírásakor az anyagghalmaz hatását gyakorlati tapasztalatokon alapuló tényezőkkel vesszük figyelembe.

#### 3.2.3.1. Tömegező gerjesztésű rosták rezgésjellemzői

A tömegező gerjesztésű vibrációs rosták lengéstani modellezésekor az alábbi egyszerűsítő feltételeket vezetjük be:

- A szerkezet a saját síkjával párhuzamos (transzlációs) rezgést végez, vagyis minden pontjának azonosak a rezgésjellemzői. Ennek feltétele, hogy a harmonikusan változó gerjesztőerő hatásvonala a rendszer tömegközéppontján keresztül hasson, azaz:
  - irányított gerjesztés esetén a gerjesztőerő iránya ( $\alpha$ ) által meghatározott egyenes a rosta tömegközéppontján menjen keresztül;
  - körgerjesztésnél a gerjesztőegység a tömegközéppontban legyen elhelyezve.

---

\* A dobás irányának az osztályozási élesség szempontjából van jelentősége, mivel minél meredekebb a dobás kezdeti szöge, annál magasabbra emelkednek el a szemcsék a felülettől, így kevésbé akadályozzák a nyílásnál kisebb szemek áthullását. Ezért a nagyobb dobási szögeknél az osztályozási élesség kedvezőbb, mint a kis értékeknél.

- A rosta szerkezete egyetlen merev tömegnek tekinthető, vagyis a szerkezet hajlítólengései elhanyagolhatók.
- A rostakeret harmonikus mozgását a róla elváló, ill. a rá felütköző szemcsék – a gyakorlatban szokásos szemcse/rosta tömegarányok miatt – nem befolyásolják.
- A rostasíkokon szállított anyagalmaz tömegének ( $m_a$ ) 1/3-a a rosta tömegével ( $m_r$ ) együttmozognak tekinthető.
- A szállított anyagalmaz és a rostaszerkezet csillapítását összevontan, egy egyenértékű csillapítási tényezőként értelmezzük;
- A szerkezetet megtámasztó rugók a tömegközéppontra szimmetrikusan vannak elhelyezve, és a támaszok rugalmas- és csillapítási jellemzői is azonosak.

A rezgésjellemzők meghatározásához a szerkezet lengéstani modelljének megfelelően a rendszerben ható erők (és nyomatékok) egyensúlyi egyenletét kell felírni. A szerkezet rezgésjellemzőit vizsgáljuk meg abban az „ideális” esetben, amikor az előzőekben megadott feltételek teljesülnek.

A vízszintes irányú ( $x$ ) erők egyensúlyi egyenlete:

$$m \cdot \ddot{x} + k_x \cdot \dot{x} + s_x \cdot x = F_{xg} \quad (3.31)$$

ahol:  $m$  – a rosta, és a vele együttrezgő anyagalmaz tömege, [kg],

$$m = m_r + 1/3 \cdot m_a$$

$k_x$  – az alátámasztó rugók, a szerkezet és a rostán lévő anyag összevontan, vízszintes irányú csillapítási tényezője, [Ns/m];

$s_x$  – a rugók eredő, vízszintes irányú rugómerevsége, [N/m];

$F_{xg}$  – a gerjesztőerő vízszintes irányú összetevője, [N],

– irányított gerjesztésnél:  $F_{xg} = m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \cdot \sin \omega t$ ,

– körgerjesztésnél:  $F_{xg} = m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t$ .

A függőleges irányú ( $y$ ) erők egyensúlyi egyenlete:

$$m \cdot \ddot{y} + k_y \cdot \dot{y} + s_y \cdot y = F_{yg} \quad (3.32)$$

ahol:  $k_y$  – az alátámasztó rugók, a szerkezet és a rostán lévő anyag összevontan, függőleges irányú csillapítási tényezője, [Ns/m];

$s_y$  – a rugók eredő, függőleges irányú rugómerevsége, [N/m];

$F_{yg}$  – a gerjesztőerő függőleges irányú összetevője, [N],

- irányított gerjesztésnél:  $F_{yg} = m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha \cdot \sin \omega t$ ,
- körgerjesztésnél:  $F_{yg} = m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t$ .

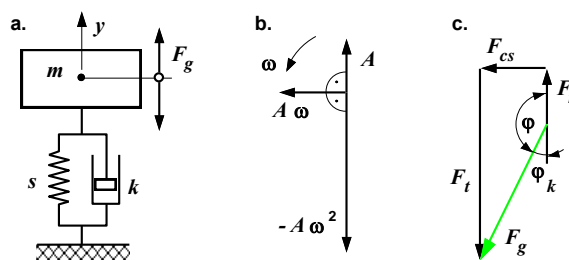
„Ideális” esetben tehát a szerkezet elmozdulása két, egymástól független másodrendű lineáris inhomogén differenciál egyenlettel (3.31 és 3.32) írható le, és mindkettő ugyanarra a lengéstani „alapmodellre” vezethető vissza. Ennek matematikai megoldása a lengéstanal foglalkozó szakirodalomban megtalálható, ezért a továbbiakban csak a megoldás egyszerűsített, ún. „vektoros” tárgyalásával foglalkozunk [22].

A mozgásegyenlet vektoros megoldása abból indul ki, hogy a rezgésjellemzőket  $\omega$  szögsebességgel forgó vektoroknak (3.25/b. ábra) tekinti. A harmonikus mozgásnak megfelelően a sebesség-vektor, ill. a vele arányos csillapítóerő ( $F_{cs}$ ) 90°-kal, a gyorsulás-vektor és a vele arányos a tömegerő ( $F_t$ ) 180°-kal előzi meg a kitérés vektorát, ill. a vele arányos rugóerőt ( $F_r$ ). Ezekkel az erőkkel tart egyensúlyt a gerjesztőerő ( $F_g$ ), így a rendszerben ható erők vektorábrájára (3.25/c. ábra) a Pitagorasz-tételt alkalmazva:

$$F_g^2 = F_{cs}^2 + (F_t - F_r)^2,$$

majd az erők behelyettesítése, és az egyenlet átrendezése után a **rezgés-kitérés-amplitúdóra** a következő kifejezést kapjuk:

$$A = \frac{m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^2}{\sqrt{(m \cdot \omega^2 - s)^2 + (k \cdot \omega)^2}} \quad (3.33)$$



3.25. ábra. Tömegerő gerjesztésű lengőrendszer „alapmodellje”

Bevezetve a rezonancia viszonyszámot és a Lehr-féle csillapítási tényezőt, a (3.33) összefüggés a következő alakra hozható:

$$A = \frac{m_0 \cdot r_0}{m} \cdot \frac{\lambda^2}{\sqrt{(\lambda^2 - 1)^2 + 4 \cdot D^2 \cdot \lambda^2}} = A_0 \cdot N_A \quad (3.34)$$

ahol:  $\lambda$  – rezonancia viszonyszám, azaz a gerjesztés szögsebessége ( $\omega$ ) és a rendszer sajátrezgés szögsebességének ( $\omega_0$ ) hányadosa:

$$\lambda = \omega / \omega_0 \text{ melyben: } \omega_0 = \sqrt{s / m} \quad (3.35)$$

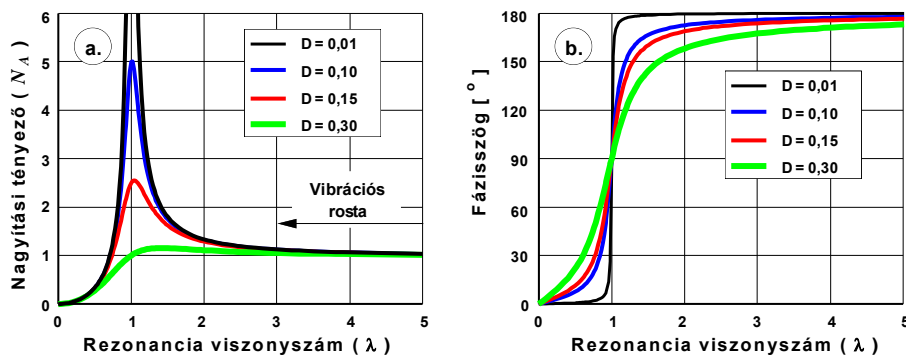
$D$  – Lehr-féle csillapítási tényező (más néven: csillapítás mértéke), ami azt fejezi ki, hogy a sebességgel arányos csillapítási tényező ( $k$ ) hogyan aránylik a „kritikus” csillapításhoz:

$$D = \frac{k}{2 \cdot m \cdot \omega_0} \quad (3.36)$$

$A_0$  – „statikus amplitúdó” melyet tömeget gerjesztésnél nem a statikus értéknél ( $\omega = 0$ ), hanem  $\lambda \Rightarrow \infty$  esetre értelmezzük, így:

$$A_0 = \frac{m_0 \cdot r_0}{m} \quad (3.37)$$

$N_A$  – a rezgéskitérés-amplitúdó nagytípusi tényezője (3.26/a. ábra).



3.26. ábra. Tömeget gerjesztésű rendszer nagytípusi tényezője (a.), és fázisszög függvénye (b.)

Az erők vektorábrájából (3.25/c. ábra) felírható a gerjesztőerő és a rezgés-kitérés-amplitúdó irányja közti szögeltérés, azaz a **fázisszög** értéke is:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F_{cs}}{F_r - F_t} = \frac{k \cdot A \cdot \omega}{s \cdot A - m \cdot A \cdot \omega^2},$$

melybe a  $\lambda$  és a  $D$  értékét behelyettesítve, a fázisszög (3.26/b. ábra):

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot D \cdot \lambda}{1 - \lambda^2} \quad (3.38)$$

Mivel a tömegeterő gerjesztésű rosták föléhangolt üzemben ( $\lambda > 1$ ) dolgoznak, gyakorlati számításokhoz nem a fázisszöveget, hanem annak kiegészítő szögét ( $\varphi_k = 180^\circ - \varphi$ ) szokás megadni.

A **valóságos gépeknél** a megadott egyszerűsítő feltételek nem teljesülnek maradéktalanul, a szállított anyaghalmoz tömegének változása vagy a rosta szerkezeti kialakítása, ill. kiegyensúlyozatlansága miatt. Ezért a gerjesztőerőnek nyomatóka is lesz a tömegközéppontra, melynek következtében a rostakeret akörül harmonikusan változó szögelfordulást ( $\delta$ ) is végez. Gyakorlati tapasztalatok azt mutatják, hogy míg az egyik gép üzemében egy kismértékű kiegyensúlyozatlanság nem jelent problémát, addig egy másiknál ugyanakkora hiba hatására a szerkezet olyan mértékű billegést végez, ami alkalmatlanná teszi feladata ellátására [23]. Ez a jelenség a „*billegési hajlam*”, melynek magyarázata a tömegközéppont körüli szögelfordulásban, és annak saját rezgésszámában kereshető.

Az előzőek indoklásához fel kell írni a tömegközépponton átmenő  $z$  tengelyre vonatkozó nyomatéki egyensúlyi egyenletet. Ebben az egyes tényezők ugyan eltérnek a lengéstan „alapmodellétől”, de matematikailag ugyanarról a típusú differenciál-egyenletről van szó, ezért a megoldása is azonos alakú, így a harmonikusan változó szögelfordulás amplitúdója:

$$\delta = \frac{m_0 \cdot r_0 \cdot e}{\Theta_z} \frac{\lambda_\delta^2}{\sqrt{(\lambda_\delta^2 - 1)^2 + 4 \cdot D_\delta^2 \cdot \lambda_\delta^2}} = \delta_0 \cdot N_\delta \quad (3.39)$$

ahol:  $e$  – a gerjesztőerő távolsága a tömegközépponttól, [m];

$\Theta_z$  – a rosta, és a vele együttrezgő anyaghalmoz tehetetlenségi nyomatéka a tömegközépponton átmenő  $z$  tengelyre, [kgm<sup>2</sup>];

$\lambda_\delta$  – a szögelfordulás rezonancia viszonyszáma (a gerjesztés és a szögelfordulás sajátrezgés szögsebességének\* hányadosa):

$$\lambda_\delta = \omega / \omega_{0\delta} \quad (3.40)$$

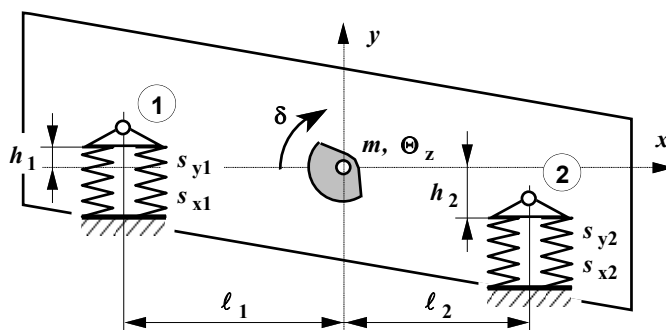
melyben:  $\omega_{0\delta}$  – a szögelfordulás sajátrezgés szögsebessége:

$$\omega_{0\delta} = \sqrt{\frac{\ell_1^2 \cdot s_{y1} + \ell_2^2 \cdot s_{y2} + h_1^2 \cdot s_{x1} + h_2^2 \cdot s_{x2}}{\Theta_z}} \quad (3.41)$$

\* Értéke a szögelfordulásra felírt differenciál-egyenlet homogén részének megoldásából határozható meg.

ahol:  $s_{y1}, s_{y2}, s_{x1}, s_{x2}$  – a kétoldali támasztórugók függ. és vízsz. irányú merevsége, [N/m];

$l_1, l_2, h_1, h_2$  – a kétoldali támasztórugók hatásvonalának távolsága a tömegközépponttól, (lásd: 3.27. ábra), [m].



3.27. ábra. A rostakeret „billegését” befolyásoló jellemzők

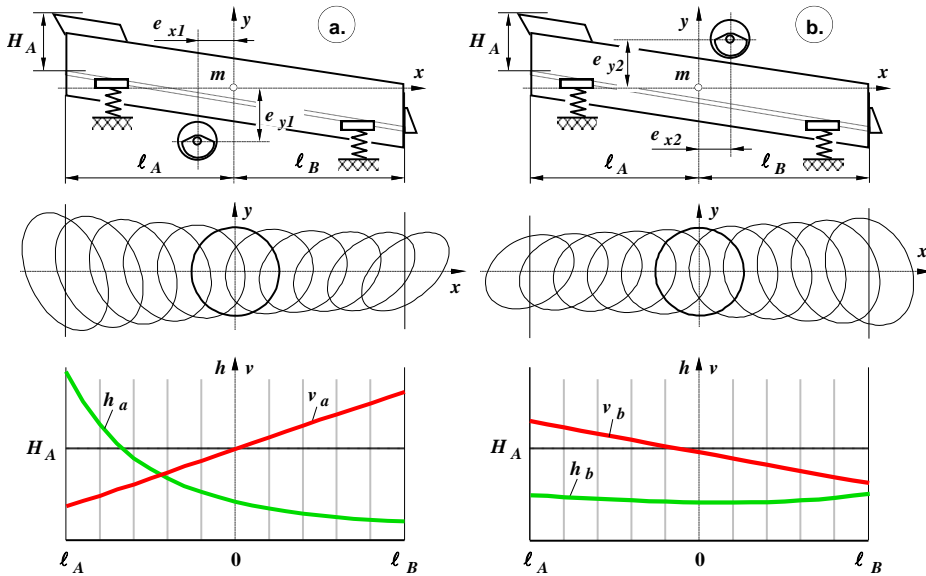
A (3.41) kifejezésnek megfelelően a tömegközéppont körüli szögelforduláshoz tartozó sajátrezgés szögsebesség nemcsak az alátámasztó rugók merevségétől, hanem azok elhelyezésétől is függ.

A rosták gerjesztőművét – szerkezeti okok miatt – nem minden esetben lehet a tömegközéppontban elhelyezni, pl. a 3.28. ábrán látható egysíkú körgerjesztésű gépnél – a rostán áramló anyaghalmoz helyigénye miatt – a gerjesztő tengely csak a rostakeret alá vagy fölé kerülhet. Mindkét esetben a saját síkú párhuzamos elmozdulás mellett, harmonikusan változó szögelfordulást is létrejön. A kétféle mozgás eredőjeként a rostasík a hossza mentén változó paraméterű ellipszis-rezgés alakul ki.

A 3.28. ábrán bemutatott kétféle gerjesztőmű helyzet közül a **b.** jelű (a gerjesztőegység a tömegközéppont felett van) a kedvezőbb, mivel itt az anyagfeladásnál ( $l_A$ ) alakul ki a legnagyobb szállítási sebesség, míg a másik esetben az áramlási sebesség a leadásnál ( $l_B$ ) maximális. Ez azt eredményezi, hogy (azonos feladott anyagmennyiségnél) az **a.** változatnál – a (3.5) kifejezésnek megfelelően – az anyagfeladásnál megnövekszik a szállított anyag rétegvastagsága, és ez olyan mértékű is elérhet, hogy a rostára feladott anyag túlcserél a feladógaraton ( $h_a > H_A$ ).

A 3.28. ábrán megfigyelhető, hogy a szerkezet billegése miatt kialakuló változó paraméterű ellipszis-rezgés mindkét vizsgált esetben azt eredm-

nyezi, hogy a rosta hossza mentén változik a szemcsék haladási sebessége. Ez azonban a **b.** megoldásnál nem jelent problémát, mert a csökkenő áramlási sebesség mellett – a rostalemezről áthulló anyagmennyiség miatt – közel állandó rétegvastagság ( $h_b$ ) alakul ki.



**3.28. ábra.** A gerjesztőegység helyének a hatása a berendezés rezgésképre, és a szállított anyag áramlási sebességére

### 3.2.3.2. Binder-féle rezonancia rosta rezgésjellemezői

A rugón és csillapításon keresztül, elmozdulással gerjesztett Binder-féle rezonancia rosta egyszerűsített lengéstani modelljénél alkalmazott közelítő feltételek a következők:

- A gerjesztőerő a rostakeretek tömegközéppontjait összekötő egyenesben hat, és az alapperet is csak a rostakeretek tömegközéppontjai által meghatározott irányban mozdulhat el.
- A kétoldali tároló- és alátámasztó rugók rugalmas és csillapítási jellemzői azonosak, és a tömegközéppontokhoz képest szimmetrikusan vannak elhelyezve.
- A gépet üresjáratban, a rajta lévő anyag tömege, és csillapítása nélkül vizsgáljuk.

A felsorolt közelítő feltételekhez tartozó lengéstani modellnél (3.29. ábra) mindhárom tömeg az irányítási szögnek megfelelő egyenesvonalú moz-

gást végez, így az három-szabadságfokú rendszerként modellezhető. További egyszerűsítések bevezetésével:

- a két rostakeret tömege azonos ( $m_1 = m_2$ ),
- az alapkeretre nem adódik át gerjesztőerő

a szerkezet mozgásegyenlet-rendszere két, egymástól független differenciálegyenletté módosul.

A **rostakeretek** – az irányítókarok kinematikai viszonyai miatt – egymással szemben mozognak, azaz elmozdulásuk ellentétes ( $x = -y$ ), ezért mozgásegyenletük ugyanazzal a differenciálegyenlettel írható le:

$$\begin{aligned}
 m_0 \cdot \ddot{x} + 2 \cdot (k_t + k_g) \cdot \dot{x} + 2 \cdot (s_t + s_g) \cdot x &= \\
 = e \cdot s_g \cdot \left( \frac{k_g \cdot \omega}{s_g} \cdot \cos \omega t + \sin \omega t \right) &\quad (3.42)
 \end{aligned}$$

ahol:  $m_0$  – a rostakeret tömege;

$k_t$  – a tárolórugók eredő csillapítási tényezője;

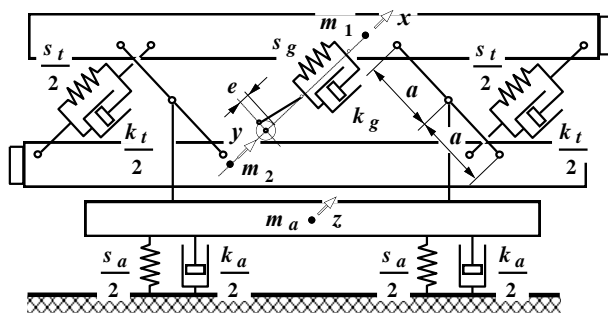
$k_g$  – a gerjesztőrugók eredő csillapítási tényezője;

$s_t$  – a tárolórugók eredő rugómerevsége;

$s_g$  – a gerjesztőrugók eredő rugómerevsége;

$e$  – a gerjesztő tengely excentricitása;

$\omega$  – a gerjesztés szögsebessége.



3.29. ábra. Binder-féle rezonancia rosta lengéstani modellje

Bevezetve a gerjesztőrugó ún. „vesztesség-tényezőjét” és a rugómerevségek arányát kifejező „csatolási tényezőt”, a rostakeret mozgásegyenlete (3.42) az alábbi egy-szabadságfokú, rugón keresztül elmozdulással gerjesztett lengőrendszerre (3.30/a. ábra) vezethető vissza:



$$m_0 \cdot \ddot{x} + k_1 \cdot \dot{x} + s_1 \cdot x = R \cdot s_1 \cdot e \cdot \sin \omega t \quad (3.43)$$

melyben:  $k_1$  – az eredő csillapítási tényező,  $k_1 = 2 \cdot (k_t + k_g)$ ;

$s_1$  – az eredő rugómerevség,  $s_1 = 2 \cdot (s_t + s_g)$ ;

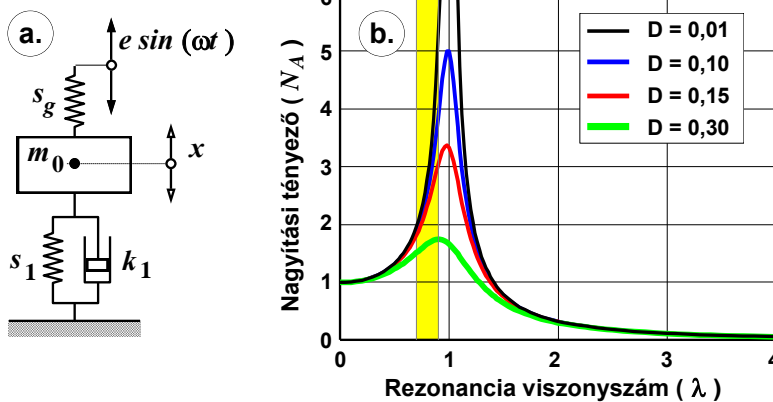
$R$  – csatolási tényező,  $R = s_g / s_1$ .

Az egyenlet megoldását  $x = A \cdot \sin(\omega t - \varphi)$  alakban keresve, a rezgéskitérés-amplitúdó értéke:

$$A = e \cdot R \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + 4 \cdot D^2 \lambda^2}} = A_0 \cdot N_A \quad (3.44)$$

ahol:  $A_0$  – a statikus amplitúdó,  $A_0 = e \cdot R$ ;

$N_A$  – a rezgéskitérés-amplitúdó nagyítási tényezője (3.30/b. ábra).



**3.30. ábra. Elmozdulás gerjesztésű rendszer lengéstanai modellje és nagyítás függvénye**

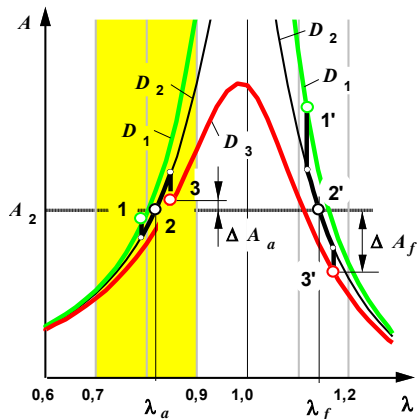
Rezonancia rosták szerkezeti ismertetésénél említett „**visszaszabályzó képesség**” magyarázatára készült a 3.31. ábra. Ennek értelmezéséhez tételezzük fel, hogy a tervezett rezgéskitérés-amplitúdó értéke:  $A_2$ , a rosta-szerkezet és a szállított anyag összevont csillapítási tényezője:  $D_2$  (ábrán: 2 és 2' jelű pontok).

Ha a rosta a rezonancia pont előtt ( $\lambda_a$ ), a gyakorlatban szokásos tartományban ( $\lambda = 0,7 - 0,9$ ) üzemel, és a rostán lévő anyag tömege megnövekszik, a rendszer sajátregzés szögsebessége ( $\omega_0$ ) – a (3.35) kifejezésnek megfelelően – lecsökken. Emiatt a  $\lambda_a$  megnövekszik, ezért nagyobb

lesz a berendezés rezgéskitérés-amplitúdója. A nagyobb tömegű anyagnak nagyobb a csillapítása, ezért a rosta rezgéskitérése nem az eredeti, hanem egy nagyobb csillapításhoz tartozó görbe ( $D_3 > D_2$ ) szerint alakul. Emiatt a rezgéskitérés amplitúdója csökken (ábrán: 3 jelű pont).

Az előzőekhez hasonlóan vizsgálva a szállított anyag csökkenésének hatását, az 1 jelű munkaponthoz jutunk. A rezonancia előtti tartományban tehát a tömeg bármilyen irányú változása csak kismértékben módosítja a rezgéskitérés értékét (lásd az ábrán:  $\Delta A_a \approx 0$ ).

A rezonancia felett ( $\lambda_f$ ) viszont a két-féle hatás egymást erősíti (lásd: 3.31. ábrán bejelölt 1' és 3' jelű munkapontokat), ezért főléhangolt üzemban a tömeg változásának lényegesen nagyobb hatása van a szerkezet rezgéskitérésére (lásd az ábrán:  $\Delta A_f > \Delta A_a$ ).



3.31. ábra. A visszazabályzó képesség értelmezése

Mivel az előzőekben feltételeztük, hogy az **alapkeretre** az irányítókaroktól nem adódik át gerjesztőerő, így annak mozgásjellemzői a

$$(m_a + 2 \cdot m_0) \cdot \ddot{z} + k_a \cdot \dot{z} + s_a \cdot z = 0 \quad (3.45)$$

egyenlettel írhatók le, azaz a gépalap egy szabadlengésű, csillapított lengőrendszernek tekinthető, ezért az állandósult üzemban nyugalomban van ( $z = 0$ ). Mivel a gyakorlatban tökéletes kiegyensúlyozást (pl. a szállított anyag változása miatt) nem lehet megvalósítani, nagyon fontos, hogy az alátámasztó rugók merevségét úgy válasszák meg, hogy a gépalap saját-rezgés szögsebessége kisebb legyen a gerjesztésénél ( $\lambda_a > 3$ ). Ellenkező esetben ugyanis az alapkeretnél is felléphet a rezonáns üzemállapot.

### 3.2.4. Vibrációs rosták hajtásának teljesítmény-igénye

A vibrációs rosták hajtásának teljesítmény-szükséglete két részből áll, a rezgés fenntartásához ( $P_r$ ) szükséges, valamint a veszteségek legyőzésére ( $P_s$ ) szolgáló összetevőkből. Ez utóbbiak közül a gerjesztőtengely csap-súrlódási ellenállása a legjelentősebb, az egyéb veszteségeket a hajtás mechanikai hatásfokával ( $\eta_{mech}$ ) szokás figyelembe venni.

$$P = \frac{P_r + P_s}{\eta_{mech}} \quad (3.46)$$

A rezgés fenntartásához szükséges teljesítmény (vagy „hasznos” teljesítmény) az egyes szerkezeti elemek, és a rostasíkon áramló anyag csillapító hatása révén felemésztett energia pótlására szolgál, és a klasszikus teljesítmény képletnek megfelelően a pillanatnyi értéke a gerjesztőerő és az erő irányú sebesség összetevő szorzatából határozható meg:

$$P_r = F_g \cdot v \quad (3.47)$$

ahol:  $F_g$  – a harmonikusan változó gerjesztőerő:  $F_g = F_{g \max} \cdot \sin \omega t$ ,

$v$  – az erő irányú sebességkomponens:  $v = A \cdot \omega \cdot \cos (\omega t - \varphi)$ ,

mely kifejezések behelyettesítése után, a pillanatnyi teljesítmény:

$$P_r = F_{g \max} \cdot A \cdot \omega \cdot \sin \omega t \cdot \cos (\omega t - \varphi)$$

Felhasználva a szögfüggvények szorzatára vonatkozó trigonometriai azonosságot, az előző kifejezés a következő alakra hozható:

$$P_r = \frac{F_{g \max} \cdot A \cdot \omega}{2} \cdot [\sin \varphi + \sin (2 \cdot \omega t - \varphi)] \quad (3.48)$$

A rezgés fenntartásához szükséges teljesítmény pillanatnyi értéke tehát két részből tevődik össze, a fázisszöggel arányos, időtől független állandóból, és a gerjesztés kétszeres frekvenciájával változó harmonikus összetevőből. Ez utóbbinak a periódusonkénti munkavégzése zérus, ezért gyakorlati számításoknál elegendő a kifejezés első tagját figyelembe venni:

$$\left. \begin{array}{l} \text{– egyenesvonalú gerjesztésnél: } P_{ri} = \frac{F_{g \max} \cdot A \cdot \omega}{2} \cdot \sin \varphi \\ \text{– körgerjesztésnél: } P_{rk} = F_{g \max} \cdot A \cdot \omega \cdot \sin \varphi \end{array} \right\} \quad (3.49)$$

A maximális gerjesztőerő értékét behelyettesítve az **állandósult állapotra** vonatkozó teljesítmény szükséglet:

$$P_{ri} = \frac{(m_0 r_0)^2 \cdot \omega^3}{2 \cdot m} \cdot \sin \varphi = C \cdot \frac{(m_0 \cdot r_0)^2 \cdot \omega^3}{2 \cdot m} \quad (3.50)$$

ahol:  $m_0 r_0$  – a gerjesztőegység eredő tömegnyomatéka, [kgm];

$\omega$  – a rezgés szögsebessége, [1/s];

$m$  – a mozgatott össztömeg, [kg];

$\varphi$  – a lengéstani fázisszög, értéke:  $\varphi = 5 - 20^\circ$ , melyből a  $C$  „teljesítmény tényező”:  $C = 0,08 - 0,30$ . (A tartományon belül a  $C$  tényező értéke függ a rugók anyagától, a rostával együttmozgó anyag tömegétől, és a hajítási tényezőtől [24].)

A rosta indításakor és leállításakor – a föléhangolt üzemmód miatt – a hajtásnak keresztül kell mennie a rezonancia tartományon. Erre az **átmeneti üzemállapotra** vonatkozó teljesítményigény felírásához a (3.49) kifejezésbe be kell helyettesíteni a rezgéskitérés amplitúdó (3.34), és fázisszög (3.38) értékét. Ezt elvégezve a teljesítményigény általános alakja:

$$P_r = \frac{(m_0 \cdot r_0)^2 \cdot \omega^3}{m} \cdot \frac{D \cdot \lambda^3}{(1 - \lambda^2)^2 + 4 \cdot D^2 \cdot \lambda^2} = P_0 \cdot N_P \quad (3.51)$$

A „hasznos” teljesítmény tehát egy konstans ( $P_0$ ) és – a rezonancia viszonyszámtól függő tényező – az ún. teljesítmény-nagyítási tényező ( $N_P$ ) szorzataként írható fel.

A 3.32/a. ábra a rezgés fenntartásához szükséges teljesítmény és a rezonancia viszonyszám ( $\lambda$ ) kapcsolatát mutatja. Az ábrába be lett rajzolva a gépet meghajtó aszinkron motor jelleggörbéje is, így a két görbe kijelöli a lehetséges munkapontokat. Állandósult állapotban a rostának – a motor jelleggörbéjének megfelelően – a **C** jelű munkapontban kell üzemelnie, de indításakor a másik „stabil” munkapont (**A**) is kialakulhat. Ez a rendhagyó üzemállapot akkor jöhet létre, ha a hajtási láncban elhelyezett forgó tömegek tehetetlensége túlságosan nagy, vagy az indítás fékezéssel történik, és emiatt túl nagy a motor indítási ideje. Ekkor a rendszer nem képes „áthúzni magát” a rezonancia tartományon (ábrán: **A** – **B** szakasz).

A rendhagyó munkapont kialakulását mind a rosta, mind a motor biztonságos üzeme szempontjából el kell kerülni, mivel

- a motor áramfelvétele a névleges értékhez képest jelentősen megnövekszik, ezért igen rövid üzemidő után leéghet,
- a rezonancia körüli munkapont ( $\lambda \approx 1$ ) miatt, nem az adott feladathoz szükséges rezgésjellemzők ( $\lambda > 3$  és  $N_A \approx 1$ ) alakulnak ki.

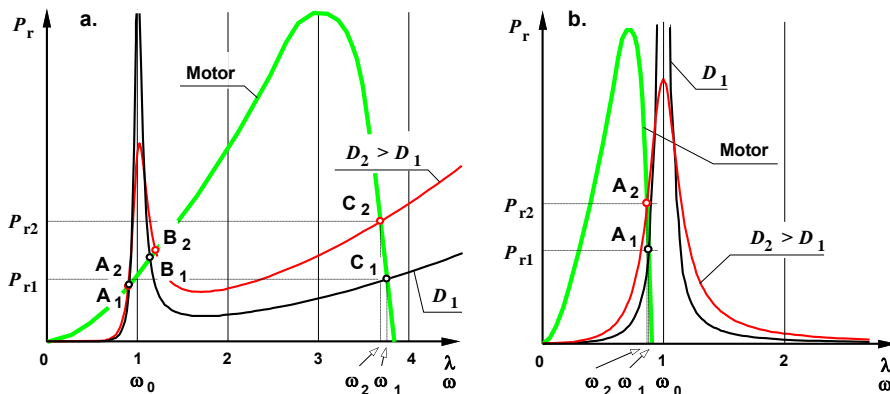
A rezgés fenntartásához szükséges teljesítményt a **rezonancia rostáknál** is – az előzőekben leírt módon – a (3.51) kifejezésből határozhatjuk meg, de abba a gerjesztési módnak megfelelően kell behelyettesíteni maximális gerjesztőerőt ( $F_{gmax} = R \cdot s_1 \cdot e$ ), és a rezgéskitérés-amplitúdót (3.44):

$$P_{r\ddot{u}} = P_0 \cdot \frac{D \cdot \lambda^2}{(1 - \lambda^2)^2 + 4 \cdot D^2 \lambda^2} = P_0 \cdot N_P \quad (3.52)$$

ahol:  $P_0$  – a teljesítmény-igény alapértéke, [W],

$$P_0 = (R \cdot e)^2 \cdot s_1 \cdot \omega_0;$$

$N_P$  – a teljesítmény nagyítási tényező.



**3.32. ábra. Tömegető (a.) és elmozdulás gerjesztésű (b.) rosták teljesítmény-nagyítás függvényei**

A rezgéskitérés-amplitúdó (3.44) – a mozgásegyenlet levezetésénél alkalmazott egyszerűsítéseknek megfelelően – terheletlen üzemre és egy rostakeretre vonatkozik. A rostasíkokon szállított anyag további csillapítást visz be a rendszerbe, amit egy korrekciós tényezővel ( $k_t = 1,2 - 1,3$ ) veszünk figyelembe. Így a terhelt rosta mozgatásának teljesítményigénye:

$$P_r = 2 \cdot k_t \cdot P_{r\ddot{u}} \quad (3.53)$$

Az elmozdulás gerjesztésű rezonancia-rosta hajtásának teljesítmény szükségletét bemutató 3.32/b. ábrán megfigyelhető, hogy berendezést hajtó motor indításakor nem alakulhat ki rendhagyó munkapont, mivel ez az osztályozógép a rezonancia pont előtti tartományban üzemel.

Az osztályozógépek hajtásának másik teljesítmény összetevője, a **súrlódási ellenállásból** származó veszteség-teljesítmény a gerjesztőtengely csapágyain fellépő súrlódóerőből számítható:

$$P_s = \frac{\mu \cdot F_g \cdot d \cdot \omega}{2} \quad (3.54)$$

ahol:  $F_g$  – a csapágyakat terhelő gerjesztőerő, [N];

$\mu$  – a csapágyak típusától függő súrlódási tényező;

$d$  – a csapágy középátmérője, [m];

$\omega$  – a tengely szögsebessége, [1/s];

### 3.2.5. Támasztórugók méretezése

A vibrációs gépek támasztórugóinak kettős szerepük van, egyrészt a szerkezet rugalmas alátámasztására szolgálnak, másrészt – mint a lengőrendszer egyik eleme – a rezgésjellemzők értékét is befolyásolják. Ez utóbbi feladatuk miatt az eredő rugómerevséget úgy kell megválasztani, hogy a szilárdsági követelmények mellett, teljesüljenek az alábbi feltételek is:

- tömegelő gerjesztésű gépeknél:  $\lambda_x \geq 3$ ,  $\lambda_y \geq 3$ ,  $\lambda_\delta \geq 3$ ;
- elmozdulás gerjesztésű rezonancia rostáknál:
  - a tároló és gerjesztő rugók eredőjére:  $\lambda = 0,7 - 0,9$ ;
  - az alapkeret alátámasztó rugókra:  $\lambda_{ax} \geq 3$ ,  $\lambda_{ay} \geq 3$ .

Az általános műszaki gyakorlatban az **acél csavarrugókat** többnyire csak tengelyirányú erők terhelik, ezért a méretezésükkel foglalkozó szakirodalom is általában csak a húzó-, és a nyomóerő okozta csavaróigénybevételt tárgyalja. A vibrációs rostáknál azonban a tengelyirányú terhelésen kívül a támasztórugókat jelentős mértékű hajlítónyomaték is terheli. A hajlítónyomatékot létrehozó erő (a csavarrugó függőleges tengelyű beépítésénél) a szerkezet vízszintes irányú rezgéskitérés-amplitúdójából ( $A_x$ ) származik, értéke a rugó keresztirányú, ún. „hajlítómerevségétől” függ:

$$F_x = A_x \cdot s_x \quad (3.55)$$

A rugó hajlítómerevségét ( $s_x$ ) az egyik végén befogott, a másik végén a hossz tengelyére merőleges irányú erővel terhelt csavarrugó lehajlásából lehet meghatározni. Az energiamódszernek megfelelően [25] a rugó egy olyan egyenes rúddal helyettesíthető, melynek hajlító- és nyírómerevsége azonos az eredeti rugóéval. A részletes levezetés mellőzésével a kör keresztmetszetű, kis menetemelkedésű ( $\alpha < 10^\circ$ ) csavarrugó hossz tengelyére merőleges hajlítómerevsége a következő összefüggésből számítható ki:

$$s_x = \frac{s_y}{1,18 \cdot (H/D)^2 + 0,385} \quad (3.56)$$

melyben:  $s_y$  – a rugó tengelyirányú merevsége, [N/m];

$H$  – a rugó hasznos magassága, [m];

$D$  – a csavarrugó középátmérője, [m].

A vibrációs osztályozógépeknél alkalmazott acél csavarrugók gyakorlatban szokásos méreteiből következik, hogy a kétféle rugómerevségük aránya általában:  $s_x / s_y = (0,2 - 0,5)$ .

A rostát alátámasztó rugók tengelyirányú terhelése a szerkezet súlyerejéből, és a függőleges irányú mozgás következtében fellépő dinamikus terhelés összegeként határozható meg. A rugót terhelő erő maximális értéke:

$$F_{ry} = \frac{m \cdot g}{z} + A_y \cdot s_{1y} \quad (3.57)$$

ahol:  $m$  – a mozgatott összes tömeg [kg];

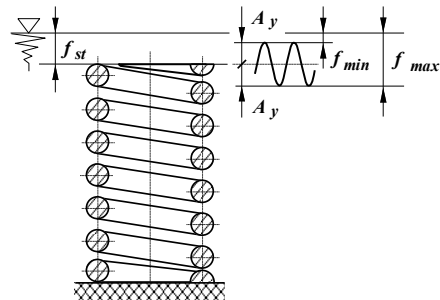
$z$  – az alátámasztó rugók száma;

$A_y$  – a függőleges irányú rezgéskitérés-amplitúdó [m];

$s_{1y}$  – a rugó tengelyirányú rugómerevsége [N/m].

A szabadlengésű vibrációs rostáknál a rostaszekrény általában csak feltámaszkodik a rugókra (nincs hozzáfogva), ezért rugózásuk kialakításánál további szempont lehet, hogy a szerkezet ne tudjon elválni a támaszoktól, azaz a 3.33. ábra jelölésének megfelelően:

$$f_{st} = \frac{m \cdot g}{z \cdot s_{1y}} > A_y \quad (3.58)$$



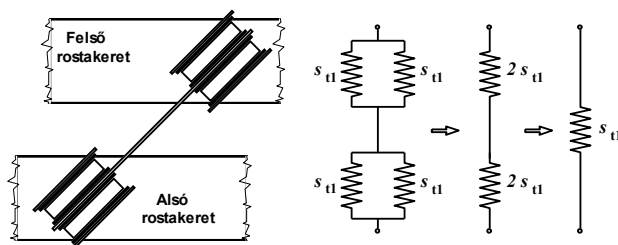
**3.33. ábra. A támasztórugók tengelyirányú elmozdulása**

Egyszerű levezetéssel igazolható, hogy az előbbi követelmény minden olyan esetben teljesül, amikor a támaszként beépített acél csavarrugók merevségét a korábban megadott rezonancia-viszony számoknak megfelelően választották meg.

A **gumirugókat** nagy rugalmas deformációjuk, jó hangszigetelő képességük és egyszerű szerkezetük miatt gyakran alkalmazzák vibrációs rosták megtámasztására. Hátrányuk az „öregedés”, valamint hogy a rugalmas és csillapítási jellemzőik gyártási tűrése általában nagyobb, mint az acélru-

góké. Beépítésüknél arra kell ügyelni, hogy a gumirugó, még függesztett berendezéseknél se kapjon húzó terhelést, ugyanis a gumi húzásra sokkal kisebb erőt képes elviselni, mint nyomó igénybevétel esetén.

A gumirugók jellegzetes alkalmazási területe a rezonancia-rosta, melynél a gumi anyagának kedvező csillapítási jellemzőit használják ki a szerkezet rezgéskitérésének korlátozására. A Binder-féle rezonancia rosta két rostakeretét összekötő tárolórugók „rugótelepeinek” (3.34. ábra) sajátossága, hogy a két-két párhuzamos kapcsolású,  $s_{t1}$  merevségű gumirugó – az eredő elmozdulás szempontjából – sorosan kapcsolódik egymáshoz, így a rugótelep eredő rugómerevsége ugyanakkora értékű ( $s_{t1}$ ), mint egy darab tárolórugóé.



**3.34. ábra. Rezonancia rosta rugótelepének eredő merevsége**

A gumirugók csillapítási jellemzői elsősorban a gumi anyagának minőségétől függ, de értékét a geometriai méretei, alakja, ill. a statikus, és a dinamikus terhelése is befolyásolja. Előzetes számításokhoz a Lehr-féle csillapítási tényezőt a  $D = 0,05 - 0,08$  tartományban lehet felvenni, de a tényleges értéke csak a rosta besabályozása utáni ellenőrző mérésből határozható meg.

### 3.3. Hidraulikus osztályozás, és berendezései

A hidraulikus osztályozók a szemcsék szétválasztására a szilárd anyagok különböző méretű és tömegű szemcséinek folyékony vagy gáznemű közegben való eltérő viselkedését használják fel. Az osztályozás alapja lehet az eltérő süllyedési sebesség, a térfogatsúly különbség, vagy a szemcséknek a közeghez való eltérő tapadása. Az ásványi anyagoknál rendszerint vizet használnak, így a hidraulikus osztályozás nemcsak a szemcsék szétválasztására, hanem az adalékanyag tisztítására is szolgál.

Viszkózus közegbe helyezett szilárd szemcsék süllyedési sebességének elméleti meghatározásakor feltételezzük, hogy



- a szemcsék gömb alakúak;
- a közeg nyugalomban van;
- a közeg tömege, és felülete a szemcsék méreteihez képest végtelen nagy, ezért az edény oldalfalai nem befolyásolják az ülepedést.

A  $\rho_0$  sűrűségű, nyugvó folyadékba helyezett,  $m$  tömegű,  $d$  átmérőjű,  $\rho > \rho_0$  sűrűségű test közel állandó sebességgel mozog lefelé. Süllyedési sebessége a rá ható erők (3.35. ábra) egyensúlyi egyenletéből határozható meg:

$$F_g + F_f + F_h = 0 \quad (3.59)$$

ahol:  $F_g$  – a test súlyereje;

$$F_g = m \cdot g = V \cdot \rho \cdot g ;$$

$F_f$  – a testre ható felhajtóerő;

$$F_f = V \cdot \rho_0 \cdot g$$

$F_h$  – áramlási ellenállás;

$$F_h = c \cdot A \cdot \rho_0 \cdot v^2 / 2 ;$$

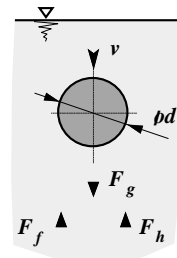
$V$  – a test térfogata;

$$\text{gömbnél: } V = d^3 \pi / 6;$$

$A$  – a test süllyedés irányra merőleges vetületi felülete;

$$\text{gömbnél: } A = d^2 \pi / 4;$$

$c$  – a test alakjától, és az áramlási viszonyokra jellemző Reynolds számtól\* függő közegellenállási tényező.



3.35. ábra. A vízbe helyezett testre ható erők

A fenti kifejezéseket az erőegyensúlyi egyenletbe (3.59) behelyettesítve, a süllyedési sebesség a következő összefüggéssel írható le:

$$v = \sqrt{\frac{4 \cdot d \cdot (\rho - \rho_0) \cdot g}{3 \cdot c \cdot \rho_0}} \quad (3.60)$$

Mivel a  $c$  tényező értéke a szemcsék alakja és mérete mellett, az áramlási viszonyoktól (lamináris, átmeneti, turbulens) is függ, a különböző áramlási módoknál a szemcsék ülepedési sebessége is eltérően alakul [9]. A hidraulikus osztályozásra jellemző **turbulens áramlás** tartományában ( $Re > 10^3$ ) a „ $c$ ” állandónak tekinthető, értéke gömb alakú test esetében:

\* A Reynolds szám a testre ható tehetetlenségi erő és a közeg nyírófeszültségből származó erő arányára jellemző tényező ( $Re = v \cdot d / \nu$ ).

$$c \cong 0,44 \quad (3.61)$$

Turbulens áramlási viszonyok között tehát azok a szemcsék ülepednek együtt, melyek átmérőinek és relatív sűrűségeinek ( $\rho_0 - \rho$ ) szorzata állandó. Így azonos anyagminőségénél méret szerint, míg azonos méretnél anyagminőségtől függően választható szét az anyagalmaz.

A gyakorlatban alkalmazott áramkészülékeknél az elméleti levezetés kezdeti feltételei nem teljesíthetők maradéktalanul, ezért azok hatását **korrekciós tényező**kkal veszik figyelembe:

- A gömbtől eltérő szabálytalan alakú ásványi szemcsék süllyedési sebessége kb. fele a gömbre meghatározott értéknek, ezért:  $c_1 = 0,5$ .
- A  $c_2$  tényező az ülepitőedény véges mérete miatti „falhatást” veszi figyelembe. Értéke függ az edény, és a szemcsék jellemző méreteitől, és az áramlási módtól.

A háborítatlan ülepedés további feltétele, hogy az ülepitőedénybe kerülő zagy víztartalma legalább 70% legyen. Kisebb víztartalom esetén a kisebb és nagyobb méretű szemcsék szabad mozgásukban egymást akadályozzák, emiatt az osztályozás minősége leromlik.

A hidraulikus osztályozásnál az egyes frakciók határai nem különíthetők el olyan élesen, mint mechanikus osztályozógépekkel, ezért a kétféle szétválasztási módnál az osztályozási élességet is eltérő módon értelmezik. A hidraulikus osztályozás a minősítési mérőszáma a „szétválasztási élesség” ( $K$ ), melyet az anyagalmazból kivett minta szemeloszlását felvéve, a következő módon kell meghatározni:

$$K = d_{75} / d_{25} \quad (3.62)$$

ahol:  $d_{25}$ ,  $d_{75}$  – a szemszerkezeti összetételben a 25%-os, ill. a 75%-os áthulláshoz tartozó szemcsék átmérői, mm-ben.

Egy-egy adott feladat esetén, a hidraulikus osztályozó berendezés kiválasztásakor a teljesítőképesség és a szétválasztási élesség mellett, az alábbi technológiai jellemzőket is célszerű megvizsgálni:

- az adalékanyagból kimosott finom-homok aránya;
- a távozó késztermékek nedvességtartalma;
- az egységnyi szilárd anyagra vonatkoztatott vízszükséglet.

A beton adalékanyagának méret szerinti szétválasztására használatos hidraulikus osztályozó berendezések alapvetően két csoportba sorolhatók:

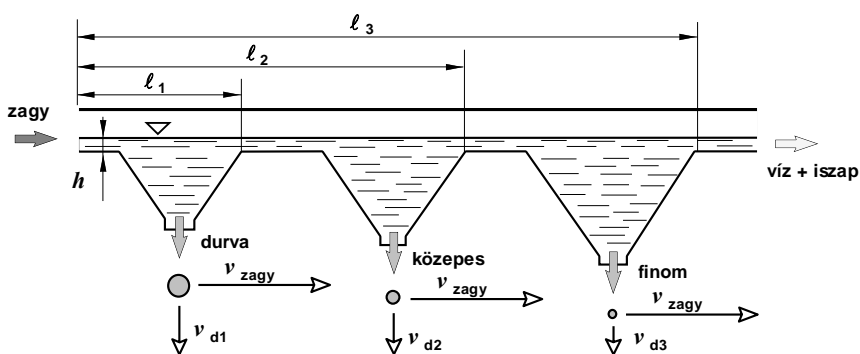
- áramkészülékekre,
- hidromechanikus berendezésekre.

A két gépcsoport között elsősorban a szétválasztott frakciók szállítási módjában van különbség, mivel az első csoportnál maga a vízáram, a másodikonál pedig egy mechanikus berendezés (kaparólánc, szállítócsiga, elevátor stb.) hordja ki a tartály alján leülepedő szemcsés anyagot.

### 3.3.1. Áramkészülékek

Az áramkészülékek használatára jellemző, hogy az osztályozó telepen a mechanikus osztályozást vízszög alatt végzik, majd a leválasztott finom adalékanyag frakciót (0/4 mm) a mosóvízzel és a hígító vízzel együtt zagyszivattyú szállítja a készülék tartályába.

Az áramkészülékek klasszikus típusa az ún. **Rittinger csatorna** (3.36. ábra), melyet napjainkban már csak elvétve használnak, de – egyszerű szerkezeténél fogva – alkalmas az áramkészülékek működési elvének bemutatására.



3.36. ábra. Rittinger csatorna

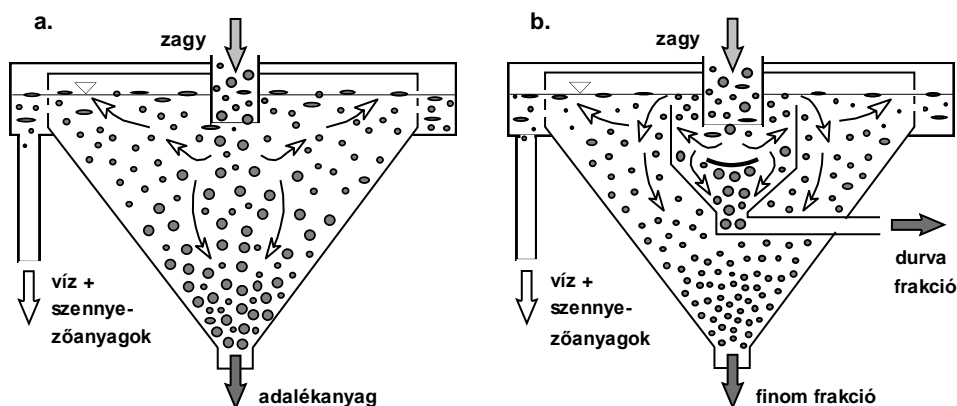
A csatorna elején betöltött, adott áramlási sebességű ( $v_{zaggy}$ ) zagyból az egyes tartályokba azok a szemcsék tudnak bekerülni, melyek ülepedési sebessége akkora, hogy az adott tartályhoz tartozó  $l_i$  távolságon belüli magasságcsökkenésük nagyobb a zagy szintjénél ( $h$ ).

A Rittinger csatorna hátránya a nagy méretek mellett az is, hogy a leválasztható szemcse mérete érzékenyen reagál a vízszint magasságára, és a

zagy bevezetés módjára. Mindez gyenge, és esetenként igen változó osztályozási élességet eredményez ( $K > 2 - 4$ ).

A **tölcséres osztályozókat** (3.37. ábra) elsősorban az adalékanyag mosására használják, de egyes típusaik a 4 mm alatti szemcsék kétfrakciós szétválasztására is alkalmasak. A zagyot a csúcsával lefelé fordított kúp alakú tartály közepén juttatják be. A folyamatosan betáplált zagy feltölti a tartályt, majd ha a szintje eléri a tölcsér felső, perforált lemezből kialakított szakaszát, a tölcsért körülvevő külső csatornába ömlik át, majd a túlfolyó csővezetéken keresztül távozik.

A zagy sebessége a tölcsér széle felé haladva folyamatosan csökken, így a folyadék csak a kisebb méretű szemcséket képes magával vinni. A túlfolyón kiáramló vízzel és a kis szemekkel együtt távoznak el a készülékből a víznél kisebb sűrűségű szennyezőanyagok. A nagy méretű szemcsék az edény alján gyűlnek össze, ahonnan az a felette elhelyezkedő folyadék nyomása hatására gumifűvőkán keresztül távoznak.



**3.37. ábra. Tölcséres osztályozók**

a./ kavicsmosó berendezés; b./ mosó-osztályozó berendezés

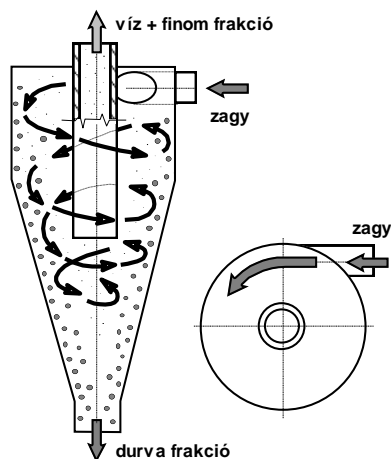
A 3.37/b. ábrán látható berendezés nemcsak az adalékanyag mosására, hanem két, különböző szemcsehatárú homok frakció előállítására is alkalmas. A durva frakció (1 - 4 mm) a belső, kis tölcsérben ülepszik le, míg a kisebb szemek a beáramló zagy és a betöltő cső alatti terelőlemez hatására átjutnak a külső tölcsérbe. Itt egy újabb szétválasztás történik, amely során a finom frakció (0,1 - 1,0 mm) a külső tartály alján gyűlik össze, míg a víz a szennyezőanyagokkal együtt a túlfolyón keresztül távozik.

A tölcséres osztályozóknál szokásos leválasztási határ megközelítőleg 0,1 mm. Jellemzőjük, hogy hatékonyan választják le az agyag-iszap tartalmat, de a készülékből kikerülő termék víztartalma magas (50 - 55 tömeg%), ezért az csak további víztelenítés után juttatható depóniára.

Az együttülepedés alapján történő szétválasztás hatásosságának fokozására, és a berendezés méreteinek csökkentésére kétféle eljárás használatos:

- Dupla tartállyal, és az ülepedési sebességgel ellentétes irányú vízárammal a szemcsés anyag finom és durva frakcióra bontható szét.
- Az ülepítést centrifugális erőterben elvégezve az ülepedési sebesség megnövekszik, ezért a készülék méretei kisebbek lehetnek, mint a kizárólag nehézségi erő felhasználásával üzemelő berendezéseké.

A centrifugális erőt hasznosító áramkészülék a **hidrociklon** (3.38. ábra). Ez egy hengerből és csonka kúpából összeállított tartály. A zagyot a felső hengeres részen keresztül, érintő irányban vezetik be, így a centrifugális erő hatására a szemcsék a tartály sugara irányában, nagyság szerint rendeződnek. A kúp palástja mentén elhelyezkedő nagy méretű szemcsék a rájuk ható erők (súlyerő és a centrifugális erő) eredőjének megfelelően csavarvonal mentén haladnak lefelé, míg a kisebbeket (a tartály közepére benyúló csővezetékén keresztül) a kiáramló víz magával ragadja.



**3.38. ábra. Hidrociklon működési elve**

A szétválasztási szemcseméret a ciklon geometriai méretein kívül (a hengeres rész, a be- és a kiömlőnyílások átmérői; a magassági méretek; stb.), a feladott zagy mennyiségétől és minőségétől (elsősorban a víz-homok aránytól) függ. A ciklonozás során a víz nagyobb része a finom frakcióval együtt távozik a készülékből, emiatt a durva frakció csak viszonylag csak kevés vizet tartalmaz (25 - 35 tömeg%). A durva frakció besűrűsödésének mértéke az alsó kifolyónyílás méretének változtatásával állítható be.

A leválasztás élessége a zagy sebességével, ill. a be- és a kiömlőnyílások méretével szabályozható. Az alsó kivezető nyílás szűkítésével a durva frakció leválasztási élessége növelhető. Jól beállított hidrociklonnál a le-

választási élesség elérheti az 1,2-es értékét. A hidrociklonok vízigénye is kedvező, mivel 1 tonna iszaptalanított homok előállításához megközelítőleg 2,5 - 4,0 m<sup>3</sup> víz szükséges.

A hidrociklon működési elvéből következik, hogy a tartály fala igen erős koptatóhatásnak van kitéve, ezért a falát, a csővezetékeket, és a zagyszivattyú belső felületeit is kopásálló anyaggal vonják be, ill. abból készítik.

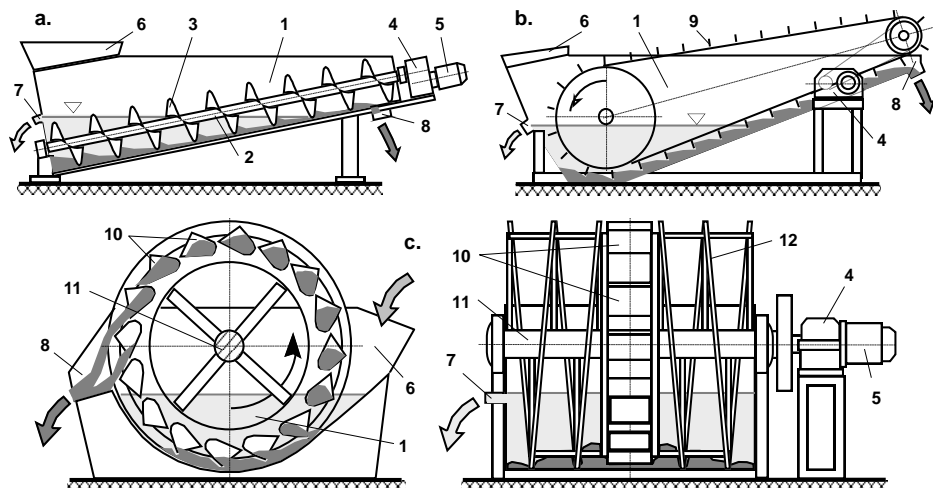
### 3.3.2. Hidromechanikus osztályozók

Hidromechanikus osztályozó berendezések leggyakrabban alkalmazási területe az adalékanyag mosása (iszaptalanítása), de a maradékbeton feldolgozására szolgáló „mixermosók” is általában hasonló elven működnek.

Fő szerkezeti részek:

- a zagy befogadására és üleptetésére szolgáló tartály;
- a leülepedő anyagot kihordó berendezés (szállítócsiga, serleg stb.);
- a tartályon túlfolyó apró szemcsés anyagot és a szennyezőket tartalmazó víz szállítására és kezelésére szolgáló egység.

A *szállítócsigás* és a *kaparóláncos* berendezések (3.39. ábra) üleptítő tartályának (1) alja lejtős kialakítású. A tisztított anyag víztartalmának csökkentése érdekében a szemcse frakció kivezető nyílása (8) magasabban van elhelyezve, mint a túlfolyónyílás (7), amelyen át távozik a víz jelentős része, magával sodorva a felszínén úszó szennyeződésekkel, és a lassan ülepedő finom szemeket. A tisztított anyagot a szállítócsiga (3), ill. a kaparólánc (9) kiemeli a zagyból, majd a kifolyó nyíláshoz szállítja. A termék nedvességtartalma a kétféle berendezésnél megközelítőleg azonos (18 - 25 tömeg%). A veszteségként távozó finomrész aránya a feladott anyagmennyiségétől, a zagy víz/homok arányától, valamint a szállítócsiga fordulatszámától ill. a kaparólánc sebességétől függ.



**3.39. ábra. Hidromechanizációs osztályozó berendezések**

1. zagytartály, 2. csigatengely, 3. lapátózás, 4. hajtómű, 5. motor, 6. feladógarat, 7. túlfolyó nyílás, 8. tisztított anyag kifolyó nyílása, 9. kaparólánc, 10. serlegek, 11. serleges kerék tengelye, 12. terelőlapátózás

A hidromechanikus osztályozókra általában jellemző, hogy a gépből kikerülő terméknek nagy a finomhomok vesztesége (3 - 15 tömeg%). Ennek csökkentésére alakították ki az ún. „bukógát rendszert”, amely a túlfolyó nyílás felé áramló zagy sebességét lecsökkenti, így a benne lévő finomhomok tartalom egy része leülepedik. A bukógát alkalmazásával elérhető az igen kedvezőnek tekinthető 1,0 tömeg% körüli homok veszteség.

Működési elvében az előzőekhez hasonló a 3.39/c. ábrán látható *serleges mosó-osztályozó* berendezés. A hengeres alakú tartály (1) aljára leülepedő nagyobb méretű szemeket, a vízszintes tengely (3) körül forgó tárcsára szerelt, perforált fenekű serlegek (2) emelik ki a zagyból, és viszik a kiömlő nyíláshoz. A serleges kerék két oldalán elhelyezett, azzal együttforgó ellentétes menetemelkedésű, csavarvonal alakú terelőlapátózás (7) középre, a perforált fenekű serlegek elé kényszerítik a tartály aljára leülepedő nagyszemcsés anyagot. A finomrész veszteség csökkentése érdekében egyes serleges mosó-osztályozó berendezésekbe is beépítenek bukógát rendszert.

### 3.4. Víztelenítő berendezések

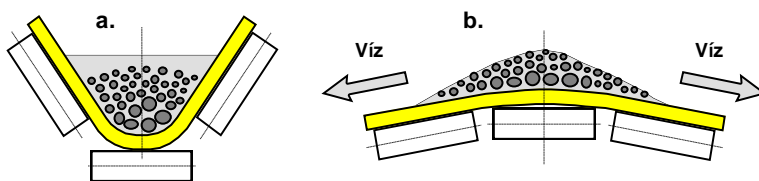
A hidraulikus osztályozókból kikerülő termék víztartalma a berendezés típusától, ill. annak beállításától függően széles tartományban (10 - 60 tö-

meg%) változhat. A nedvességtartalom további csökkentésének igénye az anyag tárolási és szállítási módszereitől függ, így ha a homok depóniára kerül, a 20 - 30 tömeg% maradó víztartalom is megfelelhet, míg a silóban való tároláshoz többnyire víztelenítő berendezést kell alkalmazni.

A víztelenítés legegyszerűbb módszere a *természetes szárítás*, mivel a szabadban tárolt homok idővel elveszti víztartalma jelenős részét, részben a párolgás, másrészt a depónia aljára leszivárgó víz folyamatos elvezetésével. Ezzel a módszerrel 4 - 5 tömeg% nedvességtartalom is elérhető, de igen nagy tárolóterületet és tartalék anyagkészletet igényel, mivel külön depóniákban kell tárolni a különböző nedvességtartalommal rendelkező anyagokat.

A víztelenítésének régóta használt módszere az ún. „*dekolt*” szalag, melyet nagy hosszúságuk miatt napjainkban már csak ritkán alkalmaznak. A berendezésre jellemző, hogy az anyagfeladás helyén a hevedert megtámasztó görgők egy viszonylag mély vályút alakítanak ki (3.40/a. ábra), melyben először a nagyobb, majd a kisebb szemcsék is leülepednek. A további szakaszon a támasztógörgők hajlásszöge csökken, a heveder fokozatosan kiegyenesedik, majd az anyagleadás előtt kis mértékben domború helyzetet vesz fel (3.40/b. ábra), így a víz a heveder két oldalán lefolyik.

A leülepedett anyag a heveder domború szakaszára kerülve fellazul, ezzel is segíti a víz eltávozását. A dekolt szalaggal a feladott zagy összetételétől, és a szalag sebességétől függően a termék maradó nedvességtartalma 15 - 22 tömeg%-ra csökkenthető.

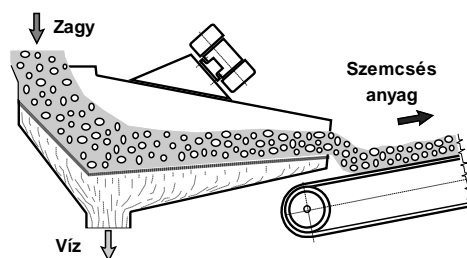


**3.40. ábra. Dekolt szalag kialakítása a feladásnál és a szalag végén**

A homok nedvességtartalmának csökkentésére leggyakrabban alkalmazott berendezés az ún. *víztelenítő vibrációs rosta*, amely – szerkezeti kialakításában – a hagyományos vibrációs rostákhoz hasonlít. Lényeges eltérés azonban, hogy a víz leválasztására beépített 0,3 - 0,5 mm résnyílású szita-szövet a szállítás irányában nem lejt, hanem 3 - 8°-os hajlásszögben emelkedik (3.41. ábra), valamint a rostaszekrény alját vízgyűjtő tartályként alakítják ki.



Víztelenítő rostákkal 10 – 15 tömeg% maradó nedvességtartalom érhető el, ami kielégíti a szemcsés anyagok silózási követelményeit. A víztelenítés hatásfokát a feladott anyag szemeloszlása, a zagy koncentrációja, a szita résnyílása, valamint a rosta rezgésjellemzői is befolyásolják.



3.41. ábra. Víztelenítő rosta

A víztelenítő rosták többnyire irányított gerjesztésűek. Ezeknél a berendezéseknél alkalmazott 4 - 6 g rezgésgyorsulás amplitúdó egyrészt segíti a szemcsék közti hézagokat kitöltő víz eltávozását, másrészt a rezgés hatására az anyaghalmoz fellazul, így a szemcsék felületén lévő tapadóvíz egy része is eltávozik a szitaszövet nyílásain.

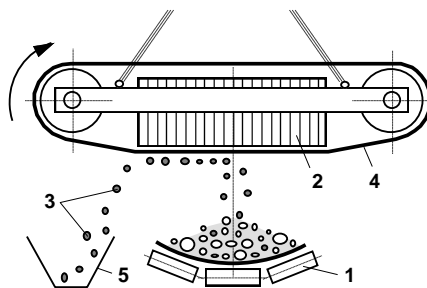
A kedvező hatásfok mellett további előnyük, hogy a kis hely- és energiaigényük ellenére nagy a teljesítőképességük. Hátrányuk, hogy minél nagyobb a feladott zagy víztartalma annál több finomhomok távozik el a szitaszövet nyílásain elfolyó vízzel együtt, pl. nagy víztartalmú (40 - 50 tömeg%) zagnál a finomhomok veszteség a 4 - 6 tömeg%-ot is elérheti.

### 3.5. Mágnesezhető anyagok kiválasztása

A folyókból vagy bányatavakból kinyert adalékanyag gyakran tartalmaz olyan fémes anyagokat is, melyek nem kerülhetnek be a feldolgozó rendszerbe, mert vagy szilárdságuk, vagy anyaguk révén a berendezések meghibásodását okozhatják. A fémes hulladék kiválasztására fémdetektorokat vagy mágneses szeparátorokat alkalmaznak. A **fémdetektorokat** az adalékanyag szállító rendszer elején, a felhordó szállítószalag felett helyezik el. Ezek a fémes anyag érzékelését követően csak leállítják a szállítórendszert, majd azt a fémtárgy eltávolítása után újra kell indítani. A fémdetektorokat olyan telepeknél célszerű alkalmazni, ahol az ásványi anyagban csak ritkán fordul elő fémes szennyeződés.

A **mágneses szeparátorokra** jellemző, hogy a szállítórendszer megállítása nélkül, elektromágnes (esetleg állandó mágnes) segítségével választják ki az anyaghalmozból a mágnesezhető fémdarabokat. A különböző típusú mágneses leválasztó berendezések (a mágneses hengerek, és dobok, mágneses szalagok) közül az adalékanyag fémmentesítésére többnyire a függesztett kivitelű mágneses szalagokat alkalmazzák.

A függesztett **mágnes szállítószalagot** (3.42. ábra) a behordó szállítószalag (1) felett helyezik el. A mágnes (2) a fémes anyagokat (3) a szállag hevederén (4) keresztül magához vonzza, és mindaddig ott tartja, míg a hevederrel együttmozgó fémtárgyak el nem hagyják a mágnes hatókörzetét. Az itt lehulló fémes anyagokat, tartályban (5) vagy depóniában gyűjtik össze.

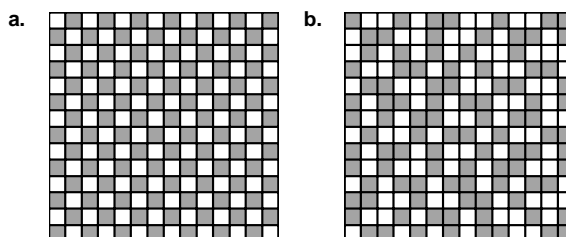


**3.42. ábra. Függesztett mágneses szeparátor**

## 4. Keverőgépek, keverőtelepek

A keverési művelet feladata, hogy két vagy több egymástól eltérő tulajdonságokkal (halmazállapot, szemcseméret, sűrűség stb.) rendelkező alkotóból olyan homogén keveréket állítsanak elő, melyben az egyes összetevők eloszlása a keverőtér bármely részéről kivett – a lehető legkisebb – térfogatelemben is a kívánt keverési aránynak felel meg [26].

Az előző megfogalmazás a „tökéletes” keverékre vonatkozik, de a gyakorlatban – a keverés közbeni folyamatok véletlenszerű hatása miatt – teljesen egyenletes eloszlású keverék (4.1. ábra) nem hozható létre. Ezért az alkotók mérlegelésekor meghatározott összetétel, valójában csak a keverőgépben lévő összes anyagra vonatkozik, a keverék egyes részhalmazain belüli összetétel a keverés hatékonyságától függ. A hatékonyságot – bizonyos mértékig – a beton összetétele is befolyásolja, de alapvetően a keverési idő, a keverési módja és a keverőgép műszaki jellemzői (a lapátozás fordulatszám, a lapátok száma és mérete stb.) határozzák meg.



4.1. ábra. A „tökéletes” (a.) és a valós keverék (b.) összehasonlítása

A keverék összetételének egyenletességét matematikai statisztikai módszerekkel vizsgálják. Ehhez a keverőgép különböző pontjairól mintákat vesznek, ezeket szétválasztják az alkotóikra, és megméri azok mennyiségét. A mért adatokból a **variációs tényező** (4.1):

$$v_i = \frac{s_{ni}}{\bar{x}_i} \cdot 100, \quad \% \quad (4.1)$$

ahol:  $s_{ni}$  – az egyes alkotók mennyiségének korrigált szórása,

$\bar{x}_i$  – az egyes alkotók mennyiségének átlagos értéke.

A keverés minősége a variációs tényező mellett, az ún. „kevertségi fokkal” ( $k_v = 100 - v\%$ ) is jellemezhető. Ez utóbbi használata szemléletesebb,

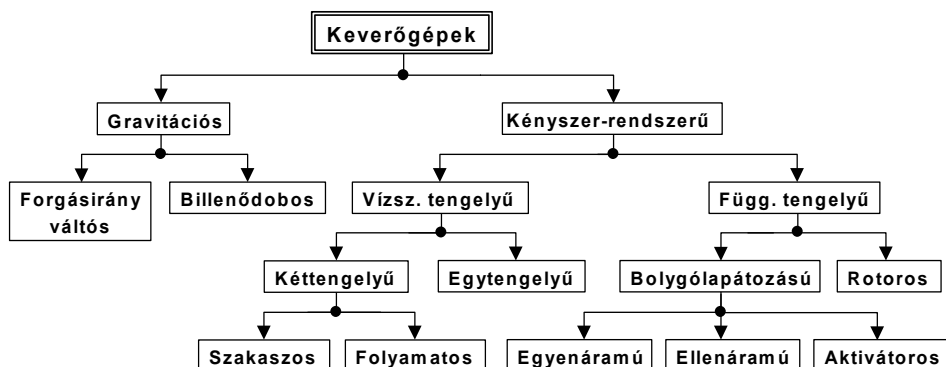
mivel minél jobb a keveredés minősége, annál nagyobb az értéke. A gyakorlatban a keverés jónak minősíthető, ha – minden egyes betonösszetevőre\* – a variációs tényező értéke:  $v < 10\%$ , illetve  $k_v > 90\%$ .

#### 4.1. Keverőgépek rendszerezése, alaptípusai

Az ipari keverő-berendezéseket a kevert anyag tulajdonságai alapján szokás csoportosítani, így megkülönböztetnek nagyviszkozitású anyag, folyadék és szilárd szemcsés anyag keverésére szolgáló gépeket. Az építőiparban általában nagyviszkozitású anyagok (beton, aszfalt) alkotóinak homogenizálására van szükség, ezért a jegyzet csak ezen anyagok előállítására alkalmas gépek szerkezeti kialakításával, és legfontosabb technológiai jellemzőinek meghatározási módszereivel foglalkozik.

A működési elvük alapján építőipari gyakorlatban használatos keverőgépek két nagy csoportba sorolhatók (4.2. ábra):

- Gravitációs rendszerű keverőgépek, melyekben a keveredés azáltal jön létre, hogy a keverődob forgása közben annak belső palástjára erősített lapátok az anyag egy részét felemelik, majd visszajetik a dob aljában elhelyezkedő keverékbe.
- Kényszerrendszerű keverőgépek, melyeknél a keverőedénybe adagolt összetevőket függőleges vagy vízszintes tengely körül forgó lapátok, térfogatkihasználás elvén kényszerítik keveredésre.



4.2. ábra. Keverőgépek rendszerezése

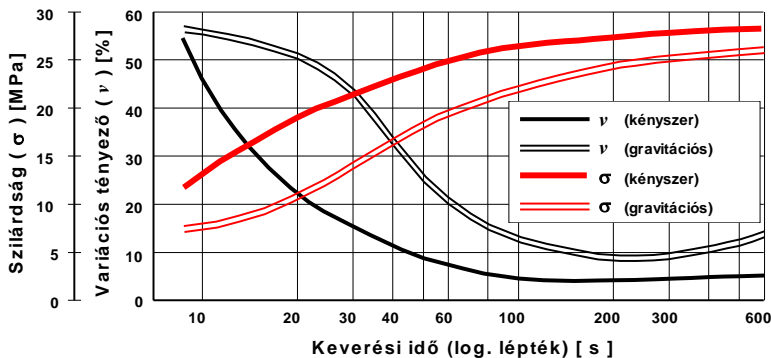
\* Az egyes alkotók keveredési hatékonysága ( $v\%$ ) nem azonos. Így pl. a víz és a cement a  $v = 3 - 5\%$ -ot viszonylag rövid idő alatt eléri, de a nagyszemcsés adalékanyagnál a  $v = 5 - 8\%$  már megfelelő minőségnek számít.

A kétféle keverési módszert összehasonlítva a gravitációs keverők (más néven „ejtődobos” vagy „szabadonejtő” keverőgépek) **előnyei** a kényszerkeverőkkel szemben:

- hajtásuk és szerkezeti kialakításuk rendszerint sokkal egyszerűbb;
- fajlagos energiaigényük kisebb;
- a keveréssel egyidejűleg más technológiai műveletek is elvégezhető\* velük.

A felsorolt előnyeik mellett, az ejtődobos berendezések néhány olyan **hátrányos** tulajdonsággal is rendelkeznek, melyek az alkalmazási területüket is korlátozzák, ezek:

- keverési hatékonyságuk (4.3. ábrán:  $\nu$  %) rosszabb, ezért a beton szilárdsági jellemzői (ábrán:  $\sigma$  MPa) is alacsonyabbak [5];
- azonos betonminőséghez hosszabb keverési idő tartozik;
- nagyobb a keverék szétosztályozódásának veszélye\*\*;
- nagyobb a cement kiporzásának veszélye, mivel ezek a berendezések többnyire nyitott kivitelben készülnek.



**4.3. ábra. A keverési hatékonyság összehasonlítása**

A két keverési rendszer összehasonlításából következik, hogy azok alkalmazási területe is eltérő:

- A szabadonejtő keverőgépeket többnyire olyan területeken használ-

\* Ezt az előnyt használják ki pl. a folyamatos üzemű aszfaltkeverő telepeknél alkalmazott gravitációs rendszerű szárító-keverődobok.

\*\* Ez a 4.3. ábrán is megfigyelhető abban, hogy a gravitációs rendszerű géphez tartozó variációs tényező a minimális értéket követően intenzívebben kezd el növekedni.

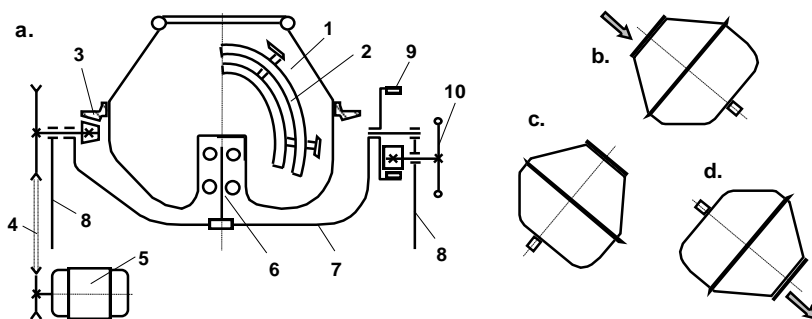
ják, ahol előnyeik érvényre jutnak, de hátrányaik nem okoznak lényeges problémát. Ezért legfontosabb alkalmazási területük a kis betonmennyiségek (0,05 - 0,25 m<sup>3</sup>) készítése, amikor elsődleges cél a kézi keverés kiküszöbölése, valamint a nagy volumenű transzportbeton szállítása és utókeverése.

- Nagyobb szilárdsági igények ( $\sigma > 30 \text{ MPa}$ ) teljesítése csak kényszerrendszerű keverőgépek alkalmazásával oldható meg.
- Ipari mennyiségű beton előállítására – a hatékonyabb keverés érdekében – többnyire kényszerrendszerű gépeket használnak.

#### 4.1.1. Gravitációs rendszerű keverőgépek

A keverőedény alakja, a dob üritési módja vagy a gép mobilitása alapján többféle szerkezeti kialakítású szabadonejtő keverőgép ismert, de az előzőekben leírtak miatt, a hazai építőiparban általában csak kétféle géptípust alkalmaznak, a kis űrtartalmú billenődobos keverőgépet és a nagy mennyiségű beton keverésére és szállítására alkalmas mixerkocsit.

A 4.4. ábrán bemutatott **billenődobos keverőgép** dobja (1) egy billentőkengyelben (7) van csapágyazva, és annak kézzel történő elforgatásával (9, 10) ürítik ki a gépet. A keverődob hajtása fogaskoszorún (3) keresztül történik, de gyártanak olyan berendezéseket is, melyeknél közvetlenül a dob tengelyét forgatják. Ez utóbbiak ürítéséhez nemcsak a dobot, hanem azzal együtt a motort és a hajtóművet is el kell billenteni.



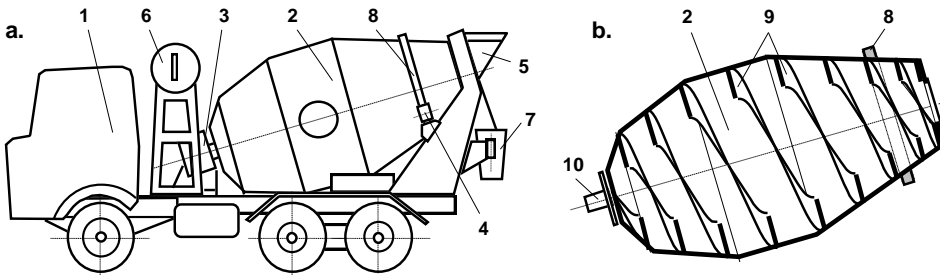
4.4. ábra. Billenődobos gravitációs betonkeverőgép

a./ hajtás vázlata, b./ töltés, c./ keverés, d./ ürítés helyzete

1. keverőedény, 2. keverőlapát, 3. kúpkerék áttétel, 4. ékszíjhajtás, 5. motor, 6. tengely, 7. billentőkengyel, 8. gépváz, 9. fogaskerék áttétel, 10. billentőkar

A betonkeverő-szállító gépkocsit vagy más néven **mixerkocsit** (4.5. ábra)

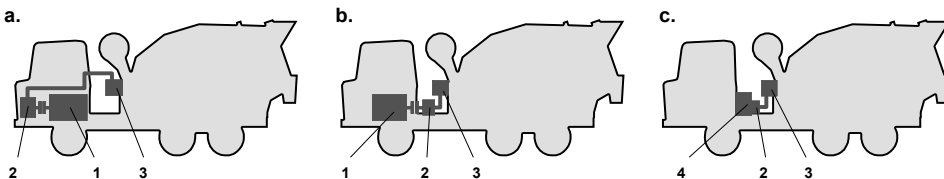
a gyakorlatban elsősorban nem keverésre, hanem nagyobb konzisztenciájú (képlékenytől a folyóságig) transzportbetonok szállítására használják. A gépjármű alvázra szerelt 2 - 12 m<sup>3</sup> űrtartalmú keverődob belsejében rendszerint kétbekezdésű csavarvonal alakú lapátozás (4.5/b. ábra) van elhelyezve, ami – a forgásiránynak megfelelően – vagy a dob belsejébe (keverés), vagy az ürítőnyílás felé (ürítés) tereli az anyagot.



**4.5. ábra. Betonkeverő-szállító gépkocsi (mixerkocsi)**

1. gépjármű, 2. keverődob, 3. hajtómű, 4. támasztó görgő, 5. adagoló tölcser, 6. víztartály, 7. surrantó, 8. vezetőgyűrű, 9. keverőlapát, 10. hajtott tengely

A mixerkocsik többnyire hidraulikus hajtásúak, napjainkban már csak néhány (régi gyártmányú) mechanikus berendezés üzemel. A dob forgatásának hidraulikus tápegysége (4.6. ábrán: 2. tételszámú elem) vagy a gépjármű motorjától (1), vagy külön, e célra elhelyezett belsőégésű motorról (4) kapja a hajtást (4.6./c. ábra). A dobot többnyire változtatható fordulatszámú hidromotor forgatja, a kisebb űrtartalmú gépeknél közvetlenül, a nagyobbaknál fogaskerék-áttételen (3) keresztül.



**4.6. ábra. A hidraulikus tápegység elhelyezésének változatai**

A mixerkocsikkal szemben követelmény, hogy a közúti forgalomban közlekedhessenek, ezért a keverődobok geometriai méreteit, valamint a gépkocsi alváz típusát a közúti közlekedés előírásainak figyelembevételével határozzák meg [27]. A gépjárművek megengedett űrméretének tudható be, hogy a 4 m<sup>3</sup>-nél nagyobb keverődobok legnagyobb átmérői (2,0 - 2,5 m) csak kismértékben függenek a dob hasznos űrtartalomtól (lásd: 4.1. táb-

lázat\*), mivel a befogadóképesség növelését többnyire a keverődob hosszának növelésével érik el.

#### 4.1. táblázat: Mixer kocsi műszaki jellemzői

Gyártó	$V_h$ [m <sup>3</sup> ]	$V_g$ [m <sup>3</sup> ]	$D_d$ [m]	$n_d$ [1/min]	$P$ [kW]	$m_{össz}$ [t]
CARMIX**	1,0	1,4			26,0	5
	2,5	4,5	1,5		57,0	9
Liebherr	4,0	7,6	2,20	0 - 14		
	...	...	...			
	10,0	16,4	2,40			
Schwing / Stetter	6,0	10,1	2,25	0 - 14	48 - 51	24 - 26
	...	...	...		...	...
	12,0	19,4	2,45		95 - 100	45

A betonkeverő-szállító gépkocsi üzemeltetésekor – az adott berendezés gépkönyvében leírtak mellett – a következőket is figyelembe kell venni:

- A keverődobot nem szabad túltölteni, mert az előírtnál nagyobb mennyiség a gépjármű tengelyterhelését megnöveli, ugyanakkor a dobban lévő keverék felszínének megemelkedése miatt, a szállítás közbeni dinamikus hatások (indítás, fékezés) vagy emelkedő útszakaszok következtében keverék kifolyhat a dob ürítőnyílásán.
- A beton szállítása (egyrészt az eltarthatósági idő, másrészt a keverék esetleges szétosztályozódása révén) a beton minőségét is befolyásolhatja, ezért a szállítás ütemezésének, valamint a beton összetételének tervezésekor a szállítási távolságot és a várható forgalmi viszonyokat is figyelembe kell venni. A 4.2. táblázatban megadott értékek adalékszer nélküli betonra vonatkoznak, ezért a kötési időt befolyásoló adalékszerrel (kötésgyorsító vagy -lassító) készült be-

\* A táblázatban alkalmazott jelölések:  $V_h$  – hasznos úrtartalom;  $V_g$  – geometriai úrtartalom;  $D_d$  – a dob legnagyobb átmérője;  $n_d$  – a dob fordulatszám;  $P$  – a motor névleges teljesítménye;  $m_{össz}$  – a gép tömege, betonnal együtt.

\*\*Ezek a berendezések adalékanyag feladó puttonnyal, és vízadagoló rendszerrel is el vannak látva, ezért nemcsak szállításra, hanem beton készítésére is alkalmasak. Elsősorban olyan betonozási munkáknál használhatók gazdaságosan, amikor alacsonyabb szilárdsági osztályú keveréket kell a bedolgozás helyszínén előállítani.



tonoknál nem a táblázat adatait, hanem az adott minőségű betonra vonatkozó technológiai utasítás előírásait kell figyelembe venni.

**4.2. táblázat: A beton eltarthatósága a szállító járműtől, és a környezeti hőmérséklettől függően**

Szállító jármű	Hőmérséklet [°C]	Szállítási idő [óra]	Tárolási és bedolgozási idő, [óra]
Betonkeverő-szállító gépkocsi	30 - 20	1,00	0,50
	19 - 10	1,50	0,50
	9 - 5	1,50	0,50
Billenőplatós gépkocsi	30 - 20	0,50	0,50
	19 - 10	0,75	0,50
	9 - 5	0,75	0,50

- Transzportbeton szállításnál többnyire a betongyárban állítják be a keverék konzisztenciáját, ezért ahhoz további vízmennyiséget adagolni tilos! Egyes adalékszereket (pl. kötésgyorsító) viszont, csak közvetlenül a bedolgozás előtt célszerű hozzáadni a keverékhez. Ezek alkalmazásakor a transzportbetont a szükségesnél alacsonyabb víz/cement-tényezővel készítik, majd az adalékszer vizes oldataként – pontosan mérlegelve\* – a beépítés helyszínén töltik be a keverődobba a hiányzó vizet, és azt a „Keverési utasításban” megadott fordulatszámom, az előírt időtartam betartásával összekeverik.
- A dob töltésekor – a viszonylag szűk töltőgarat miatt – magas fordulatszámot kell beállítani, míg szállítás közben elegendő az alacsonyabb érték is. Ürités előtt célszerű a legnagyobb fordulatszámmal átkeverni a betont, majd forgásirányváltást követően kezdődhet el a dob üritése. Az ekkor alkalmazott fordulatszámot a beton bedolgozási módjától függően kell megválasztani.

**4.1.2. Függőleges tengelyű kényszerkeverők**

A függőleges tengely körül forgó lapátos gépeket elsősorban keverőtelepeken a beton nagyüzemi előállítására használják, de az utóbbi időben – nagyobb keverési hatékonyságuk miatt – egyre több, építéshelyi beton-

\* A betonhoz szükséges adalékszer vizes oldatát vagy a keverőtelepen mérlegelik, és azt a kiszállító jármű magával viszi, de a helyszínen is készülhet olyan mixerkocsival, amely vegyszeradagoló rendszerrel el van látva.

keverésre vagy betontechnológiai laboratóriumok számára kialakított kis űrtartalmú (50 - 200 liter) kényszerkeverőgép is megjelent a piacon.

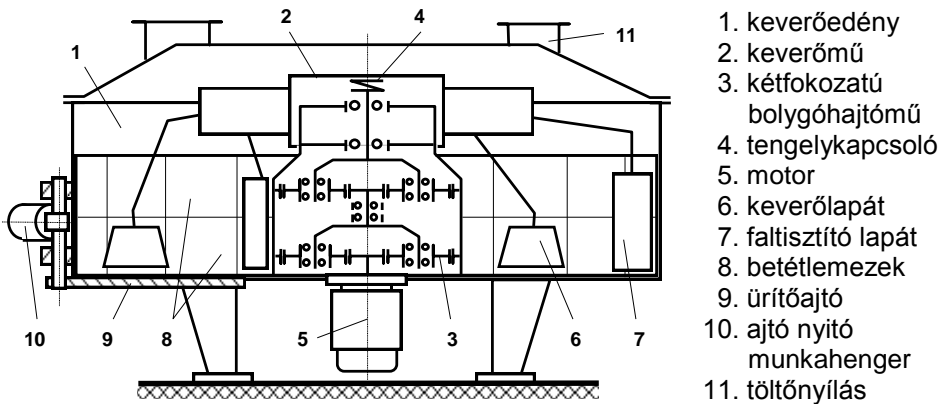
A kényszerrendszerű keverőgépek legfontosabb szerkezeti egységei a keverőedény, a keverőmű, a hajtómű, és a gép üritését végző mechanizmus. Ezek kialakítása a különböző gyártmányoknak megfelelően többféle lehet, de a keverőedényre és a lapátozásra általánosan jellemző, hogy a lapátok és az edény falának nagymértékű kopása miatt, azokat cserélhető (ill. utánállítható) módon alakítják ki. A kopóbetétek anyaga legtöbb esetben kopásálló acél, de az élettartam növelés érdekében, gumi, műanyag vagy kerámia anyagú betéteket is alkalmaznak.

A betonnal közvetlen kapcsolatban lévő szerkezeti részek élettartama szempontjából nagy szerepe van a lapátok és az edény fala közti *rés méretének*. Ugyanis minél nagyobb a hézag, annál nagyobb méretű szemcsék képesek beszorulni a résbe. A beékelődő szemcsék miatt megnövekszik a felületek kopása, ami tovább növeli a hézagot, így még intenzívebbé válik a kopás. Ezért a hézagot rendszeresen kell ellenőrizni, és ha értéke eléri a gyári előírásainak megfelelő méretet (ez általában 2 - 5 mm), az utánállítást vagy cserét el kell végezni. Ennek nemcsak az edény falát borító kopóbetétek és a lapátok előírt élettartamának biztosítása érdekében van jelentősége, mivel az előírtnál nagyobb hézag a keverés hatékonyságát is leronthatja.

#### 4.1.2.1. Rotoros keverőgépek

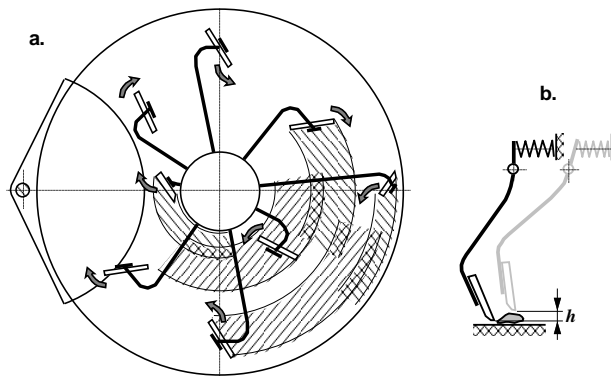
A rotoros (más néven: tányéros) keverőgépeknél (4.7. ábra) a keverőműre (2) felszerelt lapátok (6, 7) a körgyűrű alapú keverőtér központi tengelye körül végeznek forgómozgást.

A gépek nagy részénél a hajtóművet – a kedvezőbb helykihasználás érdekében – a keverőedény belső holtterében helyezik el, és a viszonylag nagy áttétel ( $i = 30 - 60$ ) biztosítására gyakran alkalmaznak bolygóműves hajtást (3). Az adalékanyagot és a cementet a fedélen lévő nyílásokon keresztül (11) adagolják, a víz bevezetésére az edény palástja mentén elhelyezett, furatokkal ellátott csővezeték szolgál. A gép üritését az edény alján lévő üritőajtón keresztül végzik. Az elforgatható (9) vagy kihúzható ajtót a kisebb gépeknél általában pneumatikus, a nagyobbaknál hidraulikus munkahengerrel (10) vagy elektromotoros hajtómű segítségével nyitják, ill. zárják.



4.7. ábra. Rotoros betonkeverőgép

A különböző sugáron forgó keverőlapátok (6) elhelyezésekor alapvető szempont, hogy azok a teljes keverőteret – átfedéssel – súrolják (4.8/a. ábra). A keverék sugár irányú áramlása érdekében az egyes lapátok hajlásszögét úgy választják meg, hogy azok felváltva kifelé, ill. befelé tereljék az anyagot. A keverőlapátok felfüggesztése rendszerint rugalmas, annak érdekében, hogy a lapát és a keverőedény alja közé beékelődő szemcsék esetén el tudjanak mozdulni (lásd 4.8/b. ábrán:  $h$ ).



4.8. ábra. Rotoros keverőgép lapátozásának elrendezése és a lapát rugalmas felfüggesztése

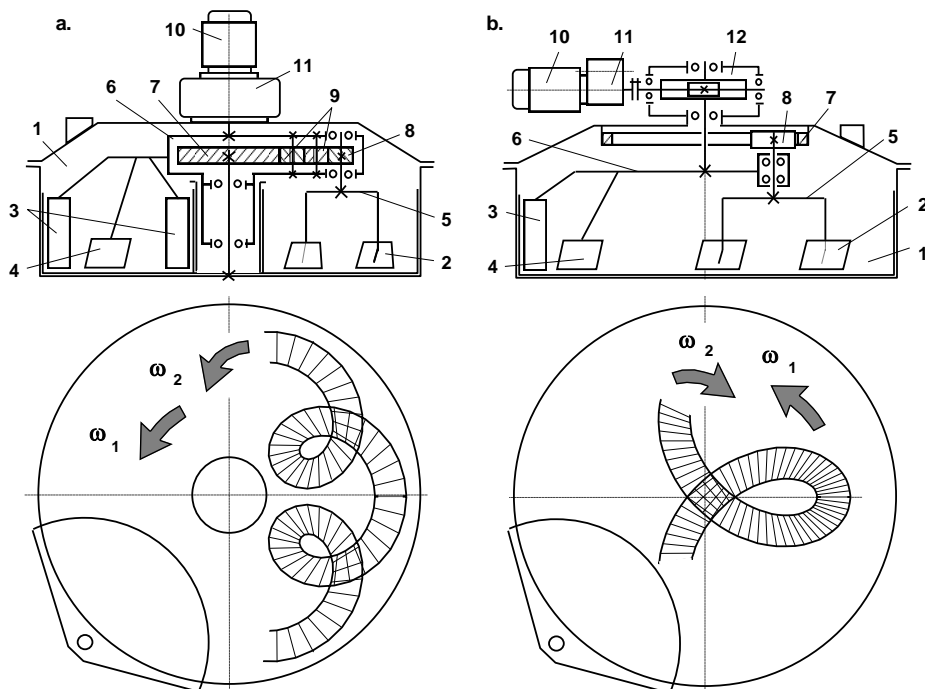
#### 4.1.2.2. Bolygólapátos keverőgépek

A bolygólapátos gépeknél a lapátok egy része nem körpályán, hanem – két különböző tengely körüli forgás következtében – bonyolult mozgáspályán (ciklois görbe) mozognak, ezáltal hatékonyabban keverik meg az

anyagot, mint a csak körmozgást végző keverőgépek. A bolygómozgás gyakorlati megvalósítására alapvetően kétféle megoldást alkalmaznak:

- Az **állódobos** gépek (4.9. ábra) lapátozását olyan bolygóhajtóművel mozgatják, amely egyaránt biztosítja a keverőcsillag tengelyének a keverőedény tengelye körüli ( $\omega_1$ ), valamint a keverőcsillag saját tengelye körüli ( $\omega_2$ ) forgását.
- A **forgódobos** keverőknél a keverőcsillag csak a saját tengelye körül forog, de ugyanakkor – az elnevezésüknek megfelelően – forog a keverődob is.

A két különböző tengely körüli forgás eredményeként, mindkét hajtási módnál a dobban lévő keverék ciklois pályára kényszerül. A mozgáspálya jellege függ a két fordulatszám irányától, ha azok azonosak (egyenáramú) a mozgáspálya *epiciklois* görbének (4.9/a. ábra) felel meg, ha ellentétesek (ellenáramú) a lapátok *hipociklois* görbét (4.9/b. ábra) írnak le.

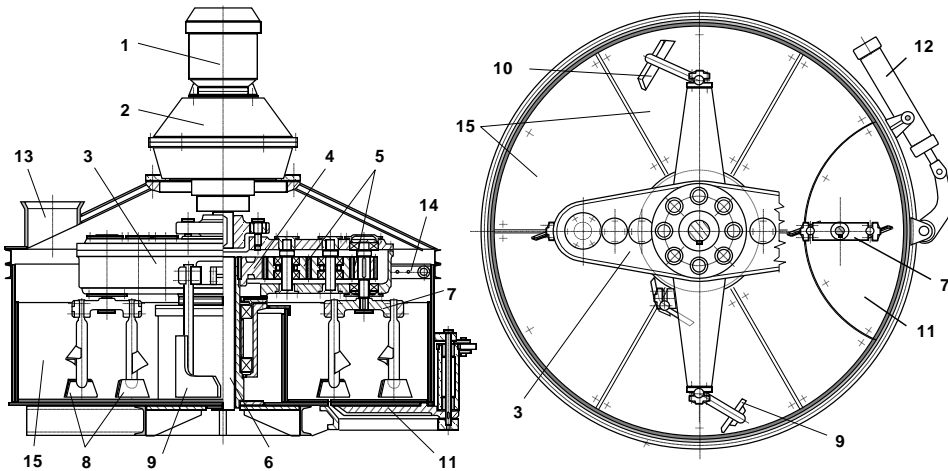


**4.9. ábra. Egyenáramú (a.) és ellenáramú (b.) hajtású bolygólapátos keverőgépek**

1. keverőedény, 2. bolygómozgású lapát, 3. faltisztító lapát, 4. körmozgású lapát, 5. keverőcsillag, 6. keverőmű, 7. álló fogaskoszorú, 8. legördülő fogaskerék, 9. szabadonfutó fogaskerék, 10. motor, 11. előtét hajtómű, 12. csigahajtómű

Bolygóhajtóműves gépeknél a keverőmű (6) forgását a motor (10) utáni lassító áttételű fogaskerekes hajtómű (11, 12) biztosítja. A keverőcsillag azáltal forog, hogy a keverőmű hajtása következtében a csillag tengelyén lévő fogaskerék (8) legördül a keverőedényhez rögzített külső (4.9/a. ábra) vagy belső fogazású (4.9/b. ábra) álló fogaskoszorún (7). A két megoldás közül többnyire az utóbbi változatot alkalmazzák, mivel ezzel a hajtási móddal – a szabadonfutó fogaskerekek (9) számától függően – mind az azonos, mind az ellentétes forgásirány is megvalósítható, a fogaskerék-hajtás zárt és az álló fogaskoszorú mérete is kisebb.

A 4.10. ábrán látható két keverőcsillagos, bolygóhajtóműves keverőgépnél a fogaskerekes hajtómű (2) egy tengelykapcsoló közbeiktatásával forgatja a keverőművet, amely a keverőedény közepén rögzített álló tengelyen (6) van csapágyazva. A keverőmű belsejében elhelyezett fogaskerék-sor (5) első eleme a központi tengelyhez rögzített álló fogaskoszorún (4) gördül le, míg az utolsó tagja forgatja a keverőcsillag (7) tengelyét.



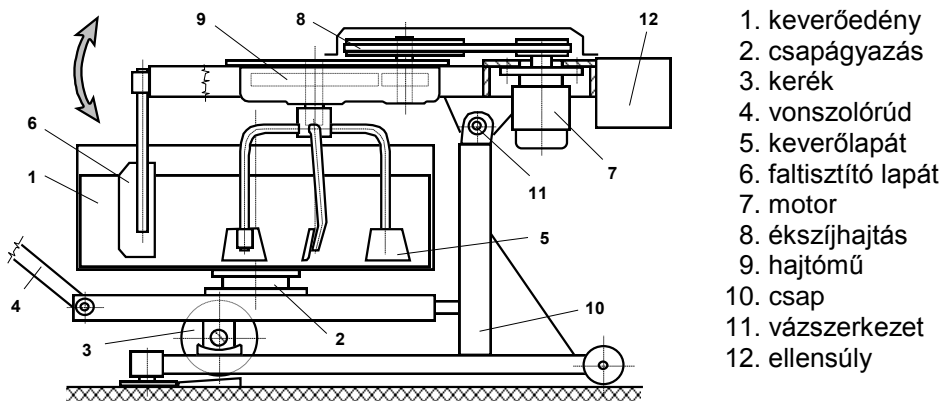
**4.10. ábra. Kétszellagos bolygólapátos keverőgép**

1. motor, 2. hajtómű, 3. keverőmű, 4. fogaskoszorú, 5. legördülő kerék, 6. tengely, 7. keverőcsillag, 8. bolygómozgású lapát, 9. faltisztító lapát, 10. keverőlapát, 11. ürítőajtó, 12. munkahenger, 13. töltőnyílás, 14. vízcső, 15. betétlemezek

A keverőmű (3) külső falához rögzített lapátok (9, 10) a központi tengely körül csak körmozgást végeznek. Ezek feladata, hogy a bolygólapátok (8) elé tereljék a keveréket, másrészt a keverőedény külső és belső oldalfalait tisztítsák (9). A keverőgépet a felső borítólemezen lévő nyílásokon (13) keresztül töltik, míg ürítésére a keverőedény alján kialakított hidraulikus munkahengerrel (12) mozgatott ürítőajtó (11) szolgál.

A **forgódobos** gépeknél a keverőedényt fogaskoszorún keresztül, fogaskerekes hajtóművel forgatják (lásd: 4.12. ábra), de egyes kis űrtartalmú változataik keverődobja forgató hajtóművel nem rendelkezik (4.11. ábra). Ezeknél a szabadon elforduló, tengelyében csapágyazott keverőedény forgása a benne külpontosan elhelyezett keverőlapátok hatására, a keverék súrlódási és tapadási ellenállása révén jön létre.

A 4.11. ábrán bemutatott keverőgép keverőedénye (1) egy kereken (3) gördíthető kocsin van csapágyazva (2), míg a keverőmű – billenthető módon – egy külön vázszerkezeten (11) helyezkedik el. Keveréskor az edényt behelyezik a keverőmű alá, melyhez a keverőművet (7, 8, 9.) és a lapátozást (5, 6) magába foglaló keretet a felső helyzetébe kell billenteni. A bemutatott gépnél a keret billentését kézi erővel végzik (ezt segíti a 12. jelű ellensúly), de e célra hidraulikus munkahengert is alkalmaznak. Keverés után a keverőművet ismét felbillentik, majd a dobot a kocsiszerkezettel a dolgozás helyére vontatják, ahol billentéssel ürítik ki.



1. keverőedény
2. csapágyazás
3. kerék
4. vonszolóruđ
5. keverőlapát
6. faltisztító lapát
7. motor
8. ékszíjhajtás
9. hajtómű
10. csap
11. vázszerkezet
12. ellensúly

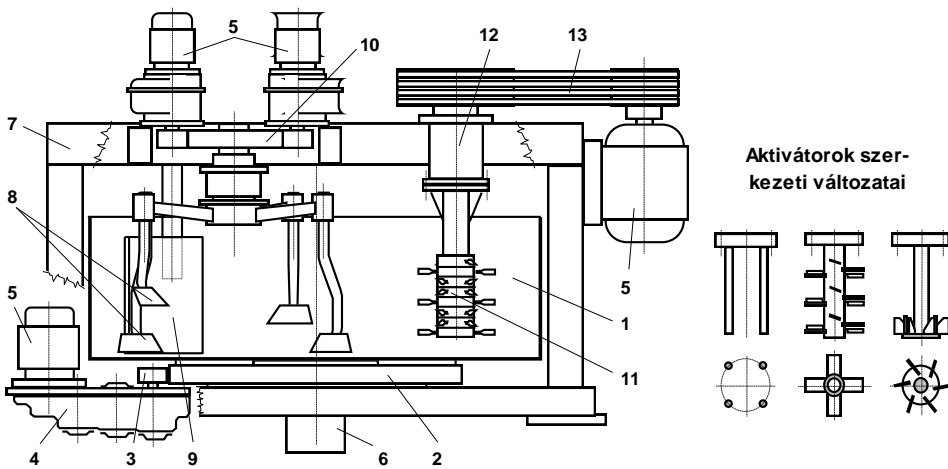
**4.11. ábra. Forgódobos betonkeverőgép**

A bolygólapátos gépek sajátos típusa az ún. **aktivátoros** (más néven intenzív) keverőgép. Ez utóbbi elnevezés arra utal, hogy azonos betonösszetétel esetén az ezzel előállított beton szilárdsága lényegesen kedvezőbb\*, mint a hagyományos géppel kevert betoné. Mindez az aktivátornak tulajdonítható, amely egy olyan keverőmű, melynek saját tengely körüli fordulatszáma lényegesen nagyobb a szokásos lapát fordulatszámoknál.

\* Az Eirich cég közleménye szerint az aktivátoros géppel kevert beton 28 napos nyomószilárdság 15 - 25%-kal nagyobb, míg az 1 és 7 napos kezdőszilárdsága 25 - 35%-kal is megnövekedhet.

Ezért az aktivátor hatósugarában lévő szemcsékre ható centrifugális gyorsulás meghaladja a gravitációs gyorsulás értékét, és az ebből származó nyíró-, dörzsölő-igénybevétel aktivizálja a cement felületét, ezáltal javul annak kötőképessége.

A 4.12. ábrán látható forgódobos, aktivátoros keverőgép keverőedényét (1) fogaskerékes hajtómű (4) forgatja a dob aljára felerősített fogaskoszorún (2) keresztül. A gép vázszerkezetére (7) függesztett keverőcsillagon 4 db azonos méretű, de különböző helyzetű – a keverékhez képest – bolygómozgást végző keverőlapát található.



**4.12. ábra. Forgódobos, aktivátoros keverőgép (EIRICH)**

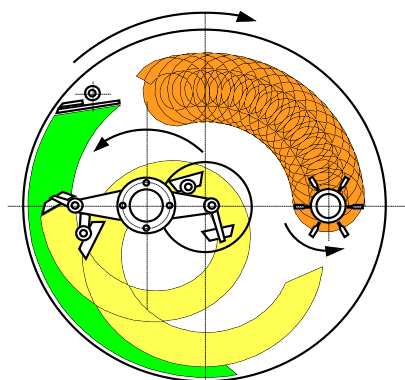
1. keverőedény, 2. fogaskoszorú, 3. fogaskerék, 4. dobforgató hajtómű, 5. motor, 6. ajtómozgató keret, 7. vázszerkezet, 8. keverőlapát, 9. faltisztító lapát, 10. fogaskerék hajtás, 11. aktivátor, 12. csapágyazás, 13. ékszíjhajtás.

Az aktivátor (11) és a keverőcsillag (8) lapátjain kívül a keverőtérben el vannak helyezve a gépvázhoz (7) rögzített faltisztító lapátok (9) is, melyek a keverékhez viszonyítva körpályán mozognak. Az ábrán bemutatott gépnél az aktivátor magas fordulatszámát a motor (5) utáni ékszíjhajtás (13) biztosítja, de az aktivátor forgatására közvetlen hidromotoros hajtást is alkalmaznak.

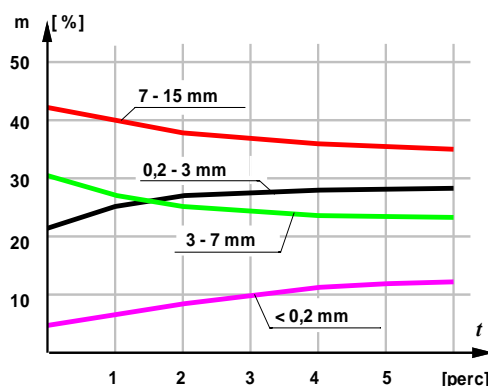
Az aktivátorok – szerkezetileg – többféle változatban is készülnek, de lapátozásukra általánosan jellemző, hogy méreteik, és forgási sugaruk kisebb, mint a „hagyományos” keverőcsillag lapátozásé, valamint – a kopás csökkentése érdekében – úgy helyezik el azokat, hogy alsó síkjuk ne közvetlenül az edény fenéklemeze felett, hanem attól kb. 40 - 60 mm tá-

volságra legyen. A 4.13. ábra az előzőekben bemutatott Eirich gyártmányú forgódobos, aktivátoros keverőgép lapátozásának relatív (a keverékhez viszonyított) mozgáspályáját mutatja.

Az aktivátor nyíró-dörzsölő igénybevétele természetesen nemcsak a cementre, hanem az egyes adalékanyag szemcsékre is hat. Emiatt az intenzív keverés közben az adalékanyag eredeti szemszerkezeti összetétele – a szemcsék aprítódása miatt – is megváltozik (4.14. ábra). Az apró szemcsék feldúsulását a beton recept tervezésekor, az egyes adalékanyag frakciók mérlegelési arányának előírásánál figyelembe kell venni.



**4.13. ábra. Aktivátoros keverőgép lapátozásának mozgáspályája**



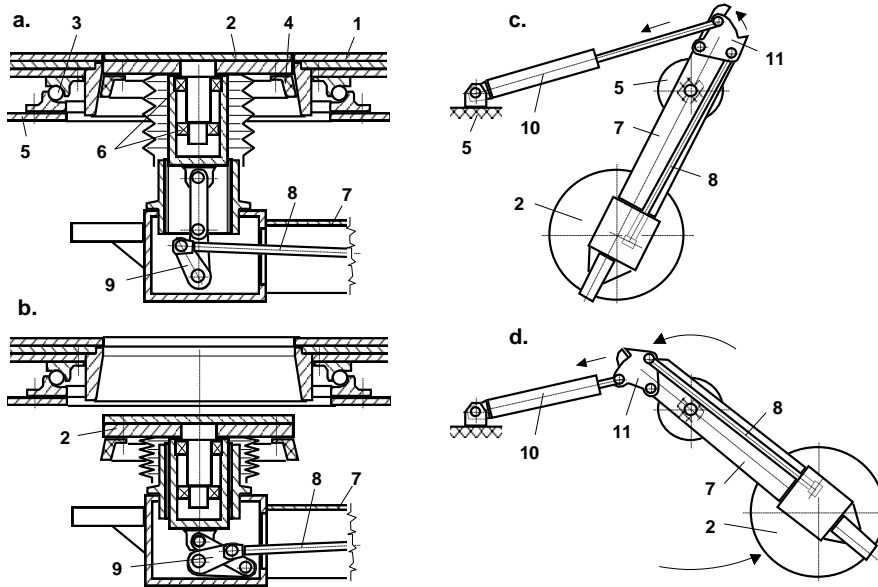
**4.14. ábra. A keverés időtartamának hatása a beadagolt adalékanyag szemszerkezeti összetételére**

Az intenzív keverőgépekre jellemző, hogy hajtásuk teljesítményigénye – a magas fordulatszám miatt – lényegesen nagyobb, mint a többi kényszerrendszerű keverőgépe. Ez, valamint a hosszabb keverés idő az oka annak, hogy ezt a géptípust elsősorban olyan betonok gyártásakor alkalmazzák, amikor fokozott szilárdsági követelményeket (> C 40/50) kell kielégíteni.

A forgódobos gépeknél az ürítőnyílást – az edény forgása miatt – a keverődob tengelyében kell elhelyezni (4.15. ábra). Ezért az ajtó (2) nyitása lényegesen bonyolultabb mozgató mechanizmust igényel, mint az állódobos gépeké, mert:

- Az ajtónak keverés közben együtt kell forognia a keverőedénnyel, ezért az ürítőnyílás ajtaját csapágyazni kell (lásd: 4.15/a. ábrán 6. tételszámú elem);
- Az ürítéséhez a nyílást elzáró szerkezetet először le kell süllyeszteni (4.15/a. és /b. ábrák), majd csak azután lehet elfordítani (4.15/c. és /d. ábrák).





**4.15. ábra. Forgóedényes keverőgép üritő-mechanizmusa**

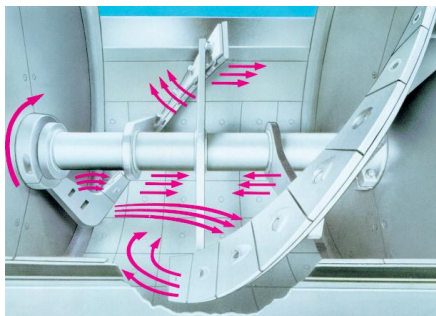
1. keverőedény, 2. ürítőajtó, 3. támcsapág, 4. tömítőgyűrű, 5. gépváz, 6. ürítőajtó csapág, 7. ajtómozgató keret, 8. rudazat, 9. ajtó süllyesztő himba, 10. munkahenger, 11. ajtó elforgató himba.

A 4.15. ábrán bemutatott megoldásnál az ajtónyitó hidraulikus munkahenger (10) működtetésekor, a csuklós mechanizmussal (8, 9) mozgatott ürítőajtó (2) csapágházával együtt először lefelé mozdul el. Az ajtó süllyesztése mindaddig tart, míg az ajtó elforgató himba (11) fel nem ütközik az ajtómozgató kereten (7). Ezt követően a munkahenger már – a kerettel együtt – az ürítőajtót fogja elfordítani. A gyors ürítés érdekében nagyon fontos, hogy a lapátózás közepére, az ürítőnyíláshoz terelje az anyagot.

### 4.1.3. Vízszintes tengelyű keverőgépek

A vízszintes tengelyű kényszerkeverők egy- vagy két keverőtengellyel készülhetnek. Az edény alakja a tengelyszámtól függően egy vagy két félhenger, melyre utalva ezt a típust az iparban „teknős” keverőknek is nevezik. Lapátózásukat – a keverék tengelyirányú áramlása érdekében – úgy alakítják ki, hogy a külső lapátélek egy képzeletbeli vagy tényleges csavarvonalat alkossanak. Üzem módjuk szerint lehetnek szakaszos vagy folyamatos üzeműek. Ez utóbbiak többnyire kéttengelyes kivitelűek, és olyan jellegű feladatokra alkalmasak, amikor nagy mennyiségű és hosszú ideig változatlan összetételű keverék előállítására van szükség.

Kedvező keverési hatékonyságukhoz hozzájárul az is, hogy a lapátok a keverékhalmazból való kilépésükkor a rajtuk lévő anyagot a keverék felszíne fölé emelik, majd azt – a lapát kerületi sebességétől függően – vagy csak elterítik a felszínen, vagy át is dobják a keverőtér másik pontjára. Építőipari alkalmazásukra jellemző, hogy egyaránt alkalmasak beton és aszfalt keverésére is, de a nagy mennyiségi igényű aszfalt előállítására rendszerint a kéttengelyes gépeket használják.

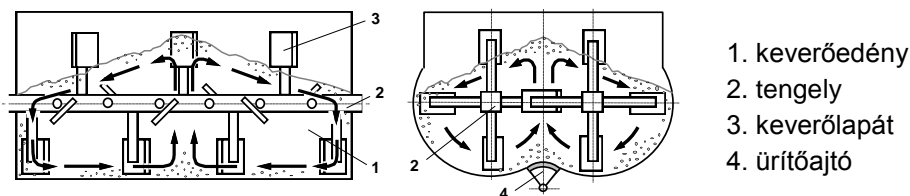


4.16. ábra. Szalagos lapátozású egytengelyes keverőgép



4.17. ábra. Rakodógépre szerelt „keverőkanál”

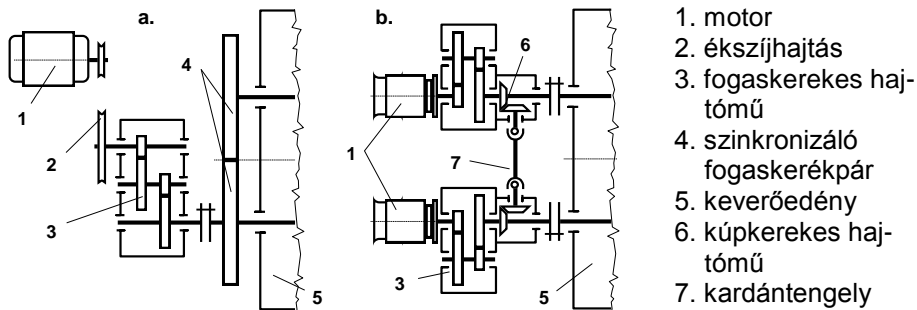
Az *egytengelyes keverőgépek* lapátozása egymáshoz képest 90, 60 vagy 45°-os osztással elhelyezett egyedi lapátokból áll, de gyártanak csavarvonal mentén kialakított „szalagos” lapátozású (4.16. ábra) gépeket is. Ezt a géptípust elsősorban közepes kapacitású betonkeverő telepeken alkalmazzák, de ilyen rendszerű keverő-egységeket helyeznek el a betonszivattyúk adagoló tartályaiba is, illetve többnyire ezt a keverőrendszert alkalmazzák a rakodógépekre szerelhető „keverőkanálként” is (4.17. ábra).



4.18. ábra. A keverék áramlása kéttengelyes keverőgépben

A szakaszos üzemű *kéttengelyes keverőgépekre* jellemző – a keverőtér közepe felé irányuló – anyagáramlást (4.18. ábra) a keverőtengelyek egymással szembe fordított forgatásával, és a tengelyek két oldalán elhelyezett lapátok eltérő irányú hajlásszögével valósítják meg.

A keverőlapátmozást rendszerint többfokozatú fogaskerekes hajtóművel forgatják, de a mobil gépeknél (pl. betonszivattyú utókeverő-egysége, rakodógépre szerelhető keverőkanál) hidraulikus hajtást alkalmaznak. A kéttengelyes gépek tengelyeinek szinkron-forgatására 1:1-es fogaskerék áttételt (4.19/a. ábra) vagy a kétoldali hajtási láncot összekötő kardántengelyt (4.19/b. ábra) alkalmaznak.



**4.19. ábra.** A keverőtengelyek szinkronforgatásának megoldásai

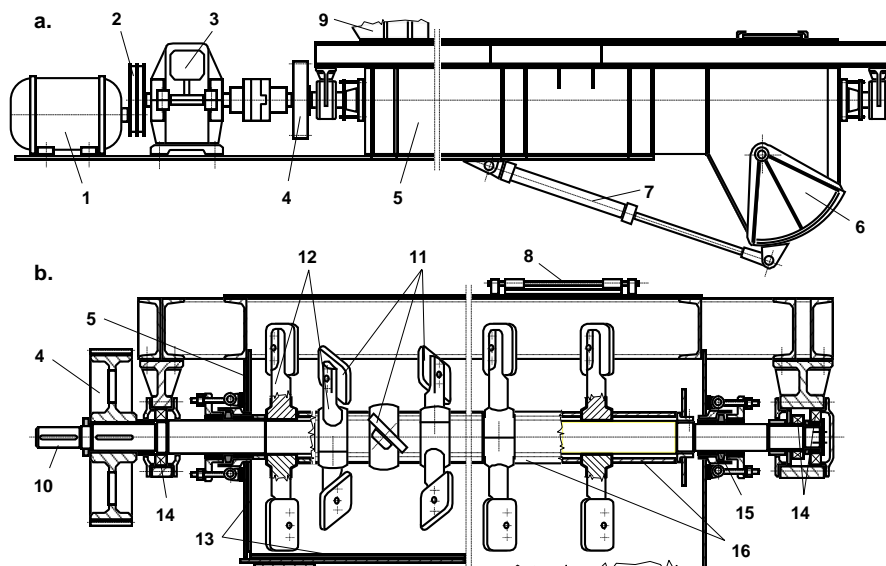
A szakaszos üzemű keverőgépek üritési módszerei:

- A kéttengelyes, valamint a nagy űrtartalmú egytengelyes gépeknél a keverőedény alján ürítőnyílást alakítanak ki, és az azt lezáró ajtó elfordításával (4.18. ábra), lebillentésével vagy (ritkábban) kihúzásával ürítik ki a keverőedényt. Az ürítőajtó mozgatására többnyire hidraulikus munkahengereket alkalmaznak.
- Egyes kisebb teljesítőképességű, egytengelyes betonkeverőgépek a keverőedény billentésével (4.16. ábra) üríthetők ki.

A betonútépítésnél általában nagy mennyiségű, és hosszú ideig változatlan összetételű beton vagy aszfalt szükséges. Ilyen feladatokra használják a **folyamatos üzemű keverőgépeket**, melyeknél a gép lapátmozást úgy alakítják ki, hogy az anyagáramlás tengelyirányban olyan mértékű legyen, hogy amikor a dob elején beadagolt összetevők a keverőedény végén lévő ürítőnyílását elérik, a keverék megfelelő minőségben elkeveredjék.

A 4.20. ábrán bemutatott folyamatos üzemű kéttengelyes keverőgép lapátmozásának forgatását a 4.19/a. ábrán bemutatott hajtásláncon keresztül végzik. A keverőtengely csapágyainak (14) védelme érdekében, azok nem a keverőteknő (5) oldallemezeiben, hanem különálló csapágyházakban vannak elhelyezve. A keverőtengely (10) megfelelő tömítésére csavaror-

sós utánállítási lehetőséggel rendelkező tömítőgyűrű (15) szolgál. A fő-tengely (10) a lapátok csatlakozásánál négyszög keresztmetszetű, így a 45°-os osztású lapátpárok helyzetét a köztük elhelyezett távtartó elemek (16), és az egymást követő lapátkarok négyzetes furatának eltérő helyzete biztosítja. A kopás utánállítás érdekében a lapátok (11) ovális furatokban elhelyezett csavarokkal rögzíthetők a lapátkarokhoz (12).



4.20. ábra. Folyamatos üzemű keverőgép

1. motor, 2. ékszíjhajtás, 3. hajtómű, 4. szinkronizáló fogaskerékpár, 5. keverőedény, 6. ürítőajtó, 7. munkahenger, 8. kémlelőnyílás, 9. adagolónyílás, 10. tengely, 11. lapát, 12. lapátkar, 13. kopóbetét, 14. csapágy, 15. tömítőgyűrű, 16. távtartó elem.

## 4.2. Keverőgépek méretezése

A szakaszos üzemű keverőgépek legfontosabb műszaki paramétereként – függetlenül a gép típusától – az egy ciklusban előállított keverék mennyiségét adják meg. Ez a keverőgép ún. **„hasznos” űrtartalma** ( $V_h$ ), amelyet – a felhasználói igényeknek megfelelően – a géppel megkevert anyag tömörítése után nyert, **tömör térfogatként** értelmeznek. Ezen alapadat mellett a prospektusok és gépkönyvek rendszerint közlik a keverőgép **„névleges” űrtartalmát** ( $V_n$ ), azaz a gépbe adagolható alkotók összes mennyiségének **laza térfogatát**, ill. egyes géptípusoknál megadják a keverőedény teljes **„geometriai” űrtartalmát** ( $V_g$ ) is.

A hasznos és a névleges térfogat közti kapcsolat, az anyagalmaz tömörödési tényezőjével ( $k_t$ ) függ össze:

$$k_t = \frac{V_h}{V_n} \quad (4.2)$$

A tömörödési tényező értéke függ a kevert anyag minőségétől, és annak tulajdonságaitól:

- betonnal, a konzisztenciától függően:  $k_t = 0,7 - 0,98$  (földnedvestől folyósig);
- habarcsnál:  $k_t = 0,85 - 0,98$ ;
- aszfaltnál (a bedolgozási hőmérsékleten):  $k_t = 0,75 - 0,85$ .

#### 4.2.1. Gravitációs keverőgépek méretezése

A **keverődob geometriai térfogata** ( $V_g$ ) a ciklusonként előállítandó keverék mennyiségén kívül függ a keverőedény alakjától és üzemeltetési módjától is. Alapkövetelmény, hogy a keveréskor a gépbe betöltött anyag ( $V_n$ ) felszíne az ürítő nyílás szintje alatt maradjon\*, és elegendő szabad hely legyen ahhoz, hogy a lapátok az anyag egy részét a dobban lévő keverékszint fölé tudják emelni. A gyakorlatban szokásos geometriai arányok esetén a töltési tényező:

$$c_t = \frac{V_n}{V_g} = 0,4 - 0,6 \quad (4.3)$$

A keverődobok általában különböző forgástestből (henger, csonkakúp, gömbsüveg) vannak összeállítva, és tengelyük is sok esetben ferde, ezért a dobban lévő anyagalmaz geometriai jellemzői csak bonyolult összefüggésekkel írhatók fel. Ugyanakkor bármely forgástest elemi henger-szeletekre felbontható, ezért a további számítási eljárásokat a jegyzet a vízszintes tengelyű, hengerdobos keverőgépre vonatkoztatva mutatja be.

##### 4.2.1.1. A keverék mozgása a keverődobban

A **keverődob fordulatszámát** ( $n_d$ ) úgy kell megválasztani, hogy a szemcsék a centrifugális erő hatására ne tapadhassanak fel a dob falára. A

---

\* Ennek ellenőrzésekor a mixerkocsinál a közlekedéssel járó hatásokat (útpálya emelkedése, a jármű indítása, fékezése) is figyelembe kell venni.

szakirodalom a megengedhető centrifugális gyorsulás értékére a gravitációs gyorsulás 20%-át adja meg, vagyis:

$$a_c = R_d \cdot \omega_d^2 \leq g / 5,$$

melyből a keverődob megengedett percnkénti fordulatszáma:

$$n_d \leq \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{R_d \cdot 5}} = \frac{13,8}{\sqrt{R_d}} \quad (4.4)$$

melyben:  $R_d$  – a keverődob legnagyobb sugara [m].

A minél rövidebb keverési ciklusidő érdekében a keverődobok fordulatszámát a megengedett felső határ közelében szokás megválasztani, ezért pl. a betonkeverő-szállító gépkocsik keverődobjának maximális fordulatszám – a gyártó cégtől függetlenül – általában 12 - 14 1/perc.

A dob alján elhelyezkedő anyagalmaz **felszínének hajlásszögét** a dob tengelyére felírt nyomatéki egyensúlyi egyenletből határozhatjuk meg. A 4.21. ábra jelöléseinek megfelelően:

$$R_d \cdot (\mu \cdot m \cdot a + \mu \cdot m \cdot g \cdot \cos \varphi) - h \cdot m \cdot g \cdot \sin \varphi = 0 \quad (4.5)$$

ahol:  $R_d$  – keverőedény sugara;

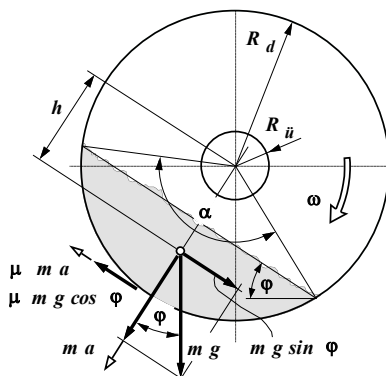
$\mu$  – a keverék és a dob közti súrlódási tényező:  $\mu = 0,3 - 0,6$ ;

$a$  – a dob forgásából származó centrifugális gyorsulás;

$h$  – a keverék tömegközéppontjának távolsága a dobtengelytől, értéke:

$$h = R_d \cdot \frac{4 \cdot \sin^3(\alpha / 2)}{3 \cdot (\alpha - \sin \alpha)} \quad (4.6)$$

ahol:  $\alpha$  – a körszelet középponti szöge.



4.21. ábra. A forgó doban kialakuló anyagfelszín

A (4.5) egyenletbe a  $h$  és a centrifugális gyorsulás értékét behelyettesítve, az egyszerűsítések után egy másodfokú egyenlethez jutunk, melyből a felszín hajlásszöge kiszámítható. Az így meghatározott elméleti hajlásszög ( $\varphi$ ) azonban csak akkor tud kialakulni, ha az anyagalmaz természetes rézsűszöge  $\varphi_r > \varphi$ . Ellenkező esetben a halmaz felső része leomlik

még azelőtt, hogy a felszíne elérné a  $\varphi$  értékét. Ilyenkor a keverék felszíne megközelítőleg a keverék rézsűszögének megfelelő hajlásszöget vesz fel.

#### 4.2.1.2. A hajtás teljesítményigénye

A keverődob forgatásának teljesítményigénye két részből származik, a beton keveréséből, és a támasztógörgők súrlódási ellenállásából:

$$P = \frac{(M_k + M_s) \cdot \omega}{\eta} \quad (4.7)$$

ahol:  $M_k$  – a keverés nyomatékigénye [Nm];

$M_s$  – a támasztógörgők súrlódási és gördülési ellenállásából eredő nyomatékigény [Nm];

$\omega$  – a keverődob szögsebessége [1/s];

$\eta$  – a hajtási lánc mechanikai hatásfoka.

A keverőedény forgatásakor a dobba beadagolt anyagmennyiség – az elhelyezkedése alapján – három részre oszlik:

$$m_{\delta} = m + m_1 + m_2 \quad (4.8)$$

ahol:  $m_{\delta}$  – a keverődobban lévő összes anyag tömege [kg];

$m$  – a dob alján elhelyezkedő anyagmennyiség tömege;

$m_1$  – a keverőlapátok által felemelt anyag tömege;

$m_2$  – a lapátokról lehulló, levegőben tartózkodó keverék tömege.

Az egyes részmennyiségek aránya elsősorban a lapátozás kialakításától (mérete, száma, hajlásszöge stb.) függ, de a keverék tulajdonságai (elsősorban a konzisztenciája) is befolyásolják értékét. Előzetes számításokhoz felvehető, hogy a gépbe feladott anyag 70%-a a keverőedény alján helyezkedik el, és 15 - 15% tartózkodik a levegőben, ill. a lapátokon.

A szabadonejtő keverőgépekben a keveredés kétféle módon jön létre, egyrészt a lapátok által kiemelt anyag visszaszóródása révén, másrészt a dob alján elhelyezkedő anyaghalmozban létrejövő belső mozgások hatására. Az utóbbiak azt eredményezik, hogy a keverék felszíne a forgásiránynak megfelelő  $\varphi$  hajlásszögű síkot vesz fel, így a **keverés nyomatékigénye** a dob alján lévő, és a lapátokon elhelyezkedő anyagmennyiségek súlyerejének, a dob forgástengelyére vonatkozó nyomatékából határozható meg.

Az előzőekben leírtak alapján – a 4.22. ábrán alkalmazott jelölésnek megfelelően – a keverés nyomatékigénye:

$$M_k = m \cdot g \cdot x + \sum m_i \cdot g \cdot x_i \quad (4.9)$$

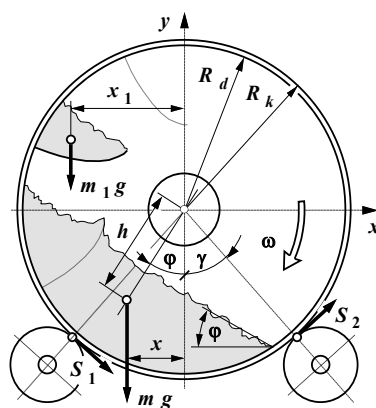
ahol:  $m$  – a dob alján maradó keverék tömege, [kg];

$x$  – a dob alján maradó keverék tömegközéppontjának távolsága az  $y$  tengelytől, [m];

$$x = h \cdot \sin \varphi;$$

$m_i$  – az egyes lapátokon elhelyezkedő beton tömege, [kg];

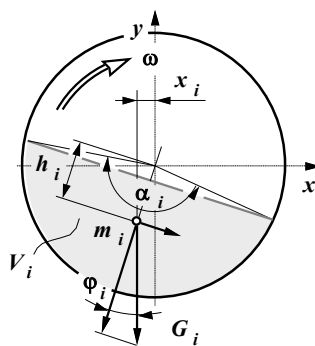
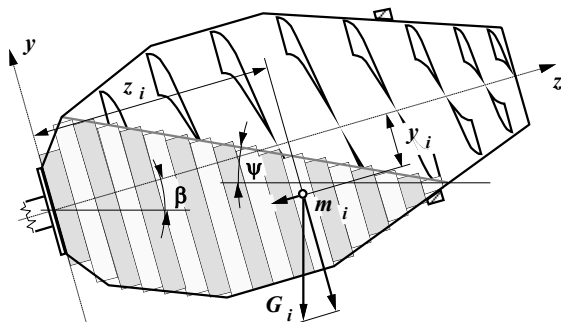
$x_i$  – az egyes lapáton lévő anyagmennyiségek tömegközéppontjainak távolsága az  $y$  tengelytől [m].



4.22. ábra. A keverés nyomatékigénye

A **támasztógörgők forgatásához** szükséges nyomaték az egyes támaszokra ható erőkől meghatározott súrlódási, ill. gördülési ellenállásokból számítható. Mivel a gyakorlatban ennek értéke a dob forgatásának nyomaték szükségletének 4 - 8%-a, ezért közelítő számításokhoz felvehető, hogy a keverődob hajtásának teljesítményigénye:

$$P = \frac{(1,04 \dots 1,08) \cdot M_h \cdot \omega}{\eta \cdot 1000}, \quad kW \quad (4.10)$$



4.23. ábra. Mixerdobban lévő anyaghalmoz elhelyezkedése keverésnél

A hengerdobos keverőgépeknél bemutatott számítási eljárás összetett alakú keverődoboknál is alkalmazható, ha a keverődobban lévő anyaghal-



mazt elemi magasságú körhenger szeletekre felosztjuk (4.23. ábra). Ezek mindegyikére alkalmazható az előzőekben tárgyalt számítási eljárás, így a hozzá tartozó kifejezésekből kapott részeredmények összegzéséből kiszámítható a keverés nyomatékigénye.

A mixerkocsikra jellemző, hogy a kétbekezdésű csavarvonal mentén elhelyezett lapátozás menetemelkedése kicsi, ezért és a viszonylag híg keverék miatt csak kis mennyiséget képesek kiemelni a lapátok a dob alján lévő keverékből, így feltételezhető, hogy az összes anyag a dob alján helyezkedik el. A csavarvonal alakú lapátozás szállító hatása miatt, a keverék felszíne nemcsak a forgásiránynak megfelelően az  $x - y$  síkban (4.23. ábrán:  $\varphi$ ), hanem az arra merőleges  $y - z$  síkban is ferde helyzetet (4.23. ábrán:  $\psi$ ) vesz fel. A keveréshez tartozó forgásiránynál, jó közelítésként felvehető, hogy  $\psi \approx \varphi$ .

**Ürítéskor** – az irányváltás miatt – a  $\varphi$  előjelet vált, valamint ekkor a csavarvonalban kialakított lapátozás az ürítőnyílás felé szállítja a keveréket, ezért a  $\psi$  is előjelet vált, majd az értéke a dobban még bent lévő anyagmennyiségtől függően folyamatosan változik.

#### 4.2.1.3. Teljesítőképesség meghatározása

A szakaszos üzemű keverőgépek teljesítőképességét mind a hasznos, mind a névleges térfogatra értelmek, melyeknek megfelelően az óránként megkevert anyagmennyiség:

$$Q_h = 3600 \cdot \frac{V_h}{t_c}, \quad Q_n = 3600 \cdot \frac{V_n}{t_c}, \quad [m^3 / \text{óra}] \quad (4.11)$$

A (4.11) kifejezésében szereplő ciklusidő ( $t_c$ ) alatt a két keverék-adag elkészülte közti teljes időtartam értendő, az tehát magába foglalja a keverőedény feltöltésének ( $t_t$ ), magának a keverésnek ( $t_k$ ), valamint a gép kiürítésének ( $t_{\ddot{u}}$ ) időtartamát is, azaz:

$$t_c = t_t + t_k + t_{\ddot{u}} \quad (4.12)$$

A **töltési idő** értéke a keverőgép jellemzői (névleges űrtartalom, dob vagy a lapátok fordulatszáma stb.) mellett függ, a keverék egyes összetevőinek mérlegelési és adagolási rendszerétől. Ezért a gépkönyvek a  $t_t$  értékére vonatkozó adatokat többnyire csak a saját adagoló rendszerrel ellátott berendezéseknél adnak meg, melyekre:  $t_t = 10 - 50$  sec.

A **keverési idő** a keverés módján kívül (lásd: 4.3. ábra) függ a keverőgép dobjának, és lapátozásának kialakításától, de a keverék jellemzői is befolyásolják értékét. A sokféle hatás miatt az időszükséglet egzakt matematikai formában nehezen írható fel, ezért értékét általában ellenőrző mérésekből határozzák meg. A kis úrtartalmú billenődobos keverők gépkönyvei a keverési időt többnyire a 90 - 180 s tartományban adják meg. A mixerkocsinál (ha azt a beton készítésére is használják) a keveréshez legalább 60 dobfordulat szükséges, melyhez (a dob legnagyobb fordulatszáma esetén) kb. 5 - 8 perc keverési idő tartozik.

Az **ürítéshez szükséges időt** elsősorban a keverőedény úrtartalma és a berendezés ürítési módja határozza meg, de tényleges értékét az építéshelyi betonfogadás módszere is befolyásolhatja. Például csővezetékes szállításkor a betonszivattyú szállítóképességétől is függ, hogy ki lehet-e használni a mixerkocsi maximális ürítési fordulatszámához tartozó legkisebb ürítési időt.

A mixerkocsik ürítéséhez szükséges időtartamot – bizonyos mértékben – a keverék konzisztenciája is befolyásolja, de értéke elsősorban a gépjellegzőktől (hasznos úrtartalom, keverőlapátozás kialakítása, dob hajlásszöge), valamint az ürítési fordulatszámtól függ. A gépgyártó erre vonatkozó adatai szerint a mixerkocsik kiürítéséhez – a hasznos úrtartalomtól függően – a legnagyobb fordulatszám esetén 5 - 20 perc szükséges.

## 4.2.2. Függőleges tengelyű keverőgépek méretezése

### 4.2.2.1. Keverőedény, lapátozás kialakítása

A **keverőedény** hasznos-, és névleges úrtartalmát függőleges tengelyű keverőknél is a 4.2. fejezet elején leírtaknak megfelelően értelmezzük. A keverőtér jellemző méreteit úgy kell megválasztani, hogy az átmérője a lehető legkisebb legyen, ugyanakkor a dobban elhelyezkedő keverék magassága (4.24. ábrán:  $H_b$ ) se növekedjen meg olyan mértékben, hogy az már a keverés hatékonyságát lerontsa. Ezért a különböző gyártmányú keverőgépeknél – a berendezés névleges úrtartalmától függően – a keverék magassága  $H_b = 0,15 - 0,45$  m tartományban változik, míg a keverőedény töltési tényezője általában  $c_t = 0,65 - 0,75$ .

A **lapátozás** kialakításakor alapvető szempont, hogy a lapátok a keverőtér teljes területét súrolják (lásd: 4.8/a. ábra), és a hajlásszögek ( $\gamma$ ,  $\beta$ ) révén a

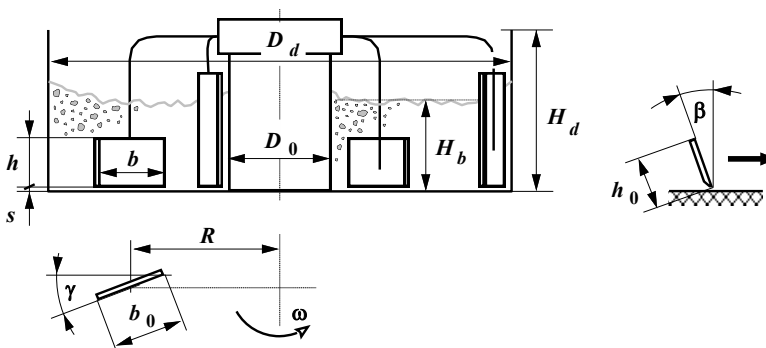
sugárirányú és a függőleges irányú keverékáramlást is biztosítsák. A gyakorlatban általában a 4.3. táblázatban megadott arányokat, és irányértékeket alkalmaznak.

**4.3. táblázat: Függőleges tengelyű keverőgépek lapátozásának jellemző méretei**

Méret	Keverőlapát	Faltisztító lapát	Bolygómozgású lapát
Magasság ( $h_0$ )	$(0,5 - 0,8) H_B$	$(1,1 - 1,3) H_B$	$(0,4 - 0,7) H_B$
Szélesség ( $b_0$ )	$(1,3 - 1,8) h_0$	$(0,3 - 0,5) h_0$	$(1,0 - 1,6) h_0$
Hajlásszögek:	$\gamma$	$\pm 10^\circ - \pm 40^\circ$	$0^\circ - \pm 30^\circ$
	$\beta$	$+ 5^\circ - + 40^\circ$	$0^\circ$
		$0^\circ$	$0^\circ - + 30^\circ$

A lapátozás elrendezése és a lapátok számának meghatározásakor az előzőekben leírtakon kívül, figyelembe kell venni az alábbi szempontokat is:

- A szomszédos lapátok ne gátolják a lapát előtt feltorlódó betonprizma kialakulását. E követelmény gyakorlatilag akkor teljesül, ha az egymás mellett elhelyezett (ill. az azonos sávban mozgó) lapátok között legalább a betonmagasságnak megfelelő távolság van.
- Az azonos feladatú lapátok geometriai méretei – a cserélhetőség érdekében – azonosak legyenek (az elhelyezési szögekre ez természetesen nem vonatkozik).
- Az egymást követő lapátok  $\gamma$  hajlásszögeit úgy kell megválasztani, hogy azok felváltva befelé, illetve kifelé tereljék az anyagot.



**4.24. ábra. Rotoros betonkeverőgép lapátozásának jellemző méretei**

A keverőlapátozás **fordulatszámát** – a keverőtér középtátmérőjétől ( $D_{köz}$ ) függően – úgy kell megválasztani, hogy a (4.13) szerinti feltételek teljesüljenek.

süljenek. Nagyobb fordulatszámoknál ugyanis a keverés teljesítményigénye megnövekszik, ugyanakkor a nagyobb sebesség nincs arányban a hatékonyság és a teljesítőképesség növekedésével, sőt a centrifugális erő okozta szétválasztódás miatt, a keveredés hatékonysága le is csökkenhet.

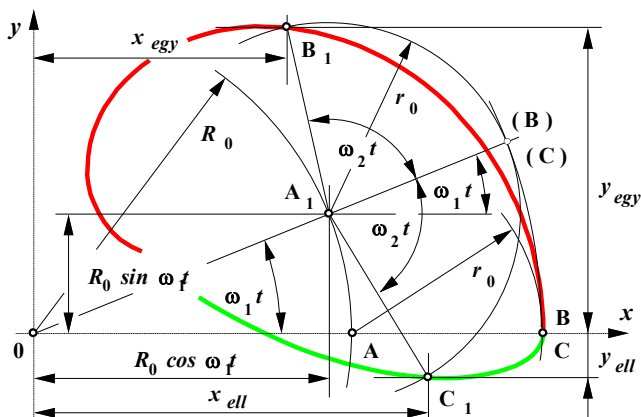
$$v_k \leq 1,5 \cdot \sqrt{D_{köz}} \quad , \quad \text{illetve} \quad v_k \leq 3,0 \text{ m/s} \quad (4.13)$$

A gyakorlatban alkalmazott fordulatszám tartományok a következők:

- rotoros keverőgépeknél: . . . . .  $n = 15 - 40 \text{ ford/perc}$ ;
- bolygólapátos keverőgépnél:  $n_1 = 8 - 20 \text{ ford/perc}$   
 $n_2 = 25 - 70 \text{ ford/perc}$
- aktivátoros keverőgépnél: . . . . .  $n_a = 200 - 800 \text{ ford/perc}$

#### 4.2.2.2. Bolygómozgású keverőlapát mozgáspályája

A bolygómozgást végző lapát mozgáspályáját a keverőedény geometriai tengelyében felvett koordináta-rendszerben célszerű vizsgálni, olyan lapát-helyzetben, amikor a keverőcsillag tengelye (4.25. ábrán: **A** pont), és a bolygómozgású lapát középpontja (azonos forgás iránynál: **B**, ellentétes iránynál **C** pont) is a dobsugárnak megfelelően felvett  $x$  tengelyen van.



4.25. ábra. Bolygómozgású lapát pályája

A 4.25. ábrán látható szerkesztésnek megfelelően, a lapát középső pontjának mozgása a (4.14) összefüggéssel felírt paraméteres egyenletrendszernek felel meg. Ez a mozgáspálya – matematikailag – azonos forgásirány esetén az epicyclois (képletben: felső előjelek), ellentétes iránynál pedig a hypocyclois (képletben: alsó előjelek) görbének felel meg:

$$\left. \begin{aligned} x &= R_0 \cdot \cos(\omega_1 t) + r_0 \cdot \cos(\omega_2 t \pm \omega_1 t) \\ y &= R_0 \cdot \sin(\omega_1 t) \pm r_0 \cdot \sin(\omega_2 t \pm \omega_1 t) \end{aligned} \right\} \quad (4.14)$$

ahol:  $R_0$  – a keverőcsillag tengelyének távolsága a keverődény tengelyétől;

$r_0$  – a lapátközép távolsága a keverőcsillag tengelyétől;

$\omega_1$  – a keverőcsillag dob tengely körüli szögsebessége;

$\omega_2$  – a lapátoknak a keverőcsillag tengelye körüli szögsebessége.

Bevezetve a kétféle tengely körüli forgómozgás szögsebességeinek arányát kifejező **fordulatszám viszony** tényezőt\*:

$$a = \omega_2 / \omega_1 \quad (4.15)$$

a (4.14) egyenletrendszer az alábbi alakra hozható:

$$\left. \begin{aligned} x &= R_0 \cdot \cos(\omega_1 t) + r_0 \cdot \cos[(a \pm 1) \cdot \omega_1 t] \\ y &= R_0 \cdot \sin(\omega_1 t) \pm r_0 \cdot \sin[(a \pm 1) \cdot \omega_1 t] \end{aligned} \right\} \quad (4.16)$$

melyben: a felső előjelek az epiciklois görbére (egyenáramú keverő), az alsók a hipociklois görbére (ellenáramú gép) vonatkoznak.

A keverőhatás szempontjából nagy szerepe van a ciklois görbe alakjának, azaz hogy a lapát „**hurkolt**” vagy „**nyújtott**” ciklois pályán mozog-e. Mivel hipocikloisnál a „hurok” a lapát külső szélső helyzetében alakulhat ki, a mozgáspályák összehasonlítására készült 4.26. ábra is ebben a helyzetben mutatja be a lapát sebesség-viszonyait. Ezen megfigyelhető, hogy a hurkolt görbéhez tartozó geometriai méretek és fordulatszám viszony esetén (4.26/a. ábra) a lapátsebesség eredőjének ( $v_{b1} - v_{k1}$ ) iránya azonos a keverőcsillag forgásirányával ( $\omega_{21}$ ), míg a nyújtott cikloisnál (4.26/b. ábra) az eredő sebesség ( $v_{k2} - v_{b2}$ ) iránya megfordul ( $\omega_{22}$ -vel ellentétes), ezért a lapát visszafelé, a hátlapja irányában kezd el mozogni. Mindezek alapján hipociklois görbénél a hurok kialakulásának feltétele:

$$v_k + v_b < 0 \quad (4.17)$$

ahol:  $v_k$  – a központi tengely közüli forgás kerületi sebessége,

---

\* A „fordulatszám viszony” (4.15) nem azonos a bolygóhajtás áttételével, mivel a forgódobos gépeknél nincs bolygóhajtómű, így annak áttételéről sem lehet beszélni.

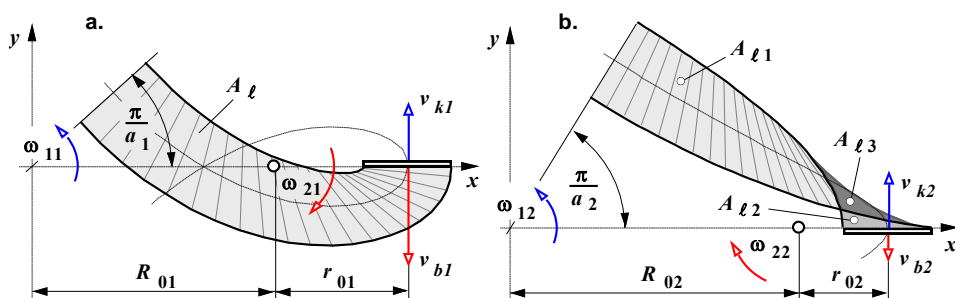
$$v_k = (R_0 + r_0) \cdot \omega_1,$$

$v_b$  – a keverőcsillag tengelye közüli forgás kerületi sebessége,

$$v_b = -r_0 \cdot \omega_2,$$

A (4.17) kifejezésbe a sebesség összetevőket behelyettesítése, majd az egyenlet rendezése után ellenáramú hajtásnál (hipociklois pálya) a hurkolt görbe kialakulásának feltétele:

$$R_0 / r_0 < (a - 1).$$



4.26. ábra. Hurkolt (a.) és nyújtott (b.) hipociklois mozgáspályájának összehasonlítása

A mozgáspálya alakja az egyenáramú hajtásnál is az előzőekhez hasonló módon vizsgálható, de ez esetben a „hurok” a mozgáspálya belső szélő helyzetében alakulhat ki (lásd: 4.9/a. ábra), ezért a (4.17) szerinti egyenlőtlenséget is erre a lapáthelyzetre kell felírni. Ennek eredményeként kiadódik, hogy az ellenáramú hajtásnál (epiciklois pálya) a hurkolt görbe kialakulásának feltétele:

$$R_0 / r_0 < (a + 1).$$

Összefoglalva, a **hurkolt cikloispálya** megvalósításához a bolygómozgású lapát jellemző geometriai méreteinek ( $R_0$ ,  $r_0$ ) és a fordulatszám viszonyának ( $a$ ) a következő feltételt kell kielégítenie:

$$R_0 / r_0 < (a \pm 1) \quad (4.18)$$

melyben: a felső előjelek az epiciklois görbére (egyenáramú keverő), az alsók a hipociklois görbére (ellenáramú gép) vonatkoznak.

A mozgáspálya további vizsgálata céljából határozzuk meg a bolygómozgású **lapát által súrolt területet** ( $A_\ell$ ), amely – a keverőmű egy teljes fordulata alatt – a külső és belső lapátél által súrolt területek különbségként

értelmezhető. Felhasználva a ciklois függvények periodicitását, a bolygómozgású lapát által súrolt terület [28] – a „Leibnitz-féle szektorformulával” felírva – a következő összefüggésből határozható meg:

$$A_{\ell} = \frac{1}{2} \cdot (2 \cdot a) \cdot \left[ \int_0^{T_2} (x_k \cdot \dot{y}_k - \dot{x}_k \cdot y_k) \cdot dt - \int_0^{T_2} (x_b \cdot \dot{y}_b - \dot{x}_b \cdot y_b) \cdot dt \right] \quad (4.19)$$

melyben:  $T_2$  – a ciklois függvény periodicitásához tartozó idő, azaz a bolygómozgású lapát saját tengelye körüli forgásához tartozó periódusidő fele, vagyis  $T_2 = \pi / \omega_{\square 2}$ ;

$x_k, y_k, x_b, y_b$  – a külső- és belső lapátél koordinátái.

A behelyettesítések, majd az integrálás elvégzését követő hosszadalmas számítási eljárások után, a keverőmű teljes fordulata alatt, a bolygómozgású **lapát által súrolt területet** leíró összefüggés a következő egyszerű alakban írható fel:

$$A_{\ell} = 2 \cdot r_0 \cdot b_0 \cdot \cos \gamma \cdot (a \pm 1) \cdot \pi \quad (4.20)$$

Ezek után vizsgáljuk meg, hogy hogyan alakul a mozgáspálya, és a lapát által súrolt terület nyújtott, ill. hurkolt cikloisnál, és ezek milyen hatással vannak a keverés hatékonyságára?

- A (4.18) kifejezéshez tartozó arányt megvizsgálva megállapítható, hogy a hurkolt görbéhez tartozó nagyobb fordulatszám viszony ( $a$ ) és lapátsugár ( $r_0$ ) miatt a lapát által súrolt terület (4.20) is nagyobb, ezért hurkolt görbéknél nagyobb a keverőlapát által mozgatott keverékmennyiség is.
- Hurkolt ciklois görbe esetén a bolygómozgású lapátok – a hurok leírása közben – a keverőtérben elhelyezett körmozgású lapátokkal szemben forognak, ami a keverés minősége szempontjából előnyként minősíthető.
- Ha a keverőlapát minden pontja hurkolt görbén mozog (4.26/a. ábra), a (4.20) kifejezés a lapát által súrolt terület pontos értékét\* szolgáltatja. Nyújtott görbénél viszont a lapátélek mozgáspályája a területképlet integrálási határain belül metszik egymást (4.26/b. ábra), ezért először meg kell határozni a metszéspont koordinátáit, majd a részterületek ( $A_{\ell 1}, A_{\ell 2}, A_{\ell 3}$ ) összegéből számítható ki a ténylegesen

---

\* Ennek nemcsak elvi jelentősége van, mivel az  $A_{\ell}$  számszerű értéke mind a teljesítőképesség, mind a teljesítményigény meghatározásához szükséges.

súrolt terület.

- Hurkolt görbénél a lapátra ható erő (lásd: 4.32/a. ábra) mindig pozitív, vagyis mindig ugyanazt a lapátfelületet terheli, szemben a nyújtott ciklois pályán mozgó lapáttal, melynél időszakosan a lapát-erő negatívvá válik (4.32/b. ábra), azaz a lapát hátlapja kapja a terhelést. Ezért ilyen esetben pl. a lapát túlterhelés elleni védelmét rugózott felfüggesztéssel nem lehet biztosítani.

Az előzőekben leírtak összefoglalásaként megállapítható, hogy a hurkolt mozgáspálya hatékonyabb keveredést eredményez, mint a nyújtott, továbbá a két tengely körüli fordulatszámok arányát úgy kell megválasztani, hogy a fordulatszám viszony ne legyen egész szám. Ellenkező esetben az egymást követő körülfordulások során a bolygólapátok mindig ugyanazt a területet súrolják, ezért nem teljesül a lapátozás kialakításával kapcsolatos azon alapkövetelmény, hogy a lapátok a mozgásuk során a keverőtér teljes felületét súrolják.

#### 4.2.2.3. Teljesítőképesség

A függőleges tengelyű keverőgépek teljesítőképességét is – a szabadon-ejtő gépekhez hasonlóan – a (4.11) összefüggésből lehet meghatározni. A ciklusidő is a töltés, a keverés és az ürítés időtartamából adódik össze, de tekintettel ezen berendezések kedvezőbb keverési hatékonyságára, a ciklusidejük általában kisebb (30 - 90 s), mint az ejtődobos gépeké.

A függőleges tengelyű keverőgépeket többnyire betonkeverő telepeknél alkalmazzák, ezért a gép **töltési ideje** elsősorban a mérlegelő rendszer ürítési idejétől függ. Mivel az egyes alkotók mérlegelését rendszerint már az előző adag keverése közben elvégzik, a töltési idő viszonylag rövid, értéke (a hasznos térfogattól függően) általában: 5 - 20 s.

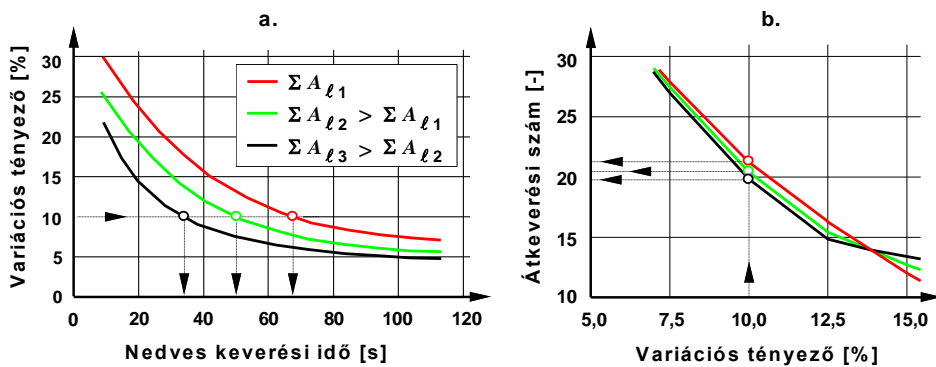
Az **ürítéshez szükséges idő** elsősorban a keverőgép ürítónyílásának és lapátozásának kialakításától függ, de a kevert anyag minőségi jellemzői is befolyásolják az értékét, amely a gép hasznos ürtartalmától függően általában 10 - 25 s.

A keverőtelepek technológiai folyamatára jellemző, hogy először az adalékanyagot és a cementet adagolják a gépbe, majd ezek összekeverése után töltik be a vizet. Ezért a **keverési idő** két részre oszlik, a „száraz” és a „nedves” keverésre. Ez utóbbi értéke általában:  $t_{kn} = (0,67 - 0,75) t_k$ .



A keverési időt befolyásoló sokféle tényező (lapátok mozgáspályája, lapátózás kialakítása, kevert anyag jellemzői stb.) miatt, a keverés időigényét ellenőrző mérésekből határozzák meg. Ezek során azt vizsgálják, hogy mekkora „nedves” keverési idő után éri el a variációs tényező a megfelelő kevertiségi állapothoz tartozó értéket. A gyakorlatban a keverés jónak minősíthető, ha – minden egyes beton-összetevőre – a variációs tényező értéke:  $v < 10\%$ .

A keverés időigénye elsősorban a gép lapátózásának kialakításától (lapátok geometriai méretei, fordulatszám, mozgáspálya stb.) függ, de értékét a beton összetétele\* is befolyásolhatja. A 4.27/a. ábra egy olyan mérésorozat [28] eredményeit mutatja, amelynél különböző lapátózási paraméterek és keverési idők mellett vizsgáltuk a legnehezebben keverhető durva adalékanyag variációs tényezőjének alakulását. A diagramokon jól látszik, hogy minél nagyobb a lapátózás által súrolt terület ( $\Sigma A_{\ell i}$ ), annál rövidebb idő alatt éri el a keverék a megfelelően minősíthető 10%-os variációs tényezőt.



4.27. ábra. A keverési hatékonyság és az átkeverési szám kapcsolata

A keverés minősége, a keverési idő és a lapátózás közti kapcsolat számszerűsítése érdekében vezessük be az ún. „átkeverési számot” ( $N$ ), ami azt fejezi ki, hogy a „nedves” keverési idő alatt keverőedényben lévő a teljes anyagmennyiséget a lapátózás hányszor forgatja át:

$$N = \frac{\Sigma A_{\ell} \cdot t_{kn}}{A_0 \cdot T_1} \quad (4.21)$$

\* Például egyes adalékszerek alkalmazása a szokásosnál lényegesen hosszabb keverési időt igényel.

melyben:  $\Sigma A_\ell$  – keverőmű egy teljes fordulata ( $T_1$ ) alatt, a lapátok által súrolt összes terület [ $\text{m}^2$ ];

$A_0$  – a keverőtér alapfelülete [ $\text{m}^2$ ];

$T_1$  – a lapátózás körülfordulásának ideje [s];

$t_{kn}$  – a „nedves” keverési idő [s].

A mérésorozat további kiértékeléséhez – a (4.21) kifejezésnek megfelelően – kiszámításra kerültek az azonos keverési minőséget eredményező, de különböző lapátózáshoz és keverési időkhöz átkeverési számok. Ezek értékeit variációs tényező függvényében ábrázolva jól látható (4.27/b. ábra), hogy a lapátózás kialakításától függetlenül az azonos keverési minőséghez ( $v\%$ ) közel azonos átkeverési számok ( $N$ ) tartoznak.

A témával foglalkozó szakirodalmi közlemények [29, 30] eredményeinek feldolgozása alapján, a megfelelő kevertségi állapothoz tartozó **átkeverési szám** ( $N$ ) értéke – lapátózásra vonatkozó követelmények teljesülése esetén – a gép keverési módjától függ, így:

- rotoros keverőgépeknél:  $N = 25 - 30$ ;
- bolygólapátózású gépeknél:  $N = 20 - 25$ .

#### 4.2.2.4. Lapátok forgatásának teljesítményigénye

A kényszerrendszerű keverőgépek lapátozására ható erő, ill. a keverőmű hajtásához szükséges teljesítményigény meghatározására szolgáló számítási eljárások alapvetően három csoportba sorolhatók, ezek:

- gépparaméter vizsgálatok eredményei alapján kidolgozott empirikus összefüggések;
- a keverék fajlagos keverési ellenállásán vagy a keverőlapátra ható részellenállásokon alapuló számítások;
- a nem-newtoni közegek keverésére vonatkozó áramlástanai összefüggések és modellkísérletek eredményeinek felhasználásán alapuló méretezési módszer.

A **gépparaméter vizsgálatokra** jellemző, hogy a gyakorlatban jól bevált berendezések fő paramétereinek statisztikai elemzéséből határozzák meg a különböző jellemzők közti kapcsolatot. A paraméter vizsgálatból származó képletek csak előzetes számításokhoz vagy a különböző gyártmányok összehasonlításához alkalmazhatók, például a keverék homogenitását biztosító fajlagos energiaigény Ries [30] szerint:

$$w = \frac{P_k \cdot t_k}{V_h \cdot 3600} = (0,75 \dots 1,00) , \text{ [kWó/m}^3\text{]} \quad (4.22)$$

ahol:  $P_k$  – a keverésre fordított teljesítmény [kW];

$t_k$  – keverés ideje [s];

$V_h$  – a megkevert beton tömör térfogata [m<sup>3</sup>].

A függőleges keverőtengelyű keverőgépek hajtásához szükséges teljesítményigény meghatározására általában a **keverési ellenálláson alapuló** számítási eljárást alkalmazzák. Ez az elmélet kiindulásként feltételezi, hogy a keverékben mozgó lapát forgatásakor fellépő erőhatás állandónak tekinthető. E feltétel körmozgású lapátózásnál – jó közelítéssel – teljesül, de a bolygómozgású lapátoknál már nem, ezért a kétféle keverőgép teljesítmény szükségletének meghatározására részben eltérő számítási eljárást kell alkalmazni.

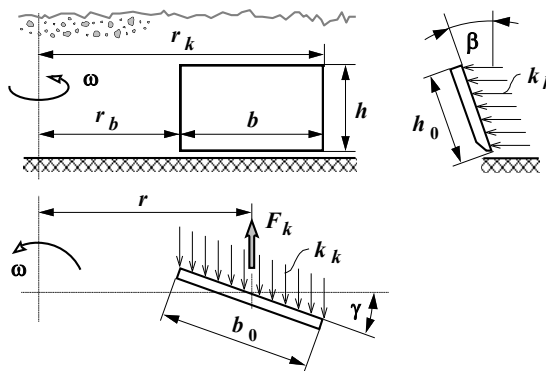
A **rotoros keverőgépeknél** a keverékben mozgó lapát pillanatnyi elmozdulásának irányába ható erő (4.28. ábra) a fajlagos keverési ellenállás tényező felhasználásával, az alábbi összefüggésből számítható:

$$F_k = k_k \cdot b \cdot h , \text{ [N]} \quad (4.23)$$

ahol:  $k_k$  – a keverék fajlagos keverési ellenállás tényezője [N/m<sup>2</sup>];

$b$  – a lapát szélességének a keverési irányra merőleges vetületi mérete,  $b = b_0 \cdot \cos \gamma$ , [m];

$h$  – a lapát magasságának a keverési irányra merőleges vetületi mérete,  $h = h_0 \cdot \cos \beta$ , [m];



4.28. ábra. Keverékben forgó lapátra ható erő

A lapát forgatásának nyomatékiigénye:

$$M = F_k \cdot r, \quad [\text{Nm}] \quad (4.24)$$

ahol:  $r$  – a lapátérő távolsága a forgástengelytől,  $r = (r_k + r_b) / 2$ , [m],

Az előző kifejezések alapján, a lapát forgatásának teljesítményigénye:

$$P_1 = k_k \cdot h \cdot b \cdot r \cdot \omega, \quad [\text{W}] \quad (4.25)$$

melyben:  $\omega$  – a lapát forgatásának szögsebessége [1/s].

Az „ $n$ ” darab, különböző méretű és helyzetű keverőlapáttal rendelkező rotoros keverőgép hajtásának összes teljesítményigénye, ha  $\eta$  a hajtási lánc mechanikai hatásfoka:

$$P_k = \sum_{i=1}^n \frac{k_{ki} \cdot b_{0i} \cdot \cos \gamma \cdot h_{0i} \cdot \cos \beta \cdot r_i \cdot \omega}{1000 \cdot \eta}, \quad [\text{kW}] \quad (4.26)$$

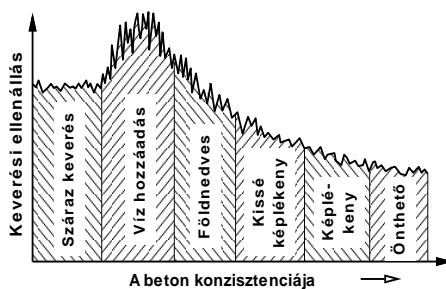
A beton **fajlagos keverési ellenállási tényezője** a szakirodalomban közölt adatok szerint igen széles tartományban változhat:  $k_k = 1 \cdot 10^4 - 9 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$ . Értékét mind a keverőgép és lapátozásának jellemzői, mind a keverék mennyiségi és minőségi jellemzői befolyásolják:

A keverőgép és a lapátozás jellemzői közül a legfontosabbak:

- a lapátok kerületi sebessége;
- a lapátok geometriai méreteinek aránya;
- a lapátok hajlásszögei;
- a lapátok távolsága.

A keverék tulajdonságai szempontjából meghatározó:

- a beton konzisztenciája (4.29. ábra);
- a beton mennyisége, ill. a keverék rétegvastagság és a lapát magasság aránya;
- a szemcsék felületének minősége (homokos-kavics vagy zúzott anyag).



**4.29. ábra. Keverési ellenállás változása a konzisztencia függvényében**

A felsorolt tényezők hatásának vizsgálatára végzett mérések [28] eredményei alapján a fajlagos keverési ellenállási tényező a (4.27) ill. (4.28) összefüggésekből határozható meg:

**Körmozgást végző lapátnál\*:**

$$k_k = c_1 \cdot [0,77 + 0,36 \cdot v_k] \cdot [0,68 \cdot (H_B / h) - 0,11] \cdot [5,4 - 4,0 \cdot k_t] \cdot 10^{-4} \quad (4.27)$$

ahol:  $k_k$  – fajlagos keverési ellenállási tényező [N/m<sup>2</sup>];

$c_1$  – a lapát hajlásszögétől ( $\gamma$ ) függő tényező [–];

ha  $\gamma = 0 - 15^\circ$ :  $c_1 = 1,2$ ; ha  $\gamma \geq 16^\circ$ :  $c_1 = 1,0$ ;

$v_k$  – a keverőlapát középső pontjának kerületi sebessége [m/s];

$H_B$  – a keverőedényben lévő beton átlagos magassága [m];

$h$  – a lapát vetületi magassága [m];

$k_t$  – a beton tömörödési tényezője\*\*.

**Bolygómozgású lapátnál\*:**

$$k_b = (1,1 \dots 1,2) \cdot k_k \quad (4.28)$$

**Bolygómozgást végző keverőlapátra** a lapát forgatás teljesítményigényét leíró összefüggés (4.25) közvetlenül nem alkalmazható, mivel az összetett mozgáspálya miatt:

- a lapát középpontjának sugara ( $r$ ) nem állandó értékű, hanem a lapát pillanatnyi szöghelyzetétől függően változik;
- a lapát vetületi szélessége ( $b$ ) is függ a lapát pillanatnyi helyzetétől (lásd: 4.31. ábra);
- a lapát szögsebessége ( $\omega_1$ ) sem értelmezhető a körmozgású lapátokéval azonos módon.

A (4.25) kifejezés átalakításával ( $2\pi$ -vel való szorzás, és osztás), az alábbi alakban felírt teljesítmény-képlet

$$P_1 = \frac{k_b \cdot h \cdot b \cdot r \cdot \omega_1 \cdot 2 \cdot \pi}{2 \cdot \pi}$$

\* A képletek homokos-kavicsra vonatkoznak. Zúzott adalékanyagú beton keverésekor az ellenállási tényező 10 – 20%-kal nagyobb a képletekből meghatározott értékeknél.

\*\*Keverőgép méretezésekor a legnagyobb keverési ellenállású földnedves betonnal célszerű számolni, ennek tömörödési tényezője:  $k_t = 0,7$ .

már bolygómozgást végző keverőlapátra is vonatkoztatható, ugyanis az abban szereplő tényezők összevonásával, azok új értelmezést kapnak:

$2 \cdot \pi \cdot r = L$  – a lapát középső pontjának, a keverőmű egy fordulata alatti elmozdulása [m];

$L \cdot b = A_\ell$  – a keverőlapát egy fordulata alatt súrolt terület [m<sup>2</sup>];

$2 \cdot \pi / \omega_1 = T_1$  – a lapátmozgás körülfordulásának időtartama [s];

Az előző kifejezések behelyettesítésével a teljesítmény-képlet a következő alakban írható fel:

$$P_1 = \frac{k_b \cdot h \cdot A_\ell}{T_1} \quad (4.29)$$

A bolygómozgású lapát által súrolt terület ( $A_\ell$ ) a (4.20), a keverés fajlagos ellenállási tényezője a (4.28) összefüggésből határozható meg. Ez utóbbi kiszámításakor a képletben szereplő  $v_k$  értékeként a lapát középső pontjának maximális kerületi sebességét kell behelyettesíteni, azaz:

– egyenáramú hajtásnál:  $v_k = (R_0 + r_0) \cdot \omega_1 + r_0 \cdot \omega_2$

– ellenáramú hajtásnál:  $v_k = (R_0 - r_0) \cdot \omega_1 + r_0 \cdot \omega_2$

A bolygólapátmozgású keverőkben a bolygómozgású lapátokon kívül mindig elhelyeznek kör-mozgásúakat is (pl. oldalfaltisztító lapát), így a gép hajtásának összes teljesítményigénye:

$$P_b = \sum_{i=1}^z \frac{k_{bi} \cdot h_i \cdot A_{\ell i}}{1000 \cdot T_1 \cdot \eta_1} + \sum_{i=1}^n \frac{k_{ki} \cdot b_i \cdot h_i \cdot r_i \cdot \omega_i}{1000 \cdot \eta_2}, \text{ [kW]} \quad (4.30)$$

melyben:  $z$  – bolygómozgású lapátok száma;

$n$  – körmozgású lapátok száma.

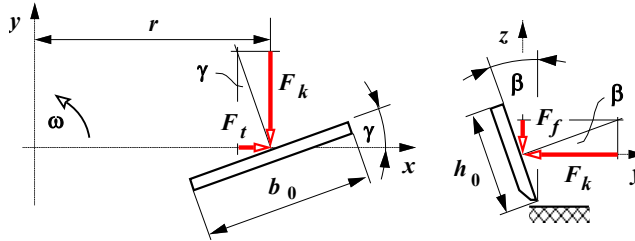
#### 4.2.2.5. Keverőlapátra ható erő

A fajlagos keverési ellenállási tényező alapján számított erő (4.23) a lapát pillanatnyi elmozdulásának irányába (4.30. ábrán:  $y$ ) mutat. **Körmozgású lapátnál** a mozgás iránya – a pillanatnyi helyzetétől függetlenül – mindig merőleges a lapátsugárra ( $r$ ), ezért feltételezhető, hogy a „keverés irányú” erő ( $F_k$ ) értéke állandó.

A lapátsugárhoz képest ferde síkú lapátnál a másik két koordinátatengely

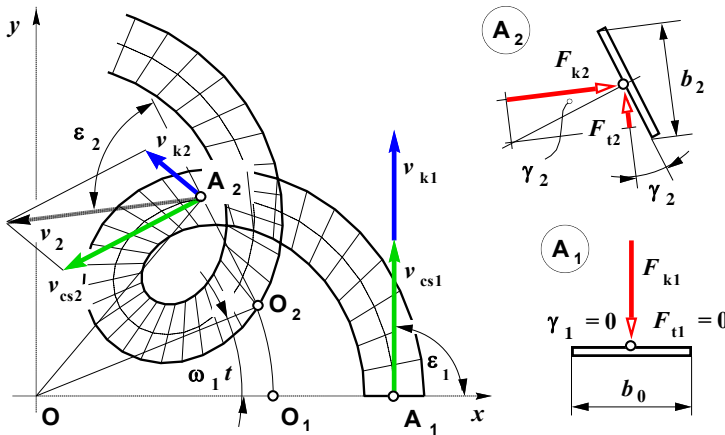
(x, z) irányába mutató erők értéke a hajlásszögek ismeretében számítható:

$$\left. \begin{aligned} F_t &= F_k \cdot \operatorname{tg} \gamma \\ F_f &= F_k \cdot \operatorname{tg} \beta \end{aligned} \right\} \quad (4.31)$$



4.30. ábra. Körmozgású keverőlapátra ható erők

A *bolygómozgást végző lapát* pillanatnyi elmozdulásának iránya a mozgáspályának megfelelően folyamatosan változik, ezért „keverés irányú” erő ( $F_k$ ) értéke is a lapát pillanatnyi helyzetétől függ. Ennek magyarázatára készült a 4.31. ábra, amely két különböző helyzetben mutatja be az egyenáramú hajtású, sugár irányú ( $\gamma_1 = 0^\circ$ ) lapát pillanatnyi elmozdulásának irányát, és az ahhoz tartozó „keverés irányú” lapáteredő nagyságát.



4.31. ábra. Bolygómozgású lapátra ható erő változása

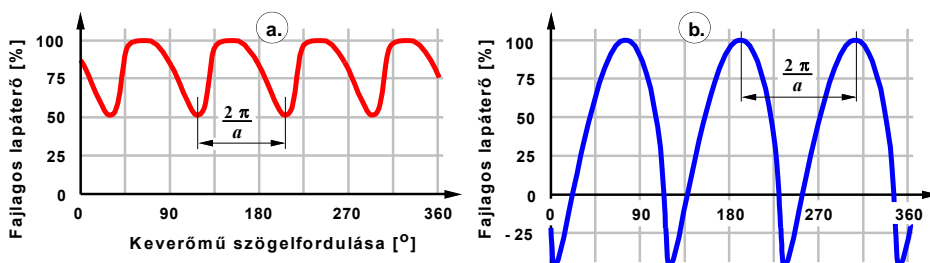
A kezdeti helyzetben ( $\omega_1 t = 0$ ) a két tengely ( $\mathbf{O}$ , és  $\mathbf{O}_1$ ) körüli forgómozgáshoz tartozó sebesség komponens azonos irányú, ezért az eredő sebesség iránya (és így a lapát pillanatnyi elmozdulása is) merőleges a lapát felületére. Az  $\mathbf{A}_1$  pontban tehát a lapátra ható erő:

$$F_{k1} = k_{b1} \cdot b_0 \cdot h_0 \cdot \cos \beta$$

A keverőmű tengelyének  $\omega_1 t$  szögelfordulása után ( $A_2$  pont), a két tengely ( $O$ , és  $O_2$ ) körüli forgásból származó sebesség-vektorok egymáshoz képest kitérő irányúvá válnak, ezért eredőjük iránya a lapátfelület normálisával szöget zár be ( $\gamma_2 > 0^\circ$ ). Ezért a pillanatnyi elmozdulásra merőleges lapátfelület lecsökken, így a lapátra ható erő értéke is kisebb lesz:

$$F_{k2} = k_{b2} \cdot b_0 \cdot \cos \gamma_2 \cdot h_0 \cdot \cos \beta$$

A 4.32. ábra egy hurkolt és egy nyújtott ciklois pályán mozgó keverőlapátra ható „keverés irányú” lapáterő ( $F_k$ ) változásának jellegét mutatja a keverőmű teljes körülfordulásához tartozóan. A nyújtott ciklois pályán mozgó lapátnál mutatkozó **negatív lapáterő** azt jelenti, hogy a mozgáspálya ezen szakaszain a lapát hátlapja kapja a terhelést.



**4.32. ábra. A keverőlapátra ható erő változása hurkolt (a.), és nyújtott (b.) ciklois pályánál**

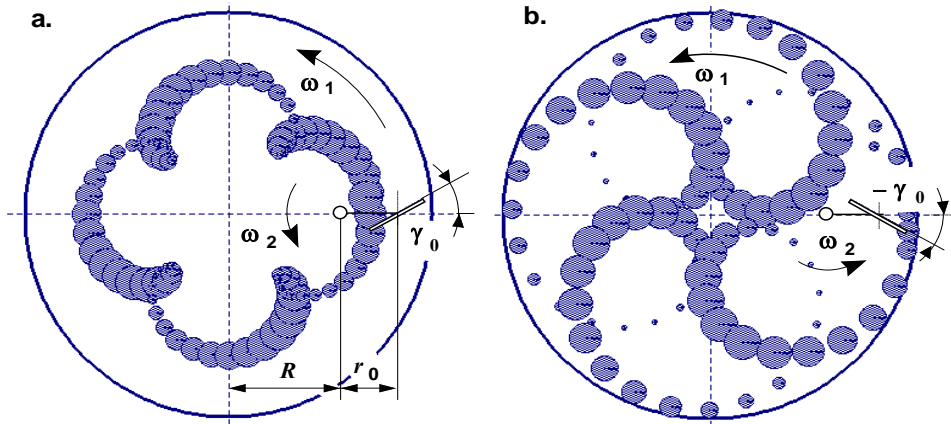
A lapát kezdeti helyzetéhez tartozó hajlásszög megfelelő megválasztásával módosítani lehet a keverék áramlását. Ennek szemléltetésére szolgáló 4.33. ábra két olyan esetre mutatja be az elméleti áramlási képet, melyeknél a lapát mozgáspályája azonos, csak a kezdeti szög ( $\gamma_0$ ) iránya eltérő. A számítógépes szimulációs programmal készült ábrán a sraffozással jelölt kis körök helye a lapátot elhagyó anyagprizma helyzetével, a mérete pedig a mennyiségével arányos.

A lapát pillanatnyi elmozdulásának iránya és a lapátfelület síkja közti hajlásszög ( $\gamma$ ) változása a bolygólapátos keverők nagyobb keverési hatékonyságához is hozzájárul, mivel:

- A  $\gamma$  pillanatnyi értékétől függ, hogy a keverőlapát előtti anyagprizma milyen irányban képes elmozdulni:
- ha  $\gamma > 0^\circ$  (4.33/a. ábra) a keverék a belső lapát felé mozdul el, vagyis a lapát befelé kever,



- ha  $\gamma < 0^\circ$  (4.33/b. ábra) a keverék a külső lapátél irányában hagyja el a lapátot, vagyis az kifelé kever.
- A  $\gamma$  nemcsak a lapátot elhagyó anyagprizma mozgásának irányát, hanem annak mennyiségét is befolyásolja. Könnyen belátható, hogy minél jobban eltér a  $\gamma$  értéke a  $0^\circ$  -tól, annál nagyobb a lapátot elhagyó anyagprizma mennyisége.



4.33. ábra. Bolygómozgású lapát hajlásszögének hatása a keverék áramlására

### 4.2.3. Vízszintes tengelyű keverőgépek méretezése

#### 4.2.3.1. Jellemző méretek, lapátozás kialakítása

A vízszintes tengelyű keverőgépeknél a **töltési tényezőt** – a többi keverőgéptől eltérően – nem a keverőedény teljes geometriai űrtartalmának megfelelően (4.3), hanem a tengelymagasság szintjéhez tartozó térfogathoz viszonyítva értelmezik, vagyis

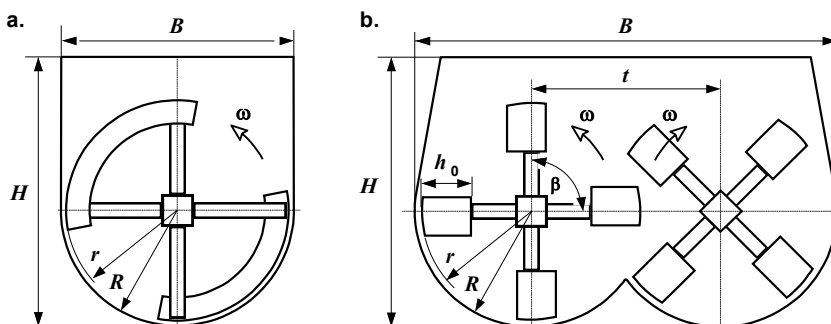
$$c_{tv} = \frac{V_n}{V_{gt}} \quad (4.32)$$

ahol:  $V_{gt}$  – a keverőedény geometriai térfogata a tengely magasságának síkjáig [ $\text{m}^3$ ]

- szakaszos üzemű gépeknél:  $c_{tv} = 1,0 - 1,5$
- folyamatos üzemű gépeknél:  $c_{tv} = 0,4 - 1,0$

A keverőedény, illetve az egyes lapátok geometriai méreteire és számára a gyakorlatban a következő arányok alakultak ki (jelölések: 4.34. ábrán):

- A keverőedény: – hossza: – egytengelyes gép:  $L = (1,1 - 1,5) \cdot R$ ;  
 – kéttengelyes gép:  $L = (3,0 - 4,5) \cdot R$ ;  
 – szélessége: – egytengelyes gép:  $B = (1,7 - 2,0) \cdot R$ ;  
 – kéttengelyes gép:  $B = (3,2 - 3,6) \cdot R$ ;  
 – magassága: – egytengelyes gép:  $H = (2,2 - 2,4) \cdot R$ ;  
 – kéttengelyes gép:  $H = (2,2 - 2,3) \cdot R$ ;
- Lapátok: – külső sugara:  $r = R - s = R - (2 - 5 \text{ mm})$ ;  
 – magassága:  $h_0 = (0,3 - 0,6) \cdot R$ ;  
 – teljes szélessége (egyedi lapátnál):  $b_0 = (0,6 - 1,5) \cdot h_0$ ;  
 – lapátkar szélessége:  $c = (0,25 - 0,3) \cdot b_0$ ;  
 – hajlásszöge (a tengelyirányhoz képest):  $\alpha = (30 - 60)^\circ$ ;  
 – száma: – egyedi lapátnál, tengelyenként:  $z = 8 - 24$ ;  
 – folyamatos (szalagos) lapátnál:  $z = 1$  vagy  $z = 2$ ;  
 – osztása: – sugár irányban:  $\beta = 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ ;  
 – tengely irányban:  $t_\ell = b_0 \cdot \cos \alpha$ ;



4.34. ábra. Vízszintes tengelyű keverőgépek jellemző méretei

#### 4.2.3.2. Teljesítőképesség

A vízszintes tengelyű, szakaszos üzemű keverőgépek teljesítőképességét is a (4.11) kifejezés alapján kell meghatározni. A keverés teljes ciklusidején belül a töltési idő megközelítőleg azonos a függőleges tengelyű keverőgépekével, míg az ürítés időtartama általában kedvezőbb azokénál.

A keverési hatékonyságukra vonatkozó vizsgálatok eredményei többnyire azt mutatják, hogy az megközelítőleg azonos a bolygólápatozású keverőgépekével, ezért a megfelelő kevertségi állapot eléréséhez szükséges keverési idő kiszámításakor az átkeverési számot ezeknél is a 20 - 25 tartományban lehet felvenni.

#### 4.2.3.3. Lapátok forgatásának teljesítmény-szükséglete

A vízszintes tengelyű keverőgépek teljesítményigényének meghatározásával foglalkozó szakirodalom kétféle módszert tárgyal, az áramlástani hasonlóságelméleten alapuló, valamint a keverési ellenállásból kiinduló méretezési eljárást:

- A **hasonlóságelméleten alapuló méretezési eljárás** a nem-newtoni közegek keverésére vonatkozó áramlástani összefüggések és modellkísérletek eredményeinek felhasználásán alapul. Ebből következik, hogy ez az eljárás csak olyan esetekben vezet kielégítő eredményre, ha a tervezendő gép és a modellvizsgálatokhoz használt berendezés geometriai és az áramlás dinamikai hasonlósága is fennáll. A folyadékok keverésekor jól bevált hasonlóságelméleten alapuló méretezési eljárás konzisztens anyagok esetén csak korlátozottan alkalmazható, elsősorban a keverék áramlástani tulajdonságainak igen széles tartománya miatt.
- A rotoros keverőgépeknél alkalmazott **keverési ellenállási tényező** ( $k_k$ ) a lapátra ható összes ellenállást egyetlen tényezőként veszi figyelembe, mivel az egyes részellenállások értéke a lapát forgása közben állandónak tekinthető. Vízszintes tengelyű gépeknél a lapát forgása során a keverékbe való belépéstől kezdve folyamatosan változik a lapát által mozgatott anyag mennyisége, ezért a lapátra ható erő értéke a pillanatnyi lapáthelyzettől függően változik. Ezért a vízszintes tengelyű keverőgépek hajtásának teljesítményigényére kidolgozott **részellenálláson alapuló számítási eljárás** a lapát pillanatnyi helyzetének megfelelően veszi figyelembe a kevékben forgó lapátra ható egyes ellenállásokat, azaz
  - a keveréknek a lapáton, a lapátkaron, ill. a keverőedény falán való súrlódási ellenállást;
  - a keverékszemcsék közti belső súrlódásból és a kohézióból származó nyírási ellenállást;
  - a lapáton és a lapátkaron lévő keverék emelési ellenállását.

A szakirodalomban [31] ismertetett méretezési eljárással hosszadalmas levezetés eredményeként is csak a keverőtengely forgatásának átlagos teljesítményigénye (4.34) írható le, a lapátra ható erő vagy nyomaték változásáról nem ad információt, ezért a továbbiakban (a részletes levetés helyett) csak a számítás módszerének bemutatásával foglalkozunk.

A méretezési módszer első lépésben feltételezi, hogy

- a keverőteknő a tengely vonaláig fel van töltve, vagyis a töltési tényező:  $c_{tv} = 1$ , majd a levezetés végén egy tapasztalati tényezővel (4.34. kifejezésben:  $K$ ) veszi figyelembe a keverőedényben lévő tényleges anyagmennyiséget;
- az anyagfelszín – a keverék belső súrlódási szögének megfelelően –  $\varphi_1$  szögben helyezkedik el;
- a keverékben forgó lapátra ható egyes részellenállásokat ( $w_i$ ) – mivel azok szöghelyzet függőek – elemi szögelforduláshoz ( $d\varphi$ ) tartozó értéként értelmezi.

A számítási eljárás szerint a lapátok forgatásakor fellépő **részellenállások** (lásd: 4.35/a. ábra) a következők:

- $w_1$  – a keverék és az edény fala közt fellépő súrlódási ellenállás;
- $w_2$  – a lapát által mozgatott keverék centrifugális ereje miatt, a keverőedény falán fellépő súrlódási ellenállás;
- $w_3$  – súrlódóerő, amely a tengelyirányhoz képest,  $\alpha$  hajlásszögű lapáton, a felületére merőlegesen ható normál nyomásból származik;
- $w_4$  – a lapát felső élén ható, a keverék nyírószilárdságával ( $\tau$ ) arányos ellenállás;
- $w_5$  – a lapát felső élét terhelő, a keverék súlyerejéből származó súrlódási ellenállás;
- $w_6$  – a nyíró ellenállásból származó normál irányú nyomás hatására, a lapát felső élén ébredő súrlódási ellenállás;
- $w_7$  – a lapáton lévő anyag súlyerejéből származó emelési ellenállás;
- $w_8$  – a tengelyirányhoz képest,  $\alpha$  hajlásszögű lapát felületén ébredő súrlódási ellenállás;
- $w_9$  – a lapátkaron lévő anyag súlyerejéből származó emelési ellenállás;
- $w_{10}$  – a tengelyirányhoz képest,  $\alpha$  hajlásszögű lapátkar felületén ébredő súrlódási ellenállás;

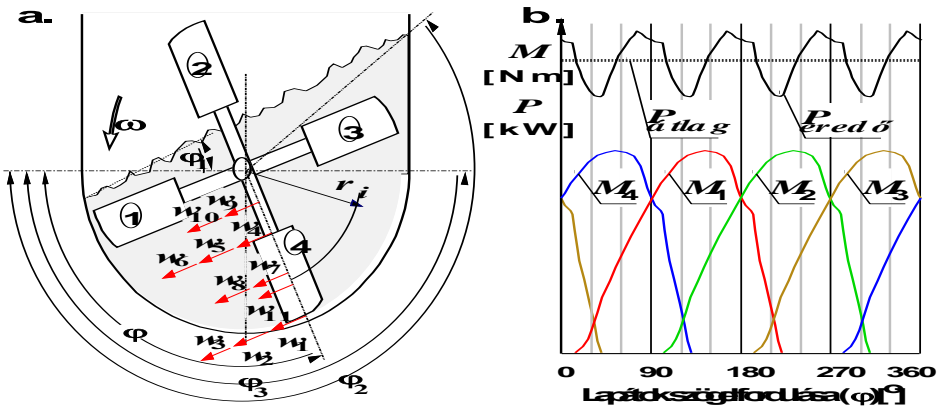
$w_{11}$  – a lapát oldalélein ébredő, a keverék nyírószilárdságával ( $\tau$ ) arányos ellenállás.

Az egyes részellenállások összegzéséből, a  $d\varphi$  szögelfordulás alatti összes munkavégzés:

$$dW = \sum w_i \cdot d s_i \quad (4.33)$$

melyben:  $ds_i$  – az egyes részellenállásokhoz tartozó elemi elmozdulások (kis szögelfordulást feltételezve):  $ds_i = r_i \cdot d\varphi$ .

$r_i$  – az egyes részellenállások hatásvonalának távolsága a forgástengelytől.



4.35. ábra. A lapátra ható részellenállások (a.), és a lapátózás forgatásának teljesítményigénye (b.)

A lapát forgatásához szükséges összes munka kiszámításakor figyelembe kell venni, hogy az egyes tagok integrálási határai a részellenállások jellegéből adódóan változnak. Azoknál a tagoknál ( $w_1, w_2, w_3$ ), amelyek az edény falán való súrlódásból származnak a  $\varphi_1 - \varphi_3$ , míg a többinél a teljes  $\varphi_1 - \varphi_2$  tartományban kell az integrálást elvégezni.

A (4.33) összefüggésbe az egyes részellenállásokat, valamint az azokhoz tartozó elemi anyagmennyiségeket és nyírt felületeket behelyettesítve, majd a határozott integrálást elvégezve, a lapátos tengely forgatásának átlagos teljesítmény-igénye a következő formában írható fel:

$$P_a = \left\{ C_1 \cdot \rho \cdot g \cdot \mu \cdot r \cdot b \cdot \cos \alpha \cdot \left[ (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_3) \frac{r^2}{2} + (\varphi_3 - \varphi_1) \frac{\omega^2}{g} \cdot \frac{r^3 - a^3}{3} \right] + \right. \quad (4.34)$$

$$+ a^2 \cdot (b \cdot \cos \alpha - c) \cdot [C_1 \cdot \pi \cdot \tau + \rho \cdot g \cdot \mu \cdot \cos \varphi_1 \cdot a] +$$

$$\left. + \frac{2}{3} \cdot C_1 \cdot \rho \cdot g \cdot \sin \varphi_1 \cdot [b \cdot \cos \alpha \cdot (r^3 - a^3) + c \cdot a^3] + \frac{2}{3} \cdot r^3 \cdot \pi \cdot \tau \right\} \cdot z_1 \cdot \omega \cdot K$$

ahol:  $C_1$  – a tengelyirányú súrlódást figyelembe vevő tényező,

$$C_1 = 1 + \mu \cdot \tan \alpha ;$$

$\rho$ ,  $\mu$ ,  $\tau$  – a keverék anyagjellemzői (lásd: 4.4. táblázat);

$\alpha$  – a keverőlapátoknak a tengely irányával bezárt hajlásszöge;

$r$  – a lapátok külső élének sugara, [m];

$b$  – a keverőlapátok teljes szélessége, [m];

$a$  – a lapátok belső élének sugara, [m];

$c$  – a lapátkar szélessége, [m];

$\varphi_1$  – a keverék belső súrlódási szöge, [rad];

$\varphi_3$  – a fal-súrlódás ívhosszához tartozó középponti szög, [rad];

$z_1$  – a keverékbe egyidejűleg bemerülő lapátok száma, [db];

$\omega$  – a lapát forgásának szögsebessége, [1/s];

$K$  – a keverőedény töltési fokától függő tényező,

$$K = [1 + 1,1 \cdot \arcsin(s/r)]^2$$

melyben:  $s$  – betonfelszín távolsága\* a keverőedény tengelyétől, [m].

Az előzőekben ismertetett méretezési módszer alkalmassá tehető a nyomaték-, ill. teljesítményigény változásának meghatározására is, amennyiben a lapát pillanatnyi helyzetétől függően, elemi szögelfordulásokhoz tartozóan vesszük figyelembe az egyes részellenállásokat, és azok nyomatékát (4.35/b. ábra). Mindez – a lapát által mozgatott anyaghalmoz folyamatos változása miatt – csak számítógépes szimulációval oldható meg. Ennél – a számítógép adta lehetőségeknek megfelelően – már figyelembe lehet venni, hogy:

- a lapátok fokozatosan merülnek be a keverékbe, ill. lépnek ki abból;
- a lapátosztásnak (4.35. ábrán: 90°) megfelelően összegezhető az egyes lapátok forgatásának pillanatnyi nyomatékigénye, így annak maximális és minimális értéke is meghatározható;

\* Az  $s$  értéke előjeles mennyiség, ha  $c_{tv} < 1 \Rightarrow$  negatív, ha  $c_{tv} > 1 \Rightarrow$  pozitív.

- a keverőedénybe beadagolt tényleges anyagmennyiségnek, ill. töltési tényezőnek ( $c_{tv}$ ) megfelelően lehet elvégezni a számítást.

#### 4.4. táblázat: Különböző minőségű keverékek anyagjellemzői

Kevert anyag		Halmazsűrűség	Nyírószilárdság	Súrlódási tényező $\mu$ [-]
Megnevezés	Minőség	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\tau$ [N/m <sup>2</sup> ]	
Habarcs	5-7 cm*	1700 – 1800	300 – 600	0,4
	8-12 cm	2150	200 – 400	0,25
Beton	Földnedves	1600 – 1700	600 – 800	0,5
	Kissé képl.	1700 – 1950	800 – 1200	0,45
	Képlékeny	1950 – 2150	600 – 1000	0,4
	Önthető	2150 – 2300	400 – 600	0,3
Aszfalt		1650 – 1800	500 – 800	0,5

#### 4.3. Beton- és aszfaltkeverő telepek

A beton és az aszfalt előállítás technológiai folyamata sok tekintetben hasonló, ugyanakkor az aszfaltgyártás meleg eljárásából következik, hogy az aszfaltkeverő telepekhez olyan technológiai berendezések is szükségesek, amelyek a betongyárakban nem találhatók meg.

A keverő üzemeket többféle módon szokás megszerezni:

- teljesítőképességük alapján megkülönböztetünk: kis- (< 40 m<sup>3</sup>/óra), közepes- és nagy kapacitású (> 100 m<sup>3</sup>/óra) telepeket;
- az elrendezés szerint lehetnek: vízszintes, függőleges vagy vegyes rendszerűek, attól függően, hogy az egyes technológiai berendezések egymás mellett vagy egymás felett vannak-e elhelyezve;
- az üzemmódjuk szerint lehetnek: szakaszos vagy folyamatos üzeműek;
- mobilitásuk alapján lehetnek mobil vagy áttelepíthető\*\* valamint telepített keverőüzemek.

A korábbi szakirodalom – az előzőek mellett – a keverőtelep automati-

\* A habarcs kúproskadása.

\*\*A mobil, és az áttelepíthető keverőtelepek közti legnagyobb eltérés az együtt szállítható szerkezeti alapegységek tömegében és darabszámában, valamint az áttelepítés időigényében van.

záltsági foka szerinti rendszerezést is használta, de a jelenleg telepített, ill. korszerűsített telepekre már általánosan jellemző a gyártási folyamat automatizált, számítógépes vezérlése.

A keverőtelepek felépítése elsősorban a teljesítőképességükhöz igazodik, így például a kis- és közepes üzemek leggyakrabban mobil vagy áttelepíthető kivitelben készülnek, míg a nagy teljesítőképességű telepek rendszerint állandó telepítésű, függőleges (torony rendszerű) vagy vegyes elrendezésű üzemek.

#### 4.3.1. Betonkeverő-telepek, betongyárak

Az iparosított betonkészítés kezdeti lépései – egy-egy nagyobb betonigényű műtárgy építésével kapcsolatban – már az 1900-as évek elején megtörténtek, de szélesebb körű megjelenésük az 1950-es évekre tehető. Napjainkban használt korszerű betongyárak már nemcsak a mennyiségi igényeket elégítik ki, hanem automatizált számítógépes vezérlő rendszerük révén a betonnal szembeni minőségi igények növekedésének is eleget tesznek.

A gyártási folyamatnak megfelelően, a betonüzemek legfontosabb szerkezeti egységei:

- az alapanyagok tárolására szolgáló szabadtéri depóniák, zárt tároló tartályok és silók;
- a tárolótér, ill. tartályok feltöltésére szolgáló rakodó, ill. szállítóberendezések;
- az alapanyagokat a tárolóból a mérlegelő rendszerhez továbbító anyagmozgató gépek;
- az egyes betonalkotók adagoló- és mérlegelő berendezései;
- betonkeverőgép, amely rendszerint kényszerrendszerű berendezés;
- a teljes keverési folyamatot irányító vezérlő berendezés;
- az egyes szerkezeti részeket magába foglaló acélszerkezet (esetleg épület);
- a biztonságos üzemeltetéshez szükséges kiegészítő egységek, és kiszolgáló létesítmények (pl. pneumatikus hálózat, vízvezeték-rendszer, kezelőfülke stb.).

##### 4.3.1.1. Betonkeverő telepek szerkezeti felépítése

A különböző szemcsehatárú adalékanyag frakciókat egymástól elválasztva, többnyire *szabadtéri depóniákban* tárolják, de az utóbbi időben – a környezetvédelmi előírások szigorodása miatt – megjelentek a zárt tá-



roló-rendszerek is. Innen az egyes frakciók az adalékanyag *előtároló rekeszekbe* kerülnek, melyek elrendezése, ill. feltöltésének módja az adott keverőüzem nagyságától és típusától függően többféle lehet (kanalas rakodógép, felvonóputtony, szállítószalag vagy serleges elevátor).

A különböző minőségű cementeket (általában 2-3 féle), és a finomhomok pótlására szolgáló poranyagot 25 - 300 tonna befogadóképességű *silókban* tárolják. Feltöltésük pneumatikus úton történik, vagy a szállítást végző tartálykocsi kompresszora, vagy a betongyári levegő hálózat segítségével. A beboltozódás elkerülése érdekében a silók el vannak látva léglazító rendszerrel, és gyakran a silók falára felerősített lazító vibrátorokkal is.

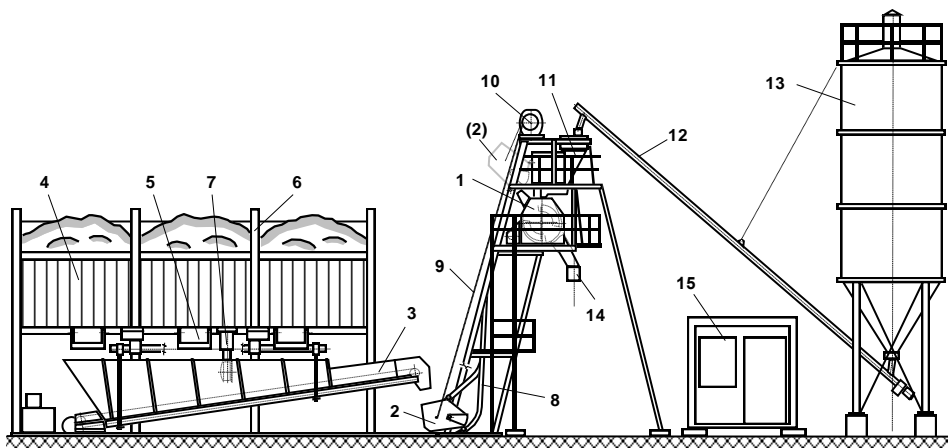
A beton egyes alkotóinak *mérlegelését* tömeg szerint végzik. A betongyártás folyamatának automatizálási igénye fokozatosan kiszorította a korábban használatos (karos, rugós stb.) mérlegeket, helyettük egyre általánosabban használják az elektronikus (erőmérőcellás) rendszerű berendezéseket, melyeknél a beadagolt összetevők mennyiségének megváltoztatása a kezelőpultról is elvégezhető.

Az *adalékanyag adagolási* módja előtároló kialakításától függ, leggyakrabban pneumatikus munkahengerrel működtetett szektorzárás adagolókat és a vibrációs adagolóvályúkat használják. A mérlegelő rendszer szerkezeti kialakítását is befolyásolja az előtároló kialakítása, így a soradagolóknál többnyire elektronikus szalagmérlegeket, míg a torony rendszerű előtároló silóknál pedig tartályos, összegző mérlegeket alkalmaznak. A *poranyagok adagolásának* jellemző berendezése a cementszállító csiga, amely – a pontosabb adagolás érdekében – rendszerint finom-adagolóval, ill. fordulatszám szabályozó hajtással rendelkezik.

A *víz adagolása* néhány régebbi telepítésű betonkeverő telepnél még térfogatra történik, de ezeket a szerkezeteket is egyre több helyen váltják ki elektronikus mérlegekkel. Ezek tartályának feltöltését olyan szelepeken (pl. elektromágneses) keresztül végzik, melyekkel az adagolás finoman állítható. A különböző *vegyszereket* rendszerint a keverővízhez adagolják, olyan (fogaskerekes vagy dugattyús) vegyszerszivattyúkkal, melyek szállítása az előírt betonreceptnek megfelelő pontossággal beállítható.

A keverőüzemekben alkalmazott *keverőgépek* többnyire kényszerrendszerűek, mely gépcsoporton belül a függőleges-, és a vízszintes keverőtengelyű berendezéseket megközelítőleg azonos arányban használják. A korszerű keverőtelepeken használatos keverőgépek különböző kiegészítő berendezésekkel (pl. téli betonozáshoz gőzinjektorttal, nagynyomású tisztítóberendezéssel vagy konzisztencia ellenőrző szondával stb.) is el vannak látva.

A mobil és az **áttelepíthető betonkeverő telepek** rendszerint vízszintes elrendezésűek, és – a gyártmánytól függően – 2 - 4 db olyan főegységből állak, melyek egy-egy szerkezeti egységként trélerre vagy speciális alvázra helyezve szállíthatók, majd az új telepítési helyen – modulrendszerüknel fogva – viszonylag gyorsan összeszerelhetők. A 4.36. ábrán bemutatott közepes kapacitású, áttelepíthető keverőtelepnél az adalékanyag frakciókat szabadtéri depóniákban tárolják, ahonnan rakodógéppel töltik fel a 2 x 3 db rekesszel ellátott tárolót (4). Ezek válaszfalai kiszedhetők, így azok mérete, ill. a benne tárolható anyagmennyiség a felhasznált adalékanyag frakciók számának megfelelően alakítható ki.



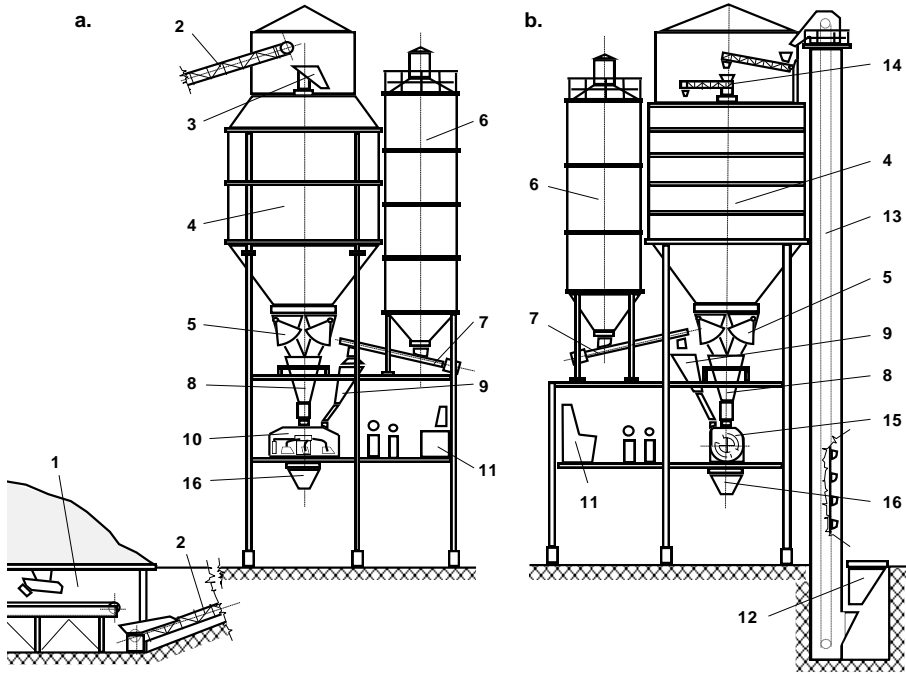
**4.36. ábra. Áttelepíthető betonkeverő telep**

1. vízszintes tengelyű keverőgép, 2. adalékanyag gyűjtőtartály, 3. mérlegelő szalag, 4. adaléktároló, 5. szektorzár, 6. válaszfal, 7. mérleg kijelző műszer,
8. gyűjtőtartály felvonópálya, 9. kötél, 10. csörlő, 11. cementmérleg, 12. cement szállítócsiga, 13. cement siló, 14. beton surrantó, 15. kezelőfülke.

A tárolóbunkerekből a rekesszel alján elhelyezett szektorzárú adagolók (5) segítségével (az erőmérő cellákra függesztett) mérlegelő szalagra (3) kerülnek az egyes adalékanyag frakciók. Az összegző mérlegelés után az anyagot szállítószalag egy gyűjtőtartályba (2) juttatja, amit csörlővel vontatnak fel a vízszintes tengelyű keverőgép (1) szintjére. A cementet 2 db cementsilóban (13) tárolják. Ezekből cementszállító csigákon (12) keresztül jut el a keverőgép felett elhelyezett cementmérlegbe (11), amely közvetlenül a keverőgépbe tölti be a kötőanyagot.

A **telepített betonüzemeknél** (4.37. ábra) az osztályozott adalékanyag frakciókat vagy a szabadtéri depóniákból, vagy közvetlenül a szállítójárműről – frakciónként – a keverőtorony felső szintjén kialakított zárt tárolósilókba (4) juttatják. A szabadtéri tárolóból az adalékanyag kinye-

résére kétféle módszert alkalmaznak: vagy a depóniák alatt (vibrációs adagolókkal ellátott) szalagalagutat (1) építenek ki, vagy rakodógépet használnak, ami a szállítószalag (2) vagy az elevátor (13) feladógaratába (12) juttatja az anyagot. A telepített betongyarak adalékanyag silói általában 2-3 műszak kiszolgálásához szükséges anyagot képesek befogadni.



**4.37. ábra. Torony rendszerű betongyarak változatai**

1. szalagalagút, 2. szállítószalag, 3. forgó surrantó, 4. rekeszes adalék siló, 5. szektorzár, 6. cement siló, 7. cement szállítócsiga, 8. adalékmérleg, 9. cementmérleg, 10. függőleges tengelyű keverőgép, 11. vezérlőpult, 12. feladógarat, 13. serleges elevátor, 14. elosztó szállítószalag, 15. vízszintes tengelyű keverőgép, 16. készanyag tároló.

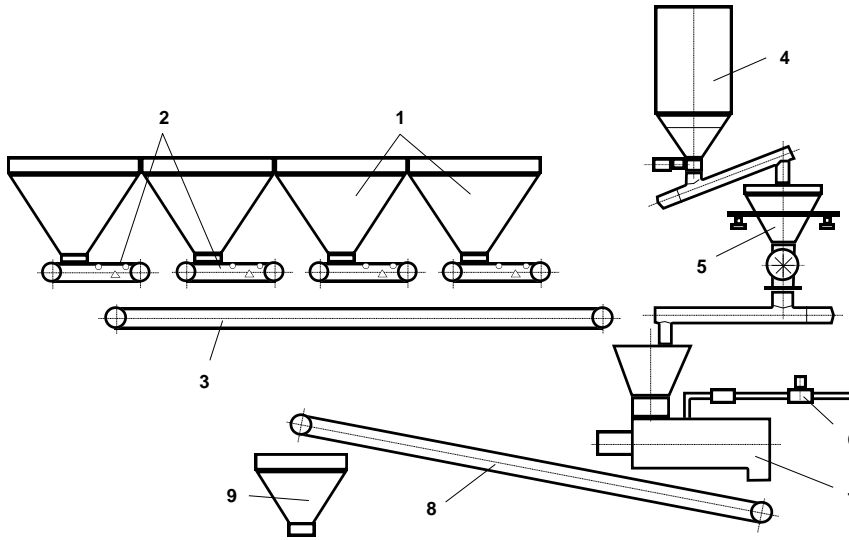
Az adalékanyag tárolósilók (4) belülről sugárirányú válaszfalakkal 6 – 8 rekeszre vannak felosztva. Az előtároló rekeszekben lévő anyagmennyiség ellenőrzésére, ill. kijelzésére szintérezékelők szolgálnak. Ezek vagy csak jelzést adnak a keverőgép ill. a feltöltő rendszer (pl. rakodógép) kezelőjének vagy a beállított alsó szint elérésekor az adott adalékanyag tároló rekeszt a szabadtéri tárolóból automatikusan elkezdik feltölteni. A különböző szemcsehatáru frakciókat a rekeszekbe forgó adagolóval (3) vagy forgatható szállítószalaggal (14) töltik be.

A mérlegelést – a készítendő beton receptjének megfelelően – frakción-

ként adagolják (5) az összegző elektronikus mérleg tartályába (8), ahonnan surrantón keresztül kerül be a keverőgéphez (10, 15). A megkevert beton surrantón vagy néhány adag befogadására alkalmas előtároló tartályon (11) keresztül jut el a szállító járműbe.

A **folyamatos üzemű** betongyárakat (4.38. ábra) nagy mennyiségű beton előállítására alkalmazzák, olyan feladatoknál, amikor hosszú ideig változatlan összetételű keveréket kell készíteni (pl. betonburkolat, soványbeton útalap). Az egyes összetevők folyamatos adagolására használt módszerek és berendezések a következők:

- A különböző szemesehatárú frakciók tárolására használt soradagoló rekeszeit (1) rendszerint homlokrakodóval töltik fel.
- Az adalékanyag folyamatos mérlegelésére a soradagoló egyes rekeszei alatt elhelyezett szalagmérlegeket (2) vagy vibrációs adagolókat használnak, majd gyűjtőszalagon (3) keresztül juttatják el az anyagot a keverőgéphez.
- A cement adagolására szállítócsigás mérlegeket (5) használnak, de egyes esetekben a cementet térfogatra (pl. forgócellás adagolóval) adagolják. A porszerű anyagok változó halmazsűrűsége, és beoltódási hajlama miatti adagolási problémák a tárolósíló és a mérlegelő berendezés közé helyezett puffertartállyal csökkenthető.
- A víz folyamatos adagolását a vízvezetékbe beépített mennyiség-szabályzó szelep (6) végzi, a keverőtér első harmadában elhelyezett vízbevezető csövön keresztül.
- Az adalékszereket itt is a keverővízhez adagolják, olyan vegyszer-adagoló szivattyúkkal melyek fordulatszámával lehet a kívánt mennyiséget beállítani.
- A beton átmeneti tárolására szolgáló tartályt (9) vagy közvetlenül a keverőgép alá, vagy a beton kiszállító szalag (8) után helyezik el.



**4.38. ábra. Folyamatos üzemű betonkeverő telep**

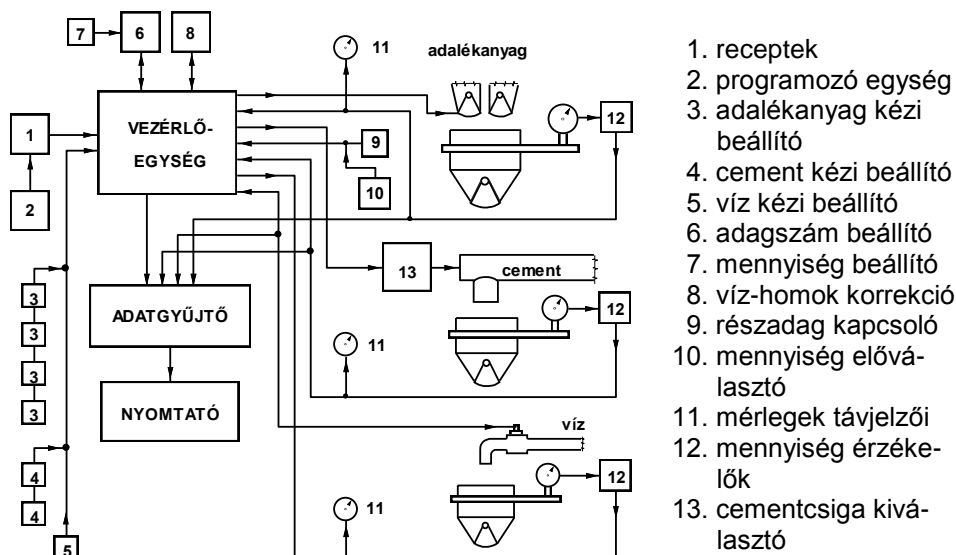
1. soradagoló rekeszek, 2. szalagmérlegek, 3. gyűjtőszalag, 4. cement siló, 5. szállítócsígas cementmérleg, 6. vízadagoló szelep, 7. folyamatos üzemű keverőgép, 8. kiszállító szállítószalag, 9. betontároló tartály

#### 4.3.1.2. Mérlegelő- és vezérlőberendezések

A napjainkban használatos korszerű betongyárakban a teljes gyártási folyamat nagy pontossággal, számítógéppel (ipari számítógép vagy PLC) vezérelve (4.39. ábra) történik, kezdve a tároló rekeszekben és cementsilókban lévő mennyiségek kijelzésétől, a szállító járművek be-, és kiállításának ellenőrzéséig. A leggyakrabban kiadott beton minőségekhez tartozó részmennyiségeket (adalékanyag frakciók mérete és mennyisége; cement és az alkalmazott adalékszerek mennyisége és minősége; vízmennyiség stb.), azaz a „betonrecepteket” (1) a számítógép memóriája tárolja, de természetesen lehetőség van az összetétel kézi beállítására (3, 4, 5), majd a bevitt adatok elmentésére, és tárolására is.

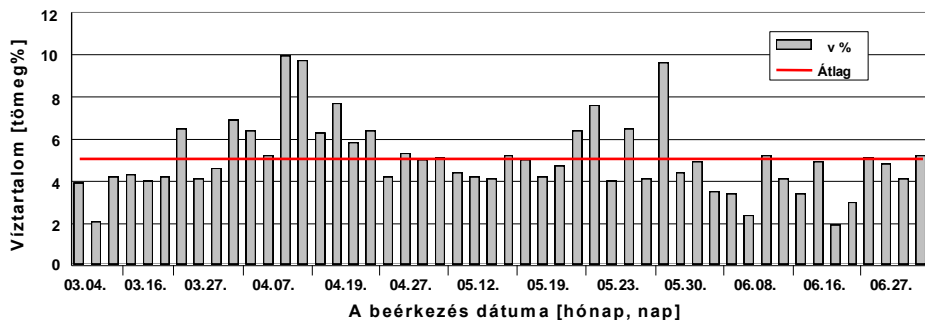
A beton megrendelésekor az igényelt minőség mellett, az összes és az egyes járművekkel kiszállítható mennyiséget is meg kell adni, így az összes mennyiség ismeretében a számítógép határozza meg az adott szállítójárműhöz tartozó adagszámot, és folyamatosan ellenőrzi (6, 7) a kiadott mennyiségeket. Az egyes összetevőket a megadott betonrecept megfelelően, elektronikus mérlegekkel mérlegelik, majd a számítógép a kiadott részmennyiségek pontos értékét eltárolja, végül az adott járműhöz tartozó

adagszám elkészülte után – szállítólevél formában – kinyomatja a szállítványhoz tartozó mérlegelési adatokat is.



4.39. ábra. Betonkeverő telep vezérlése

A beton előállítás egyik legkritikusabb pontja a **vizadagolás**, mivel az adalékanyag, különösen a homok frakció ( $d < 4$  mm) igen változó mennyiségű vizet tartalmazhat (4.40. ábra). Emiatt nem elegendő, ha pontosan ismerjük a keverékbe beadott víz mennyiségét, hanem folyamatosan vizsgálni kell a finom adalék nedvességtartalmát és annak függvényében kell a keverővizet adagolni, annak érdekében, hogy az összes vízmennyiség az előírt értéknek feleljen meg.



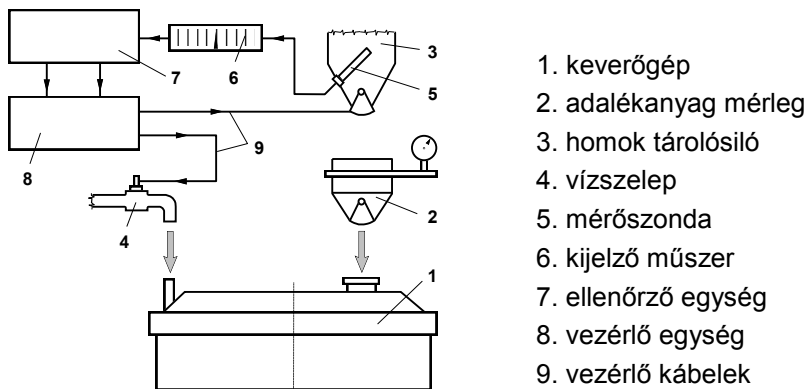
4.40. ábra. Betonüzembe beszállított 0/4 mm-es homokfrakció nedvességtartalma

A vízadagolás ellenőrzésére – a rendszeresen elvégzett laboratóriumi vizsgálatok mellett – kétféle módszer alkalmazható:

- A *közvetlen eljárásnál* az adaléksilóban elhelyezett érzékelő (ultrahangos-, indukciós-, kapacitív mérőelektróda, neutron szonda) segítségével megállapítják az anyag nedvességtartalmát, majd a mért érték függvényében adagolják a gépbe a keverővizet.
- A *közvetett módszernél* a keverőgépben lévő keverék azon tulajdonságait vizsgálják, amelyek szoros kapcsolatban vannak a benne lévő víz mennyiségével (pl. a keverés teljesítmény szükséglete, a keverék elektromos- vagy mechanikus ellenállása stb.). Mivel a vizsgált jellemzők csak egy adott kevertségi állapot után állandósulnak, ezért a mérés eredményétől függő korrekció megnöveli a keverési folyamat ciklusidejét.

A közvetlen eljárás előnye, hogy pontosabb eredményt szolgáltat, mivel nem a keverék, hanem az adalékanyag (homok frakció) víztartalmát méri, ezért a mért értéket nem befolyásolják a keverővízbe adagolt vegyszerek. Továbbá a keverési ciklusidőt a mérés nem növeli meg, mert a keverés megkezdése előtt már rendelkezésre áll a keverékhez szükséges víz pontos mennyisége. Hátránya viszont, hogy általában nagyobb a költség vonzatuk, mint a közvetett mérőeljárásoké, melyek egyszerűbb, és ebből adódóan olcsóbb mérőeszközöket igényelnek.

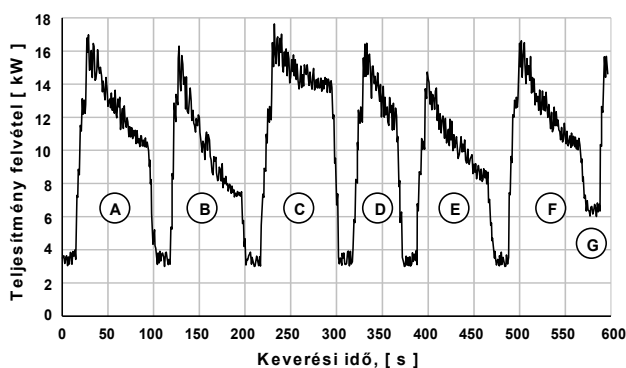
A kisebb kapacitású keverőtelepeknél általában az olcsóbb, de kevésbé pontos közvetett mérési módszereket alkalmazzák. Ennek érdekében egyes keverőgépekbe már gyárilag beépítik a keverék nedvességtartalmát mérő ultrahangos, indukciós vagy kapacitív érzékelőket.



**4.41. ábra.** Mérőszondás víz-homok korrekciós műszer működési elve

A 4.41. ábrán látható mérőszondás víz-homok korrekciós rendszerrel közvetlenül mérhető a homoksilóban lévő anyag nedvességtartalma. Ez a rendszer nemcsak a keverővíz mennyiségét állítja be az előírt adagolásnak megfelelően, hanem korrigálja a finom frakció mennyiségét is, attól függően, hogy homok helyett mennyi víz került be az adalékanyag mérlegbe.

Az egyik legegyszerűbb közvetett mérési eljárás az, amikor a vízadagoló rendszer mágnesszelepét a keverőgép teljesítmény-felvételével arányos feszültségjellel vezérlik. A módszer alapja, hogy a keverés teljesítménye függ a beton konzisztenciájától (4.42. ábra A és B jelű görbéi). A teljesítmény felvétel mérésével – a teljesítmény szint regisztrálása esetén – nemcsak a beton konzisztenciája, hanem a kevert anyagmennyiség, valamint a keverési idő is ellenőrizhető (4.42. ábra C, D és G jelű görbéi).



- A. etalon görbe
- B. túl nagy víztartalom
- C. túl kicsi víztartalom
- D. túl rövid keverési idő
- E. kevés a gépben lévő anyag mennyiség
- F. megfelelő
- G. a gép nem ürült ki teljesen

4.42. ábra. A teljesítmény felvétel változása

A módszer hátránya, hogy a keverőgép teljesítmény felvétele nemcsak a keverék konzisztenciájától, hanem az adalékanyag minőségétől (kavics vagy zúzottkő) és összetételétől (pl. max. szemcseméret) is függ, és a berendezés üzemállapota (pl. lapátok és az edény fala közti rés) is befolyásolja a mért értéket. A mérési eljárás alkalmazhatóságát korlátozza az a körülmény is, hogy a beton konzisztenciája és a víz mennyisége között csak olyan betonoknál van szoros kapcsolat, melyekhez nem használnak képlékenyítő vagy folyósító szereket.

### 4.3.2. Aszfaltkeverő telepek

#### 4.3.2.1. Aszfaltkeverő telepek szerkezeti kialakítása

A szakaszos üzemű keverőtelepeknél (4.43. ábra) a zúzalék frakciók az adagolókkal ellátott tárolórekeszekből (1) – az előírt összetételnek meg-



felelő arányban – egy szárítódobba (4) kerülnek, ahol 170 - 220 °C-ra felmelegítve elvesztik víztartalmukat. A dobból kihulló anyagot meleg-elevátor (5) a keverőszint felett elhelyezett osztályozóműbe (6) továbbítja, ahol újraosztályozzák azt. Az osztályozott frakciókat – átmenetileg – az rosta alatti bunker rekeszeiben tárolják. Ezekből az aktuális receptnek megfelelő mennyiségeket elektronikus összegző mérlegen (7) lemérik, majd a mérlegtartályból az ásványi anyagot a keverőgéphez (10) juttatják.

Az aszfaltkeverékhez szükséges töltőanyagot porsilóban (8) tárolják, ahonnan szállítócsigával közvetlenül vagy elevátor (9) közbeiktatásával viszik fel egy előtároló tartályba, majd onnan surrantóval vagy szállítócsigával töltik be a poranyag mérlegbe (7).

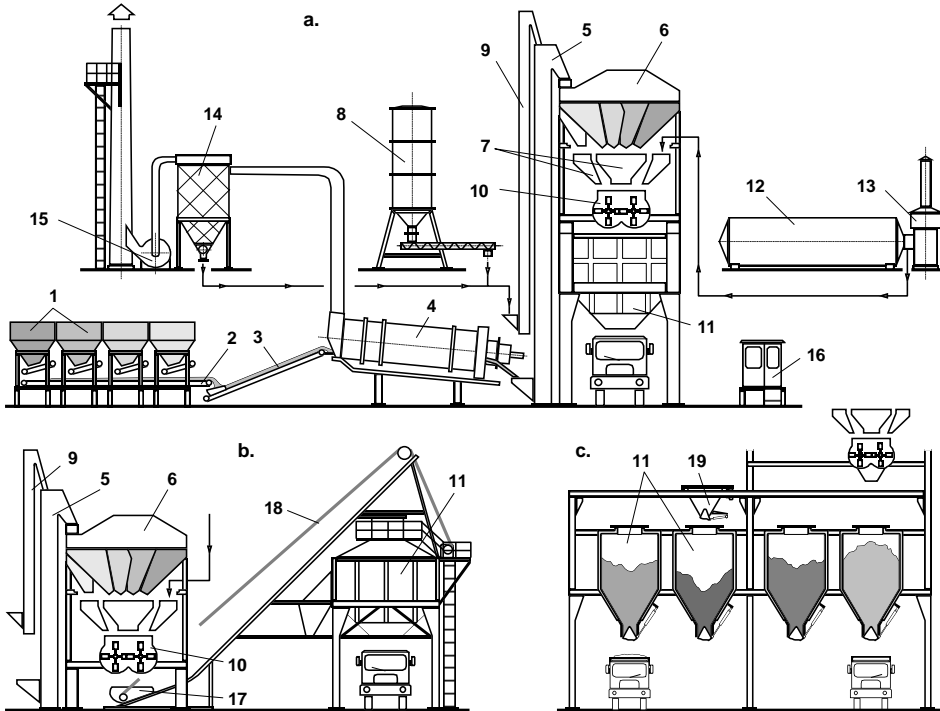
A bitumentároló rendszer rendszerint több, hőszigetelt burkolattal ellátott tartályból (12) áll. Az ezekben tárolt különböző minőségű bitument olajtűzelésű vagy villamos fűtésű hőcserélős berendezés (13) melegíti fel, és tartja a szivattyúzáshoz szükséges hőmérsékleten (kb. 180 °C). A tartályból csővezetéken keresztül jut el az anyag a bitumen mérlegbe, majd onnan a keverőgéphez.

A keverőbe először az ásványi anyagot és mészkőlisztet adagolják, majd egy rövid idejű száraz keverés után permetezik be a bitument és keverik össze az ásványi anyagokkal. A megkevert anyag hőszigetelő burkolattal ellátott készanyag tárolóba (11) kerül, ahonnan billenőplatós gépkocsikkal vagy fűthető szállítójárművekkel viszik a bedolgozás helyére. A készanyag tárolók kialakítása és feltöltésének módszere többféle lehet:

- A vegyes elrendezésű telepekre (4.43/a. ábra) jellemző, hogy a keverőgép szintje alatt helyezik el a készanyag tárolót, így a keverőgép közvetlenül a készanyag tárolóba ürítheti az aszfaltot. Ennél a megoldásnál egyidejűleg csak egy vagy kétféle minőségű aszfalt tárolható, ezért a nagyobb keverőtelepeknél többrekeszes készanyag tárolókat (43/c. ábra) alkalmaznak, melyeket egy sínpályán mozgó kihordó kocsi (19) tölt fel.
- A vízszintes elrendezésnél (4.43/b. ábra) a készanyag tárolót a keverőegység mellett alakítják ki, és a megkevert aszfaltot egy csörlővel mozgatott felvonó puttony (17) viszi fel a készanyag tároló (11) fűthető rekeszeibe.

Az aszfaltkeverő telepek jellegzetes berendezései a porelszívó és porleválasztó rendszerek (15, 14), melyek feladata egyrészt a környezetvé-

delmi előírásokban megengedett porkibocsátás szintjének betartása, másrészt a hőközléshez szükséges légfelesleg biztosítása. Az elszívott levegőből porszűrőkkel (14) leválasztott poranyagot szállítócsiga gyűjti össze, és azt vagy közvetlenül a poranyag elevátorba (9), vagy a kőliszt tároló silókba (8) juttatja vissza.



**4.43. ábra. Szakaszos üzemű aszfaltkeverő telepek**

1. előadagoló bunkerek, 2. szalagmérleg, 3. szállítószalag, 4. szárítódob, 5. melegelevátor, 6. melegrosta, 7. mérlegek, 8. kőliszt tároló siló, 9. poranyag elevátor, 10. keverőgép, 11. készanyag tároló, 12. bitumen tároló tartály, 13. bitumen előmelegítő, 14. porleválasztó 15. elszívó ventilátor, 16. vezérlő fülke, 17. felvonó puttony, 18. emelőkötél (csörlő), 19. kihordó kocsi.

Az aszfaltkeverő gépcsoport egyes egységeit működtető szabályozó és ellenőrző berendezéseket rendszerint egy különálló kabinba (16) telepített központi vezérlőből irányítják. Ide, a vezérlőasztalra futnak be a távkapcsolók, az üzemállapot jelzők, valamint a melegüzemi berendezések kritikus pontjainak hőmérsékletét mérő műszerek villamos jelei. A központi vezérlőben helyezik el az ásványi adalékok és a bitumen mennyiségét távjelzéssel mutató mérlegek kijelző műszereit is, valamint a keverési időt szabályozó, az adag-számláló és a regisztráló berendezéseket is.

A folyamatos üzemű aszfaltkeverő berendezések nemcsak az üzemmódban, hanem a technológiai folyamatukban is eltérnek az előzőektől. A legfontosabb különbség, hogy a szárítási és a keverési művelet ugyanazzal a berendezéssel végzik el, ezért nincs szükség a melegelevátorra, az adalékanyag újraosztályozására és az így kapott frakciók ismételt mérlegelésére. Szárító-keverődobok alkalmazásával az anyagmozgatási műveletek száma lecsökken, ezért a kibocsátott füstgázok szilárd szennyezőanyag tartalma is kisebb, mint a szakaszos üzemű berendezéseké. Ugyanakkor a folyamatos üzem nagyobb pontosságú ellenőrző, mérlegelő és szabályozó rendszert igényel.

A folyamatos üzemű telepek hátránya, hogy az anyagminőség megváltoztatása hosszabb átállást igényel, ezért csak olyan esetben alkalmazható gazdaságosan, amikor hosszú ideig nagy mennyiségű (150-600 tonna/óra), azonos minőségű aszfalt előállítására van igény (pl. útburkolat készítése). Ugyanakkor a folyamatos üzem lényegesen érzékenyebb a szállító- és bedolgozó géplánc üzemében bekövetkező fennakadásokra, ezért nagyobb követelményeket támaszt az építési folyamat szervezési feladataival szemben is.

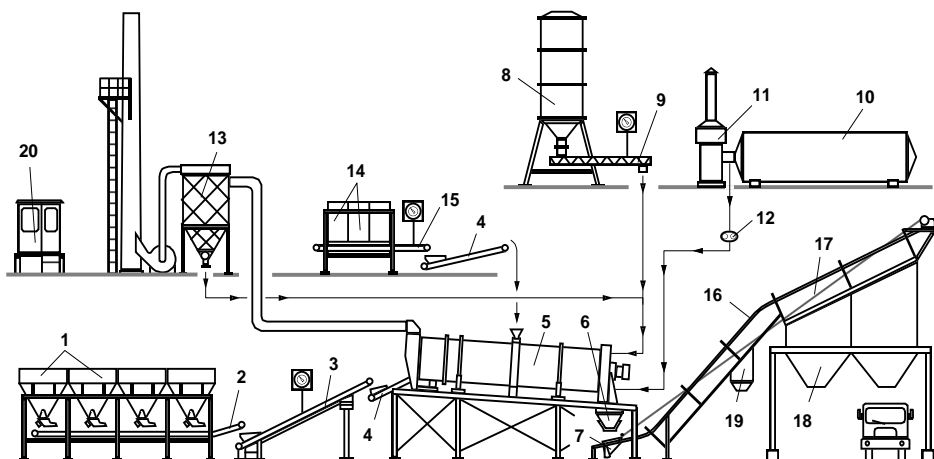
A 4.44. ábrán látható folyamatos üzemű keverőtelepnél az előírt összetételnek megfelelő ásványi frakciók a (vibrációs adagolókkal ellátott) bunker rekeszeiből (1) először egy gyűjtőszalagra (2), majd onnan a szalagmérlegre (3) kerülnek. A mérlegelés nagy pontosságú elektronikus mérleggel történik. Mivel ennél a rendszernél nincs újraosztályozás, az elkészített keverék adalékanyagának tényleges szemeloszlása nagyobb mértékben függ az üzembe beszállított zúzalék frakciók minőségétől (osztályozási élesség, nedvességtartalom stb.).

A folyamatos üzemnek megfelelően a szárító-keverődobba (5) folyamatosan adják fel az ásványi anyagokat (4), a töltőanyagot és a bitument is. Mivel szárítani csak a zúzalékot kell, azok a dob teljes hosszán végighaladnak, míg a mészkölisztet és a bitument közvetlenül a keverőzónába juttatják be. Mivel a bitumen befecskendezés az égőfej közelében történik, a kötőanyag túlzott termikus igénybevétel elleni védelmét a szárítódob belső falára erősített lapátozás sajátos kialakításával érik el.

A mészköliszt adagolására olyan cellás vagy szállítócsigas adagolót (9) használnak, melyeknél a fordulatszám változtatásával lehet szabályozni az időegység alatt szállított mennyiséget. A szivattyúzási hőmérsékletre felmelegített bitument általában fordulatszám szabályozású adagolószivattyú

(12) szállítja a keverőtérbe, ahol fúvókákkal porlasztva szórják a már kiszárított ásványi anyagokra.

Az ábrán bemutatott keverőtelep vízszintes elrendezésű, ezért a készanyag tároló (18) a keverőegység mellé van telepítve. Feltöltésére egy csörlővel vontatott felvonó puttyont (7) alkalmaznak. Mivel ez a berendezés ciklikusan működik, a szárító-keverődoból folyamatosan kihulló aszfalt átmeneti tárolásáról is gondoskodni kell, melyre a dob kiömlő nyílása alatti előtároló tartály (6) szolgál.



**4.44. ábra. Folyamatos üzemű aszfaltkeverő telep**

1. előadagoló bunker, 2. gyűjtő szállítoszalag, 3. szalagmérleg, 4. feladó szalag,
5. szárító-keverődob, 6. előtároló, 7. felvonó puttyont, 8. kőliszt siló, 9. szállítócsiga, 10. bitumen tároló tartály, 11. bitumen előmelegítő, 12. adagolószivattyú,
13. porleválasztó, 14. bontott aszfalt bunkerek, 15. szalagmérleg, 16. sínpálya, 17. emelőkötél, 18. készanyag tároló, 19. hulladék tároló, 20. vezérlő fülke.

A korszerű aszfaltkeverő telepekre jellemző, hogy azok nemcsak elsődleges nyersanyagok feldolgozására, hanem bontott aszfalt újrahasznosítására is alkalmasak. Ezt a feladatot a 4.44. ábrán bemutatott keverőtelepnél úgy oldották meg, hogy a tárolóbunkerekből (14) a megfelelő méretű szemcsékre aprított bontott aszfaltot mérlegelve juttatják be a keverődob palástján kialakított feladogaratba.

#### 4.3.2.2. Az aszfaltgyártás speciális berendezései

Az aszfaltgyártás meleg eljárásából következik, hogy az aszfaltkeverő telepekhez olyan technológiai berendezések is szükségesek, amelyek a betongyárakban nem találhatók meg.

A **szárítódobok** – függetlenül a keverőtelep üzemmódjától – mindig folyamatos üzemben működnek, ezért az egész keverőtelep kapacitását rendszerint ehhez a berendezéshez kell illeszteni. Feladatuk, hogy az ásványi anyagok változó nedvességtartalmát a lehető legkisebb értékre csökkentsék le, valamint annak hőmérsékletét a gyártandó aszfalt minőségétől és a beépítési körülményeitől függően 170 - 220 °C-ra melegítsék fel. Ezek a funkciók a folyamatos üzemű keverőtelepeknél a keverési művelettel is kiegészülnek, ami kihat a kétféle aszfaltkeverő telepnél alkalmazott szárító berendezések kialakítására is.

A dobok szerkezetileg 1,0 - 3,5 m átmérőjű, 5 - 12 m hosszúságú, hőszigetelő anyaggal burkolt, görgőkre támaszkodó acélhengerek. A dob forgatását fogaskerekes hajtással, dörzshajtással vagy tangenciális lánchajtással oldják meg. A szárításhoz szükséges hőmennyiséget olaj, gáz vagy vegyes tüzelésű égőfej biztosítja. A tüzelőanyag porlasztásához, és az égéshez szükséges levegőt ventilátor szállítja az égőfejhez. A beadagolt ásványi anyagokat a dob belső palástjához erősített kanalak és terelőlapátok forgás közben felemelik, majd visszajejtik a dob alján lévő anyaghalmaszra. Az anyag előrehaladását a lapátózás, valamint a szárítódob 3 - 6°-os lejtése biztosítja.

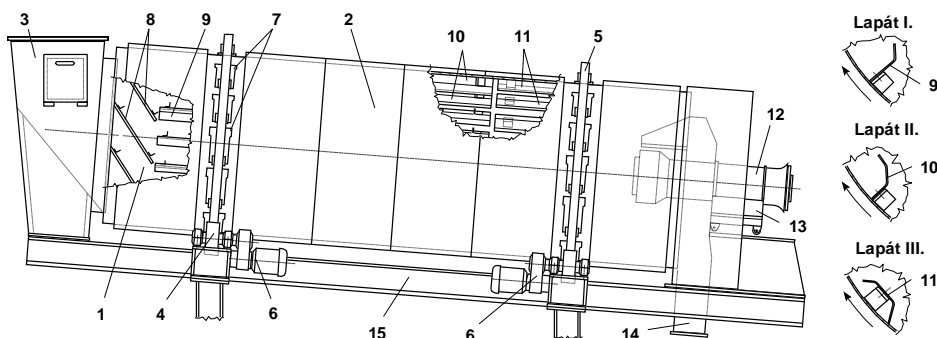
A 4.45. ábrán bemutatott **szárítódobot** súrlódó hajtással (4, 5, 6) forgatják a dobtest (1) külső palástjához (a hőtágulás biztosítása érdekében) laprugókkal (7) kapcsolódó támasztógyűrűkön (5) keresztül. A dob ellenáramú, azaz az égőfejet az anyagfeladással szembeni oldalon helyezték el, így a szárítandó anyag az alacsony hőmérsékletű térből folyamatosan halad az egyre magasabb hőfokú felé.

A dob lapátózásának kialakításakor alapvető szempont a lehető legkedvezőbb hőközlés, ezért a dob hossza mentén szakaszonként eltérő alakú, méretű és számú lapátokat alkalmaznak:

- A dob elején a feladógaratnál (3) a gyors anyagfeladás a cél, ezért itt többnyire kis menetemelkedésű, csavarvonal mentén kialakított behordó lapátokat (8) alkalmaznak.
- Az anyagfeladás után a hideg ásványi anyag minél hatékonyabb szétterítése a cél, ezért itt olyan „nyitott” kialakítású lapátokat (9) használnak, melyek nagy mennyiségeket képesek felemelni, majd az égőfej lángterén keresztül rászórni a dob alján lévő anyagra.
- A következő, egyre nagyobb hőmérsékletű szakaszokon a hőközlési folyamatban megnövekszik az egyes anyagszemcsék és a dob fala

közti hőátadás szerepe. Ezért az itteni lapátok (10) által felemelt, ill. az azokról visszahulló szemcsék mennyisége is kevesebb, és a zárabb lapát kialakítással a kiporzás mértéke is csökkenthető.

- Az égőfej közelében az adalék szemcséket már védeni kell a közvetlen hőhatásától, ezért az ide beépített lapátokról (11) lehulló szemcsék mozgáspályája – a lapátok visszahajlított alakja miatt – már nem keresztezi az égőfej lángterét.
- A dob égőfej felőli végén elhelyezett kanalakat úgy alakítják ki, hogy azok az anyagot a dobba benyúló, melegelevátor garatához kapcsolódó surrantóra (14) továbbítsák.



#### 4.45. ábra. Szárítódob (szakaszos üzemű keverőtelephez)

1. dobttest, 2. hőszigetelő külső burkolat, 3. anyagfeladó garat, 4. hajtógörgő, 5. támasztógyűrű, 6. motoros hajtómű, 7. laprugók, 8. behordó lapátok, 9. lapát I, 10. lapát II, 11. lapát III, 12. égőfej, 13. égőfej-kocsi, 14. melegelevátor csatlakozó surrantó, 15. vázszerkezet.

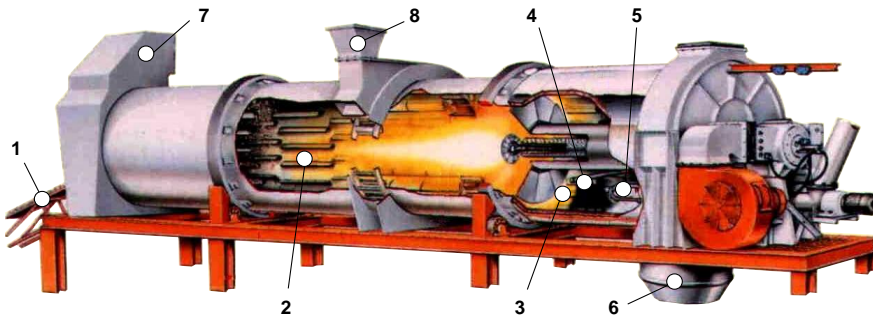
Az égőfej (12) szerkezetileg egy kettős-köpenyű égőkamrából, az üzemanyag porlasztására szolgáló fúvókákból, az égéshez szükséges levegőarányt biztosító ventilátorból, valamint az égési folyamat ellenőrzéséhez és szabályozásához szükséges egységekből (gyújtóelektróda, lángór, levegőadagoló csappantyúk stb.) áll. Az égőfej rendszeres karbantartást igényel, ezért az egy kerekeken gördíthető kocsin (13) helyezik el.

Folyamatos üzemű keverőtelepeknél használt **szárító-keverődobok** kialakításánál fontos követelmény, hogy a befecskenedett bitument meg kell védeni az égőfej lángterének magas hőmérsékletétől. Ezt többféle megoldással érhetik el:

- Az égőfejet az anyagfeladás oldalán helyezik el, így a szárítandó anyag a magas hőmérsékletű térből folyamatosan halad az alacsony

nyabb hőmérsékletű felé, ahol egy lángvédő pajzs mögött fecskendezik be a bitument. Ezt a változatot ritkán alkalmazzák, elsősorban az egyenáramú hőátadásból adódó kedvezőtlen hőtechnikai hatásfok miatt.

- Az ellenáramú rendszerű szárító-keverődoboknál (4.46. ábra) a bitument az égőfej lángterének hatósugarán kívül, a közvetett fűtésű keverőtérbe (3) fecskendezik be.



**4.46. ábra. Szárító-keverődob (folyamatos üzemű keverőtelephez)**

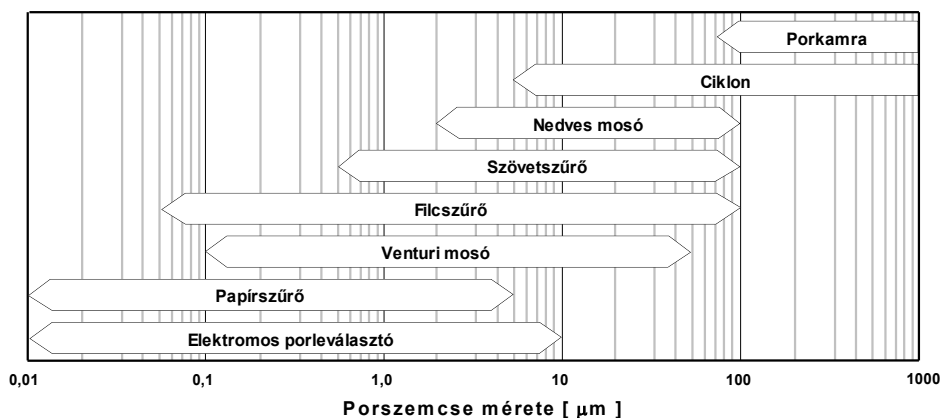
1. zúzalék feladás, 2. közvetlen fűtésű szárítótér, 3. közvetett fűtésű keverőtér, 4. bitumen adagoló, 5. poranyag adagoló, 6. aszfalt kiadó, 7. porelszívó csatlakozás, 8. bontott aszfalt feladógarat.

A környezetvédelmi előírásoknak megfelelően az aszfaltgyártáskor keletkező nagy portartalmú füstgázt csak tisztítás után szabad a légtérbe engedni. A **porelszívó- és porleválasztó rendszerbe** minden olyan gépegyység légtérbe be van kötve, ahonnan ásványi por kerülhet a levegőbe (szárítódob, elevátor, melegrosta stb.). A leválasztás után az ásványi anyag porsilóba kerül, ahonnan a folyamatba visszavezetve töltőanyagként („saját filler”) felhasználható.

Az aszfaltgyártás közben a légtérbe kerülő ásványi porok jellemző mérete 1 - 200  $\mu\text{m}$ , ezért az aszfaltkeverő telepek a különböző porleválasztó típusok (4.47. ábra) közül az elsődleges leválasztásra a porkamrát, a kisebb szemcseméretre többnyire zsákos szövet- vagy filcshűrőket (esetleg ciklont vagy nedves porleválasztót) alkalmaznak.

A **porkamra** és a **ciklon** az áramkészülékek közé tartozik. Működési elvük lényegében azonos a jegyzet 3.3.1. fejezetében leírtakkal, olyan eltéréssel, hogy a porszemcsék leválasztására nem folyékony (víz), hanem gáznemű közeget (levegő) használnak.

A *nedves porleválasztásnál* a készülékbe befúvott füstgáz permetező víz-függönyön halad keresztül, miközben a porszemcsék a vízcseppekkel együtt a leválasztó alján lévő iszapgyűjtőbe kerülnek. Ez jó hatékonyságú eljárás, de az aszfaltgyártásban viszonylag ritkán alkalmazzák, mivel az iszap kezelése (ülepítés, szárítás, tárolás), majd abból a kőliszt visszanyerése jelentős többletmunkát igényel.



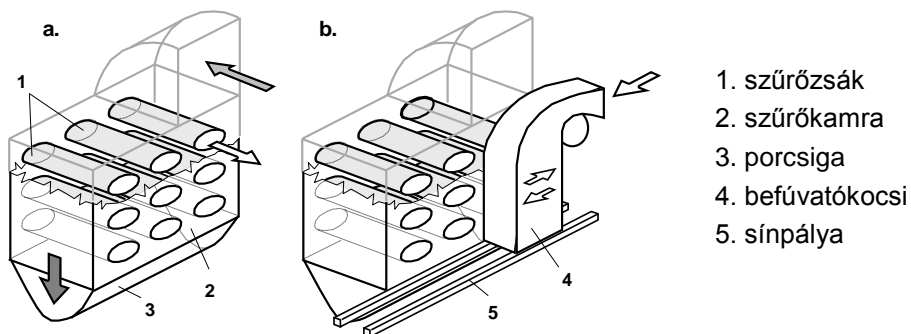
4.47. ábra. Porleválasztó típusok leválasztási tartománya

Az aszfaltkeverő telepek a porleválasztásra többnyire *zsákos szövet- vagy filcszűrőket* alkalmaznak. Ezek (4.48. ábra) egy zárt szűrőkamrából (2), a különleges textilanyagból készült szűrőzsákokból (1), a zsákok felületére lerakódott por eltávolítását végző berendezésből (4), és a leválasztott por kihordását végző szállítócsigából (3) állnak. A berendezésben a porszemcsék leválasztása kétféle módon történik:

- a kamrába beérkező levegőből a nagyobb méretű porszemcsék – az áramlási sebesség csökkenése miatt – a szűrőkamra alján azonnal leülepednek;
- a légáramban szállított kisebb méretű porszemcsék a zsákok falán lerakódnak, miközben a befúvott levegő a szűrőzsákokon keresztül eltávozik.

A zsákokra lerakódott port rendszeresen el kell távolítani, amit vagy a szűrőzsákok mechanikus mozgatásával, vagy sűrített levegős lefúvatással oldanak meg. Ez utóbbi megoldásnál az ellenárammal befúvott levegő hatására a zsákok deformálódnak, így a külső felületükre lerakódott porszemcsék lehullanak a tartály alján kialakított gyűjtőcsatornába.





**4.48. ábra. Befúvatókocsis porleválasztó**

A porleválasztó biztonságos üzeme érdekében a szűrőket nem egyszerre, hanem egymás után, ütemesen kell tisztítani. Erre szolgál a 4.48/b. ábrán látható a szűrőkamra mellett kialakított sínpályán (5) mozgó befúvatókocsi (4), melyen keresztül a tisztító levegő befúvatásának üteme programozottan, ill. a rendszerben uralkodó nyomásnak megfelelően történhet.

## 5. A beton szivattyús szállítása, betonszivattyúk

A transzportbeton építéshelyi fogadására és a bedolgozási helyre való eljuttatására az adott építmény jellegétől, valamint a felhasznált betonmennyiségtől függően többféle megoldást alkalmazhatnak, ezek:

- a szállítójármű a beton bedolgozógép elé (pl. útburkolat készítés) vagy közvetlenül (esetleg szállítószalag közbeiktatásával) a zsaluzatba tölti a betont;
- a szállítóeszköz konténerbe üríti a betont, majd azt építőipari anyagmozgató gépekkel (toronydaru, építési felvonó stb.) mozgatják;
- a betont csővezetéken keresztül szivattyúval vagy sűrített levegővel szállítják a beépítés helyére.

Az első módszer csak a terepszinthez közeli betonozási feladatoknál alkalmazható, a másik két változatot összehasonlítva a csővezetékes szállítás az alábbi előnyökkel rendelkezik:

- a folyamatos üzemmód miatt nagy anyagmennyiség dolgozható be (a betonpumpák szállítóképessége átl. 30 - 80 m<sup>3</sup>/óra, de készülnek 150 m<sup>3</sup>/óra szállítású gépek is);
- kis helyigényük miatt a gép az építménytől távolabb is telepíthető, a szállítócső tetszőlegesen elhelyezhető;
- a csővezetékes szállítás nagyobb emelési magasságot és szélesebb hatásterületet biztosít, mint a darus mozgatás (betonszivattyúval elért legnagyobb szállítási távolság a 2 km-t is meghaladja, emelési magasságban 2008-ban 606 m volt a „világcsúcs”);
- gépjármű alvázra telepített szivattyú (autó-betonszivattyú) az építéshelyen belül sokkal egyszerűbben, és kisebb költséggel áttelepíthető, mint a toronydaru vagy a felvonó.

A felsorolt előnyök mellett a csővezetékes szállítás alkalmazásának hátrányai is vannak, így:

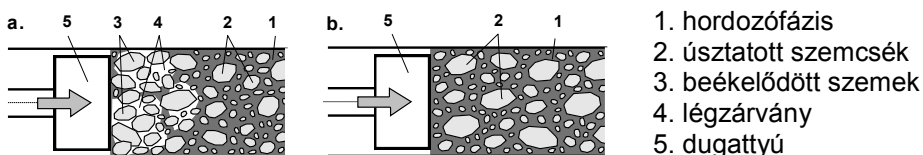
- nem mindenféle betonminőség szállítható csővezetéken, ezért a beton megtervezésekor a „szivattyúzhatóság” feltételeit is figyelembe kell venni;
- a szivattyúk érzékenyen reagálnak a beton minőségének (elsősorban a konzisztenciájának) változására, ezért fokozottak a követelmények a betonkészítés technológiájával szemben;
- kisebb betonozási munkáknál a szivattyú gyakori áthelyezésével, és

a csővezeték gyakori tisztításával kapcsolatos munkák költségei gazdaságtalanná tehetik a szivattyúzást. (E hátrány csökkentése érdekében fejlesztették ki a mixerkocsikra telepíthető, elosztógémmel rendelkező betonszivattyúkat.)

### 5.1. A beton szivattyúzhatóságának követelményei

A betonkeverék alkotói közül a víz az egyedüli olyan összetevő, amely természeténél fogva szivattyúzható, ezért a keverékben is csak a víz közvetítheti a dugattyú által kifejtett nyomást az egyes szemcsékre [32]. Emiatt a beton szivattyúzhatóságának legfontosabb követelménye, hogy szilárd adalékoknak és a víznek olyan keveréket kell alkotnia, melyből a víz nem távozhat el. A víz benntartását a betonkeverék szilárd alkotóelemei biztosítják. Ebből a szempontból a szilárd összetevők közül a 0,25 mm szemcseméret alatti összetevőknek van kiemelt jelentősége, mivel nagy összfelületük révén nagy a vízmegtartó-képességük.

A beton szivattyúzhatósága nagymértékben függ a víz és a finomrész alkotó szuszpenzió mennyiségétől. Ha az kevesebb, mint ami a keverék hordozófogatának kitöltéséhez szükséges (*telítetlen* beton) anyagáramlás nem jön létre. Ilyen keveréknél (5.1/a. ábra) ugyanis a nyomás nem a hordozófázisra (1), hanem – a szuszpenzió által képzett bevonat hiányában – közvetlenül a szemcsékre (2) adódik át, ezért azok kiékelődnek (3), a csővezeték eldugul, vagyis a keverék szivattyúzhatatlanná válik.



5.1. ábra. Telítetlen (a.) és telített beton (b.) csővezetékes szállítása

Ha a *telített* állapotnak megfelelő mennyiségű és minőségű szuszpenzió van jelen a keverékben (5.1/b. ábra), az a nagyobb méretű adalékanyag szemcséket magába zárja, és az egész anyagalmaz – összenyomhatatlan folyadékként viselkedve – dugulásmentesen áramlik végig a vezetékben. A dugattyú nyomása közvetlenül a szuszpenzióra hat, és – vékony kenőfilmet képezve – áramlás közben a csővezeték belső falát állandóan bevonva tartja.

A kenőréteg kialakulását segíti és a szivattyúzás nyomás-igényét csökkenti, ha a beton *kissé túltelített*. Ennek azonban határt szab a szilárd és a

folyékony fázis ún. „kritikus szétválási nyomása”. Ez azt a nyomás-határt (max. 250 – 400 bar) jelenti, melynél a folyékony és szilárd fázis kettéválik, a víz kiszorul a keverékből, a dugattyú nyomása a szemcsevázra tevődik át, ami a cső eldugulásához vezet. Mivel a „**kritikus szétválási nyomás**” értéke a vízadagolás növelésével lecsökken, a nagy víztartalmú keverékek alacsonyabb nyomásnál válnak szivattyúzhatatlanná, mint a kisebb víztartalmúak.

Az előzőek alapján a szivattyúzható betonok konzisztenciája mind alulról (telítetlen beton), mind felülről (kritikus szétválási nyomás) korlátozott. Az általánosan alkalmazott keverékek\* közül szivattyúzásra legjobban megfelel a kissé képlékenytől a képlékenyig terjedő konzisztencia-tartomány, vagyis a 36 - 50 cm területű beton.

A követelményeknek megfelelő konzisztenciát nem a vízmennyiség növelésével, hanem **adalékszerekkel** célszerű beállítani. Erre elsősorban plasztifikátorokat (vizes oldataik felületi feszültsége lényegesen kisebb, mint a vízé) és légpórusképzőket alkalmaznak. Ez utóbbiak adagolásakor azonban figyelembe kell venni, hogy a csővezetékben lévő keverék – a légpórustartalom miatt – összenyomhatóvá válik. Emiatt hosszú csővezetékek esetén a betonoszlop alakváltozása elérheti a szállítási löket jelentős részét, és emiatt lecsökken a csővezeték végén kiáramló keverék mennyisége, azaz lecsökken a betonszivattyú szállítóképessége.

A keverék tervezésekor – az adott beton minőségi követelményei betartásával – az **adalékanyag** mennyiségét és minőségi jellemzőit az alábbiak szerint kell meghatározni:

- A szemeloszlást úgy kell összeállítani, hogy a szemcsék összfelülete a lehető legkisebb legyen. Ekkor a legkisebb a szemcsék bevonásához és a kenőfilm létrehozásához szükséges szuszpenzió igény.
- Hosszúkás, és lemezes szemek mennyisége nem haladhatja meg a 30 tömeg%-ot. Zúzott adalékanyag esetén a homokos-kavicsra vonatkozó finomrész mennyiséget 10%-kal meg kell növelni.
- Az adalékanyagot osztályozott frakciókból kell előállítani, lépcsős (hiányos) szemeloszlású anyagok nem használhatók.
- A lisztfinomságú rész (finom homok + cement) mennyisége feleljen meg az erre vonatkozó előírásoknak (lásd: 5.1. táblázat [3]).

---

\* A követelmény-rendszer a „normálbetonokra” vonatkozik, a „különleges betonoknál” a betontechnológiai előírások egyedi vizsgálatokat írnak elő.

**5.1. táblázat: Szivattyúzható betonok finomrész igénye**

Max. szemcse- méret, [mm]	1 m <sup>3</sup> tömör beton finomrész-igénye, [kg]	
	légpórusképző nélkül	légpórusképzővel
8	525	470
16	450	400
24	415	370
32	380	340
48	350	320

Az adalékanyag **legnagyobb szemcseméretének** ( $d_{max}$ ) megválasztásakor a betonszivattyú szállítóvezetékének belső átmérőjét ( $D$ ) is figyelembe kell venni. Erre vonatkozó konkrét adatokat a gépkönyvek tartalmazzák, de – általános irányelvként – a következő feltételt kell betartani:

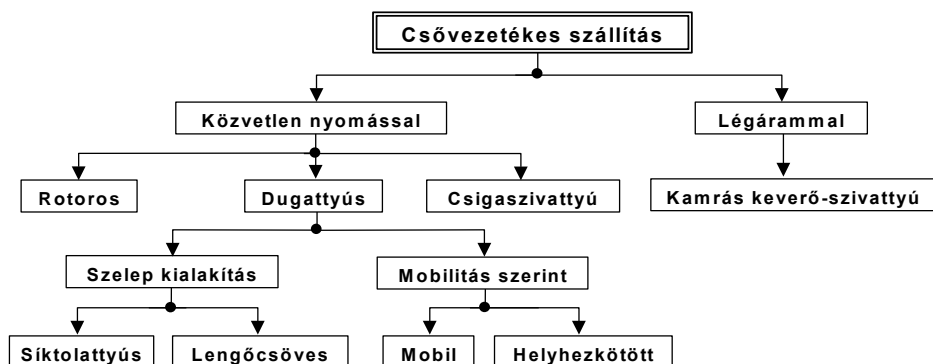
$$d_{max} < D / 3 \quad (5.1)$$

A **cementtartalom** és minőség megtervezésekor a szivattyúzható betonoknál is a szilárdsági követelmények a legfontosabbak, de olyan megszorításokkal, hogy

- A minimális cementadagolást a telítettségi követelményei alapján kell meghatározni, de értéke nem lehet 270 kg/m<sup>3</sup>-nél kevesebb.
- A cementadagolás meghatározásakor figyelni kell arra is, hogy a keverékben lévő cement mennyiségének növelésével, a szivattyúzási nyomás növekszik, ezért a cement túladagolás, nemcsak a beton előállítás költségeit növeli meg, hanem a nagyobb nyomás miatt a szivattyúzás energiaigénye is növekszik.
- A cement minősége szempontjából, azok a portlandcementek használhatók, melyek fajlagos felülete legalább 260 m<sup>2</sup>/kg, és melyekben a kiegészítő-anyag tartalom legfeljebb 20 tömeg%.

**5.2. Betonszivattyúk szerkezeti kialakítása**

A beton csővezetékes szállítása alapvetően kétféle módon (5.2. ábra) történhet, a betonra gyakorolt közvetlen nyomással, és nagynyomású sűrített levegővel. Ez utóbbi eljárás elsősorban a betonszóró (más néven: torkrétózó) berendezésekre jellemző, de kisebb mennyiségű beton csővezetékes szállítására készítenek légárammal üzemelő gépeket is.



5.2. ábra. Betonszivattyúk rendszerezése

### 5.2.1. Dugattyús betonszivattyúk

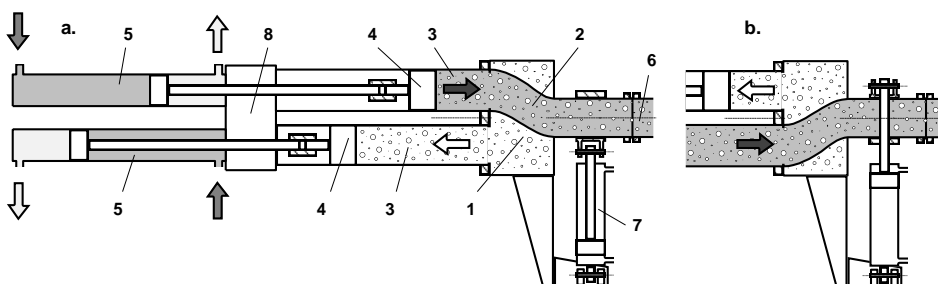
A dugattyús betonszivattyúk fejlesztésére jellemző, hogy a 70-es években kialakított sokféle szerkezeti változat közül, jelenleg már csak néhány, kiforrottnak tekinthető megoldást alkalmaznak. Így pl. a dugattyús betonszivattyúk napjainkban szinte kizárólagosan kéthengeres kivitelűek, és hidraulikus hajtásúak, az egyhengeres kivitelű és a mechanikus hajtású csak a sokkal kisebb mennyiségigényű habarcs szállítására alkalmazzák.

A dugattyús betonszivattyúk szerkezeti egységei: a két munkahengerből álló szivattyú-egység, a szelepváltó mechanizmus, és a keverőegységgel ellátott betonfogadó tartály. A két dugattyú szívó- és nyomó üteme ellentétes fázisú, így azok felváltva juttatják a keveréket a közös nyomócsőbe, ezáltal a csővezetékben közel folyamatos anyagáramlást hoznak létre. A szeleprendszer feletti fogadótartályba betöltött keverék a szállító hengerekbe részben gravitációs úton, másrészt a hengerek szívó hatására jut be. A szelepváltó rendszer feladata, a tartály és az éppen szívó ütemben lévő szállítóhenger, valamint a nyomó ütemben lévő henger és a nyomócső mindenkori kapcsolatának biztosítása.

A különböző gyártmányú kéthengeres szivattyúkra jellemző, hogy azoknál a szállítóhengerek és azok mozgatási módja hasonló, lényeges eltérés csak a szelepváltó mechanizmusukban van. A szelepek kialakítására jellemző, hogy a korábban használt sokféle megoldás (sík-, lengő, forgó-szelepes stb.) közül, a jelenleg gyártott berendezéseknél többnyire csak a lengőcsöves és a síkszelepes változatot alkalmazzák.

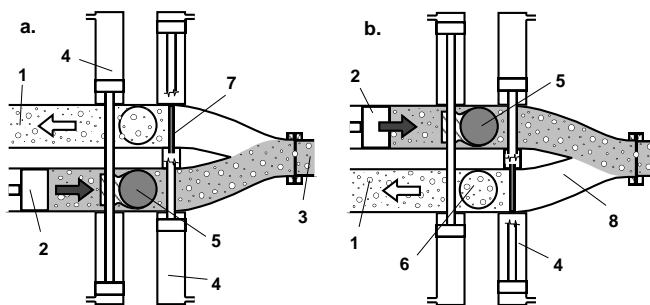
A **lengőcsöves** gépeknél (5.3. ábra) egy ívesen meghajlított, lengőmozgá-

sú csőszakasz (2) köti össze a szállító csővezeték (6) az éppen nyomó ütemben lévő betonszállító hengerrel (3), miközben a szívást végző dugattyú mögötti hengerteret a tartályból (1) kitölti a keverék. A betonszállító dugattyú (4) véghelyzetében a lengőszelep (2) átvált, és ezzel a két betonszállító henger szerepe is megcserélődik. A szállítóhengerek és az azokat működtető munkahengerek (5) kapcsolatánál elhelyezett vízszekrény (8) feladata, hogy a benne lévő vízzel minden munkautemben átöblítse a dugattyú mögötti teret. A dugattyú tömítésein átjutó szemcsék a vízszekrény alján lévő tisztítónyíláson keresztül távolíthatók el.



**5.3. ábra. Lengőcsöves betonszivattyú működési vázlata**

1. betontartály, 2. lengőszelep, 3. betonszállító henger, 4. szállító-dugattyú, 5. hidraulikus henger, 6. szállítóvezeték, 7. lengőszelep mozgató henger, 8. vízszekrény.



1. betonszállító henger  
2. szállítódugattyú  
3. csővezeték  
4. szelep mozgató munkahenger  
5. tartály-szelep  
6. tartály nyílás  
7. cső-szelep  
8. nadrágcső

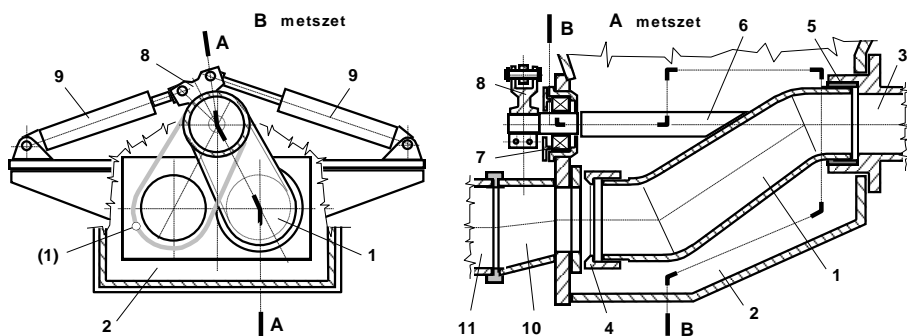
**5.4. ábra. Síkszelepes betonszivattyú működési vázlata**

A **síkszelepes** mozgatásnál (5.4. ábra) a két egyenesvonalú mozgást végző szelep közül a vízszintes síkú (5) a tartály kifolyó nyílásait (6) nyitja, ill. zárja, míg a függőleges síkú (7) szabaddá teszi ill. lezárja a betonszállító hengereket a szállítóvezetékkel összekötő „nadrágcső” (8) nyílásait. A két síkszelep – a betonszállító hengerek szívó, és nyomó ütemének megfelelően – ellentétes fázisban működik.

A kétféle szelepváltó rendszert összehasonlítva a lengőcsöves megoldás

előnye, hogy a szelepváltáshoz csak egy betonban mozgó szerkezeti elem szükséges, valamint a szelep súrlódó felületének kopás utánállítása is viszonylag egyszerűen megoldható. Ennek tudható be, hogy az utóbbi időben a nagyobb betonszivattyú gyártó cégek szinte mindegyike a lengőcsöves megoldást helyezi előtérbe. A lengőcsöves szelepváltó mechanizmus két szerkezeti változatát a lengőcső alakjától függően „S csöves”-nek, ill. „C csöves”-nek nevezik.

Az 5.5. ábrán bemutatott „S csöves” változatnál a betonszállító nyomóvezeték (3) és a betonszállító hengereket (11) összekötő lengőcsövet (1) a lengőcső falához erősített forgatótengelyen (6) keresztül, két hidraulikus munkahenger (9) mozgatja. A lengőszelep a szállítóvezeték csőcsomójában siklócsapággal (5), a forgatókarnál a betonfogadó tartály (2) falában gördülő csapággal van megtámasztva (7).



**5.5. ábra. Lengőcső szerkezeti kialakítása (ÉPGÉP)**

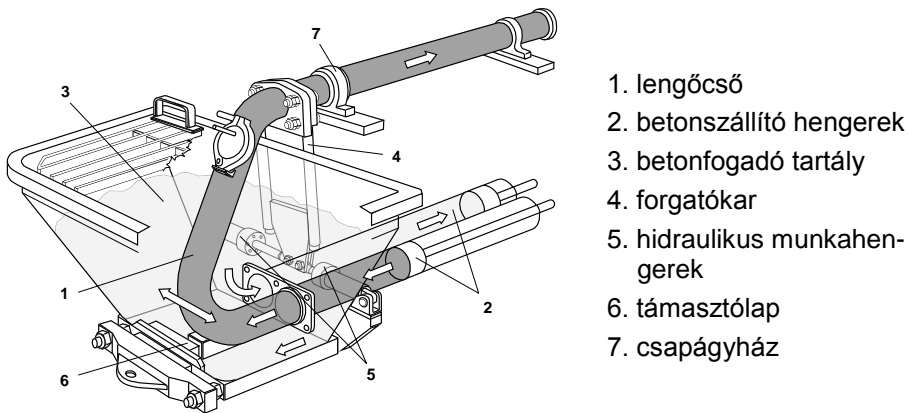
1. lengőcső, 2. betontartály, 3. szállítóvezeték, 4. kopógyűrű, 5. sikló csapággy, 6. forgatótengely, 7. gördülő csapággy, 8. billentőkar, 9. lengőcső mozgató munkahenger, 10. szűkítő csőtoldal, 11. betonszállító henger.

A lengőcső jó tömítése érdekében a szelep betonszállító henger felőli végét hozzá kell szorítani a tartály falára erősített betétlemezhez. Erre a feladatra szolgál a lengőcső palástjára laza illesztéssel felhelyezett kopógyűrű (4), melynek belső profilja úgy van kialakítva, hogy azt a csővezetékben uralkodó nyomás mindig a tartály falához szorítsa. Ez a megoldás a megfelelő zárás mellett – a kopógyűrű laza illesztése révén – egyúttal biztosítja a kopás miatt szükséges utánállítást is [33].

A 5.6. ábrán bemutatott „C csöves” változatot elsősorban mobil betonszivattyúknál alkalmazzák, mivel ezzel a megoldással lecsökkenthető a szivattyúegység hossza. A lengőcsövet (1) ennél a változatnál is munkahengerekkel (6) mozgatják. Eltérés viszont, hogy a lengőcső alakja miatt



az áramlási irány megfordul, ezért a lengőcső megtámasztására – a megfelelő tömítés érdekében – egy alsó támasztólapra (7) is szükség van.



5.6. ábra. „C csöves” szelepmozgatás

Az 5.2. táblázat a betonszivattyúk legfontosabb műszaki jellemzőinek\* összehasonlítása céljából, különböző gyártmányú berendezések prospektusaiban közölt műszaki paramétereit tartalmazza.

5.2. táblázat: Hidraulikus betonszivattyúk műszaki jellemzői

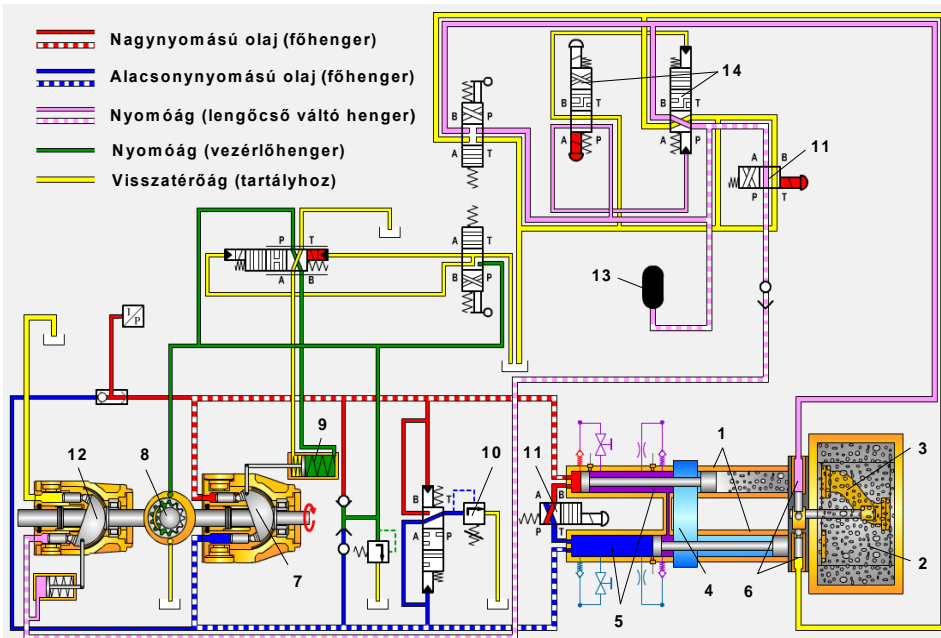
Gyártó	$Q_{max}$ [m <sup>3</sup> /óra]	$D$ [mm]	$L$ [m]	$n_d$ [1/perc]	$p_{max}$ [bar]	$P$ [kW]
ÉPGÉP	30	150	1,2	24	40	45
	54	180	1,4	31	55	75
CIFA	87	200	1,5	31	73	120
	...	...	...	...	...	...
	150	230	2,0	30	53	150
Putzmeister	28	150	1,0	27	80	47
	...	...	...	...	...	...
	71	180	2,1	11	250	470

A szivattyúk hajtásának **hidraulikus rendszerében** az egyes gépegyeségek (szivattyú-egység, utókeverő, elosztógém, letalpalás stb.) működtetését rendszerint saját hidraulikus szivattyúval rendelkező, különálló hidra-

\* Jelölés:  $Q_{max}$  – max. teljesítőképesség;  $D$  – betonszállító henger átmérője;  $L$  – betonszállító henger lökete;  $n_d$  – munkahengerek össz-löketszáma;  $p_{max}$  – beton maximális nyomása;  $P$  – motor névleges teljesítménye.

ulikus körökkel oldják meg. A szivattyú működtetésére többnyire olyan teljesítmény-szabályozott rendszereket alkalmaznak, melyeknél a lengőszelep, és a betonszállító hengerek összehangolt mozgását elektromos vagy hidraulikus érzékelők, ill. proporcionális szelepek biztosítják.

A szivattyú löketszámának módosítására változtatható szállítású axiáldugattyús szivattyúkat alkalmaznak. A hidraulikus kör kialakításánál mind a nyitott, mind a zárt körű rendszert használják. A nyitott körfolyamatra jellemző, hogy a betonszállító dugattyúk munkakütemének végén hidraulikus vagy elektronikus vezérlőjel hatására vált át a lengőcső, majd annak véghelyzetét követő vezérlőjel hatására a szállítóhengerek mozgásirányát meghatározó útváltó elem is átvált. Az 5.7. ábrán látható zárt körfolyamatnál a beton-hengereket tápláló axiáldugattyús szivattyú (7) szállítási irányának változtatását a vezérlőtárcsát mozgó munkahenger (9), és az azt működtető segéd hidraulikus kör végzi.



**5.7. ábra. Zártkörű, teljesítmény-szabályzott hajtás (Putzmeister)**

1. betonszállító henger, 2. betontartály, 3. lengőcső, 4. víztér, 5. hidraulikus főhengerek, 6. lengőcső mozgó henger, 7. szivattyú, 8. töltőszivattyú, 9. vezérlő munkahenger, 10. nyomáshatároló, 11. ki-, és bekapcsoló szelep, 12. szivattyú, 13. hidraulikus akkumulátor, 14. útváltó (lengőcső mozgatáshoz)

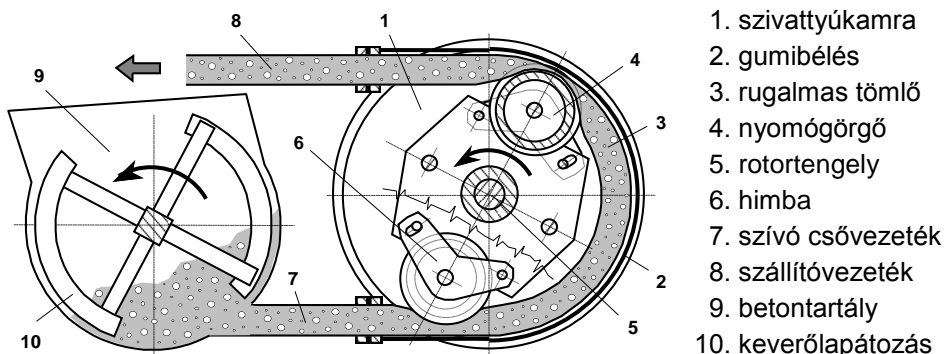
A lengőszelepek (3) a főhengerek munkakütemének végén a lehető legrö-

videbb idő (0,2 - 0,4 sec) alatt át kell váltani, mivel annak időtartama a teljesítőképesség szempontjából holtidőnek tekinthető. A gyors szelepváltás nagy térfogataramú szivattyút igényelne, de annak kihasználása – a rövid szelepváltási idő miatt – csak 10% körüli értéket érne el, ezért a szelepváltó hengerek (6) hidraulikus körében akkumulátort (13) helyeznek el. Ezt a főhengerek működése közben tölti fel a szivattyú (12), így a szelepváltáshoz szükséges nagy olajmennyiséget az akkumulátor és a szivattyú együttesen szolgáltatja, így kisebb szállítású szivattyú is elegendő, mint az akkumulátor nélküli rendszereknél.

### 5.2.2. Rotoros betonszivattyúk

A rotoros betonszivattyúk (5.8. ábra) – elnevezésüknek megfelelően – forgó főmozgású berendezések. Működési elvük lényege, hogy a rotor forgatásakor a két egymáshoz képest 180 °-ban elhelyezett nyomógörgő (4) a szivattyúház (1) belső palástján elhelyezett rugalmas tömlőt (3) összenyomja, és a benne lévő anyagot a szállító vezetékbe (8) préseli.

A tengelyük körül szabadon elforduló görgők (4) – a helyzetük beállíthatósága érdekében – csuklós kialakítású himbával (6) kapcsolódnak a rotorhoz. A szívó csővezeték (7) oldalán – a görgő elhaladása után – a tömlő visszanyeri eredeti alakját, és az így kialakuló légritkított tér szívóhatása következtében a tartályból (9) a szívócső folyamatosan feltöltődik.



5.8. ábra. Rotoros betonszivattyú működési vázlat

A beton szivattyús szállítására használatos berendezések közül a dugattyús szivattyúk az elterjedtebbek, de a két típust összehasonlítva a rotációs gépek is rendelkeznek olyan előnyös tulajdonságokkal, melyek miatt változatlanul használják ezeket is, elsősorban kisebb volumenű betonozási feladatoknál (pl. a rotoros gépek tipikus alkalmazási területe a betonszi-

vattyús mixerkocsi).

A rotoros gépek **előnyei** a dugattyús betonszivattyúkkal szemben:

- nincs szeleprendszere, ezért folyamatos az anyagáramlás;
- a finomrész tartalomra kevésbé érzékeny, ezért a kisebb cementtartalmú, kissé képlékeny betonok is szállíthatók velük;
- azonos szállítási jellemzők esetén szerkezeti méreteik, és tömegük is kisebb;
- a betonnal fémes alkatrészek nem érintkeznek, és kevesebb a beton koptató hatásának közvetlenül kitett alkatrészek száma is, ezért nagyobb az élettartamuk;
- a használat utáni tisztításuk egyszerűbb;
- a szállítóvezetékbelől kikerülő beton tömörsége nagyobb, ezért a bedolgozást követő tömörítési munka csökkenthető.

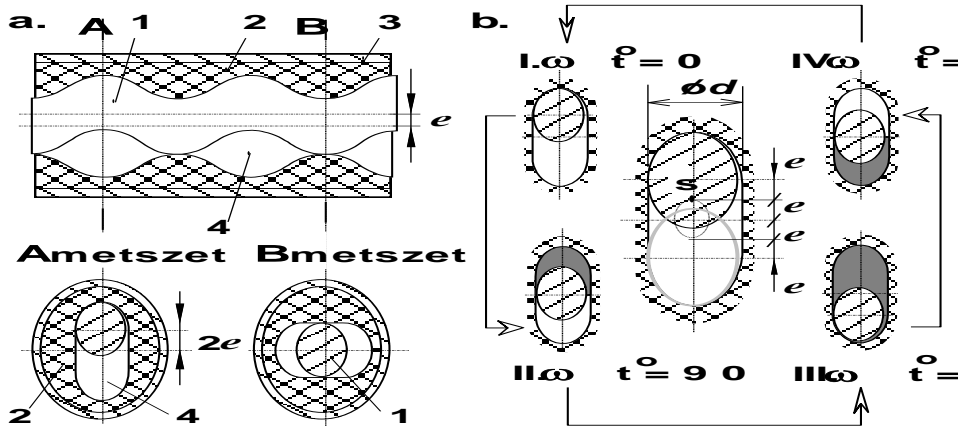
A rotoros szivattyúk **hátrányai** a dugattyús gépekhez képest:

- a teljesítőképességük és a szállítási nyomásuk – a hajlékony tömlő terhelhetőségi korlátai miatt – általában kisebb;
- igen érzékeny az adalékszemcsék alakjára, mivel az éles felületű, zúzott szemcsék a tömlők sérülését okozhatják;
- fokozottan igényes a beton egyenletes minőségével szemben.

### 5.2.3. Csavarszivattyúk

A **csavarszivattyú** (más néven: csigaszivattyú) működési elve alapján a rotációs, térfogat-kiszorításos szivattyúk csoportjába tartozik. Két fő szerkezeti részből áll (lásd. 5.9/a. ábra), az acélból készített forgórészből (1), és a speciális kemény gumi alapanyagú állórészből (2).

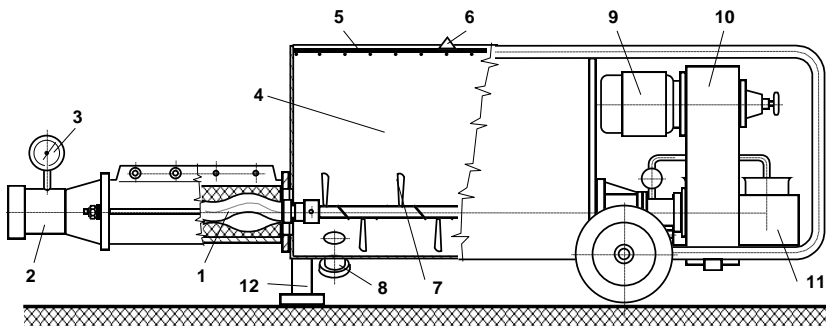
A forgórész egybekezdésű globoid-csiga, amely egy kétbekezdésű, és a forgórészhez képest kétszeres menetemelkedésű gumiból készült állórészben forog. Ez a geometriai kialakítás biztosítja, hogy a csiga és a ház között kialakuló szállítótérből (4) a csigatengely forgatásakor folyamatosan préselődik ki a keverék. Ezt szemlélteti az 5.9/b. ábra, amely egy kiválasztott keresztmetszetben (A metszet) mutatja be, hogy  $\frac{1}{4}$ -ed fordulatoként hogyan változik a rotor pillanatnyi helyzete, és ennek megfelelően hogyan alakul a szállítótér aktuális keresztmetszete.



5.9. ábra. Csavarszivattyú szerkezete (a.) és működési elve (b.)

1. csigatengely (rotor), 2. állórész, 3. szorítópersely, 4. szállítótér.

A csavarszivattyúk **előnye** a folyamatos szállítás, az egyszerű szerkezet és ebből adódóan a kisebb géptömeg és geometriai méretek. A dugattyús gépekkel szemben **hátrányuk**, hogy lényegesen kisebb a szállítóképességük, valamint az, hogy érzékenyebbek a túlméretes szemcsékre, ill. a nagyobb méretű szennyezőanyagokra. Ezért ezt a géptípust elsősorban habarcs, ill. csak a kisebb szemcseméretű ( $d_{max} \leq 16 \text{ mm}$ ) betonok szivattyúzására használható.



5.10. ábra. Beton szállítására alkalmas csavarszivattyú

1. csavarszivattyú, 2. nyomóvezeték, 3. nyomásmérő műszer, 4. tartály, 5. rostélyrács, 6. bontófog, 7. keverőlapát, 8. tisztítónyílás, 9. motor, 10. hajtómű (variátor), 11. kompresszor, 12. támasz.

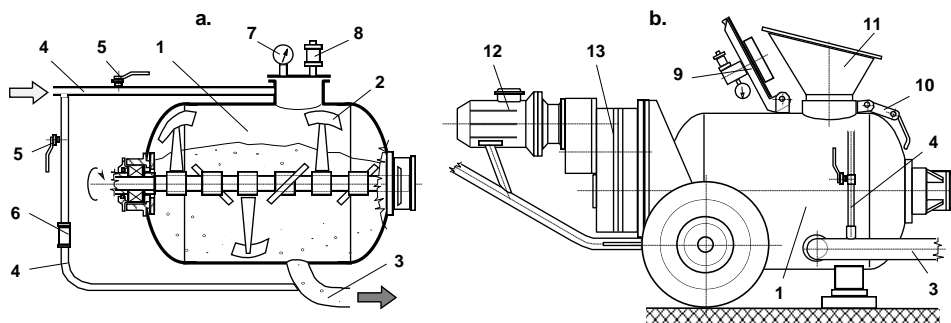
Az 5.10. ábrán bemutatott gépnél a csigatengely elektromos motorról (8) kapja a hajtást, egy fokozatmentes fordulatszám változtatást biztosító ún. variátoros hajtómű (9) közbeiktatásával. A csiga (1) és a gumiból készített

állórész közti megfelelő tömitést a házat körbevevő szorítópersely biztosítja. A szivattyú szállítótérének feltöltése folyadékok, ill. hig anyagok szivattyúzásakor hozzáfolyással megoldható, de a nagy szilárdrész tartalmú betonnál a rotor tengellyel (1) együttforgó feltöltő lapátozást (7) kell alkalmazni. Ez egyúttal a beton utókeverését is elvégzi, megakadályozva a keverék szétosztályozódását.

Az ábrán bemutatott berendezés – a csővezeték végére szerelt szórófejjel – torkrétozási munkákra is alkalmassá tehető. A szórófej levegőszükségletét, ill. a csővezeték tisztításához szükséges sűrített levegőt gép részegységként beépített légkompresszor (11) biztosítja.

#### 5.2.4. Kamrás keverő-szivattyú

Az előzőekben bemutatott szivattyúk közvetlenül a betonra gyakorolt nyomással, térfogatkiszorítás elvén továbbítják a csővezetékben a betont. Ezekkel szemben a **kamrás rendszerű** gépeknél (5.11. ábra) a betont egy légmentesen zárható kamrába (1) helyezik el, majd abba sűrített levegőt vezetnek, ami a betonszállító csővezetékbe (3) nyomja a keveréket.



5.11. ábra. Kamrás keverő-szivattyú

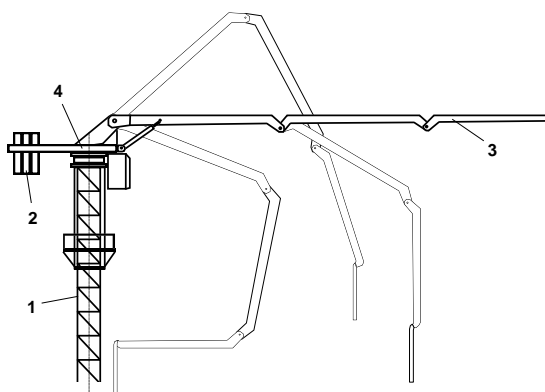
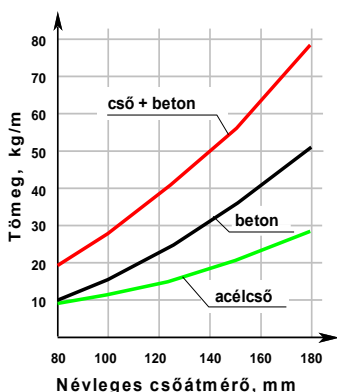
1. betontartály (kamra), 2. keverőlapátozás, 3. beton nyomócső, 4. levegő vezeték, 5. elzárószelep, 6. visszacsapó-szelep, 7. nyomásmérő, 8. nyomáshatároló, 9. zárófedél, 10. zárszerkezet, 11. betöltő tölcser, 12. motor, 13. hajtómű.

Az 5.11/b. ábrán látható berendezés a beton szállítása mellett a keverék elkészítésére is alkalmas. Először a tartály (1) nyílására ráhelyezve a betöltő tölcser (11) beadagolják a keverék összetevőit, majd ráhelyezik a zárófedelel (9), és az alkotókat a tartályban lévő vízszintes tengelyű keverőlapátozással (2) homogenizálják. Az előírt keverési idő elteltével a keverőtartályt (1) nagynyomású levegővel nyomás alá helyezik (4, 5), és megkezdődhet a megkevert adag csővezetékes szállítása.

### 5.3. Csővezetékek és elosztógépek

A szivattyúzható betonkeveréket többnyire merev falú, varrat nélküli acélcsöveken szállítják, de használnak textil- vagy üvegszállal erősített műanyag, valamint gumitömlőket is. A csővezeték átmérőjének kiválasztásakor többféle szempontot is figyelembe kell venni, ezek:

- az adalékanyag maximális mérete, és a beton konzisztenciája;
- a szivattyú teljesítőképessége, és a gép hajtásának teljesítménye;
- a szállítási távolság és magasság;
- a csővezeték mozgathatósága.



5.12. ábra. Betonszállító csővezeték tömege

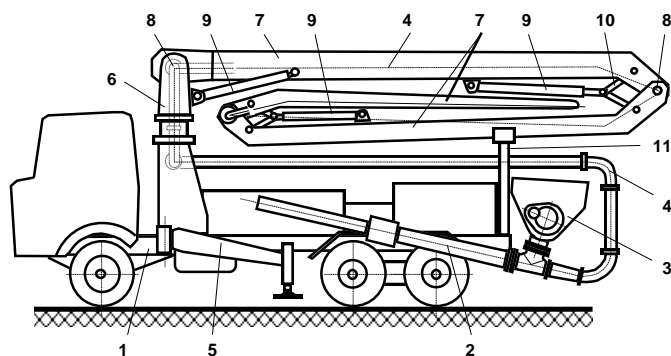
5.13. ábra. Kúszó-rendszerű elosztógém

1. oszlop, 2. ellensúly, 3. elosztógém, 4. forgótám

Az előzőekben megadott szempontok mérlegelése részben ellentétes eredménnyel jár. Egy adott mennyiség esetén minél nagyobb a csőátmérő, annál kisebb a szállítási sebesség, és így a súrlódási nyomás-vesztés is. Ezért nagy csőátmérőknél a betonszállítás nyomás- és teljesítményigénye is kisebb. Ez a nagyobb csőátmérők mellett szól, de a nagy átmérőjű csővezetéknek lényegesen nagyobb a tömege, különösen ha fel van töltve betonnal (5.12. ábra), emiatt nagyobb a csővezeték mozgatásának energiaigénye. Mindezek miatt, a telepített gépeknél általában a nagyobb, míg a mobil berendezéseknél többnyire a kisebb csőátmérőket használják.

A mobil szivattyúknál a csővezeték több tagból álló elosztógémen helyezik el. A mobil gépek közül a legelterjedtebbek a gépjármű alvázra telepített autó-betonszivattyúk, de nagy magasságban végzett betonozási munkákhoz toronydaru oszlopára telepített vagy kúszó-rendszerű elosztógémekeket (5.13. ábra) is használnak.

Az **autó-betonszivattyúknál** (5.14. ábra) a szivattyú-egységet (2) a gépjármű alvázon (1) helyezik el úgy, hogy a gépkocsi hátsó végéről a keverővel ellátott betonfogadó tartály (3) mixerkocsival kiszolgálható legyen. A csővezeték mozgatását végző gémszisztéma a vezetőfülke és a szivattyú közé, a gépjárművázra szerelt oszlopon kialakított forgótámaszra (6) kerül. A betonszállító csővezeték (4) gémtagok (7) mentén vezetik végig. A forgótámasznál (6), és az egyes gémtagok kapcsolódásánál a csuklópontra keresztülmenő (vagy annak tengelyében kialakított), forgó csatlakozókkal (8) biztosítják a gép és a szállítócső együttes elfordulását.



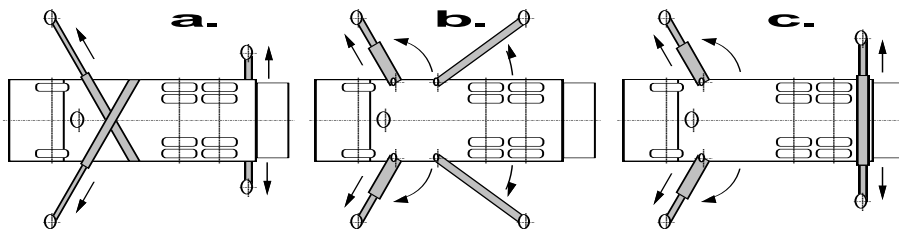
**5.14. ábra. Autó-betonszivattyú**

1. gépjármű alváz, 2. szivattyú-egység, 3. betontartály, 4. csővezeték, 5. letalpalás, 6. forgó oszlop, 7. gémtagok, 8. forgó csatlakozó, 9. munkahenger, 10. csuklós rudazat, 11. támasztóbak.

Az egyes gémtagok egymással bezárt hajlásszögének változtatását hidraulikus munkahengerekkel (10) mozgatott csuklós rudazat (11) segítségével végzik. Az elosztóárbc mozgatása – típustól függően – vagy a gépkocsi oldalára szerelt vezérlő elemekkel, vagy távvezérléssel irányítható. A fém csővezeték végén rendszerint 4 - 6 m hosszú gumitömlőt helyeznek el, a beton terítés irányításának megkönnyítése érdekében. Szállítás-kor az összecukott gémszisztéma az alváz hátsó részén kialakított bakra (11) támaszkodik.

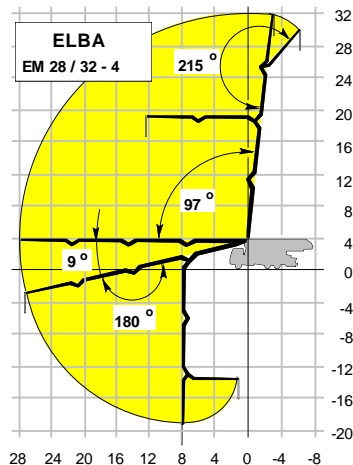
A kinyitott elosztógép nagymértékben lerontja a gépjármű állékonyságát, ezért az autó-betonszivattyúkat letalpaló berendezéssel is ellátják. A kisebb gépeknél két, a nagyobbaknál négy kitámasztó láb alkalmaznak, melyek csuklós karokkal vagy teleszkópos szerkezettel kapcsolódnak a gépjármű alvázához (5.15. ábra). A letalpaló szerkezet működtetését rendszerint hidraulikus munkahengerek végzik, a korszerű berendezések automatikus szintbeállítással is rendelkeznek.





5.15. ábra. Autó-betonszivattyúk letalpalásának változatai

Az autó-betonszivattyúval kiszolgálható munkaterület (5.16. ábra) az egyes gémtagok hosszától, számától, és mozgatási lehetőségeitől (elfordulási szögek) függ. Az elosztógémek 3 - 6 db egymáshoz csuklókkal kapcsolódó, munkahengerrel mozgatható tagból állnak. A gémtagok számát közötti szállíthatóság követelményei, határozzák meg [33], de egyes típusoknál a gémmozgatás helyigényének minimalizálása a legfontosabb szempont.



5.16. ábra. Elosztógém hatósugara

5.3. táblázat: Autó-betonszivattyúk elosztógémeinek jellemzői\*

Gyártó	Típusjel	$H_{max}$ [m]	$L_{max}$ [m]	$z$ [db]	$d_{cső}$ [mm]	$m_{össz}$ [tonna]
Schwing	KVM 23	23,0	19,6	3	100	
	...	...	...	...	...	...
	KVM 36	35,8	32,1	4	112; 125	
ELBA	EM 32/36-4	35,6	31,8	4	125	26,5?
	M 38/42-5	41,6,0	38,0	5	125	44,9
Putzmeister	M 20-4	19,5	16,1	4	125	17,8
	...	...	...	...	...	...
	M 62-6	61,1	57,1	6	117; 125	86,1
	M 70-5	69,3	65,1	5	117	112,1

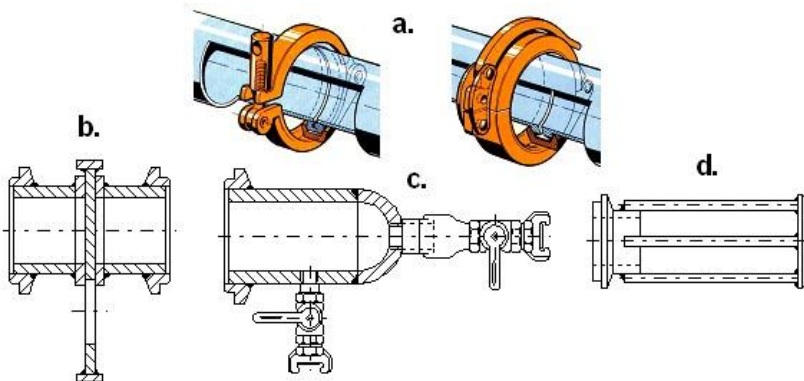
\* Jelölés:  $H_{max}$  – legnagyobb magasság;  $L_{max}$  – max. gémhossz (vízszintesen);  $z$  – gémtagok száma;  $d_{cső}$  – csővezeték átmérője,  $m_{össz}$  – a gép tömege (betonnal együtt).

Az 5.3. táblázat különböző gyártmányú autó-betonszivattyúk legfontosabb műszaki jellemzőit tartalmazza.

A **telepített szivattyúkat** – a csővezeték kiépítésének többletfeladatai miatt – elsősorban nagy volumenű betonozási munkáknál, valamint olyankor alkalmazzák, amikor a szállítási távolság meghaladja a mobil gépek hatósugarát, vagy azok többszöri áttelepítése gazdaságtalan, ill. az építési terület adottságai miatt nem oldható meg. Telepítéséhez olyan elrendezési tervet kell készíteni, amely a csővezeték vonalvezetése mellett tartalmazza a toldások, elágazások helyét, és az anyagellátás útvonalát is. A szállítóvezeték kiépítésének legfontosabb irányelvei a következők:

- a csővezeték kiépítésekor fontos szempont a csatlakozó elemek (5.17/a. ábra) megfelelő tömítése, mivel a hibás csatlakozásoknál a hordozófázis eltávozik a keverékből, ami duguláshoz vezet.
- a szivattyút – az egyenletes szállítás érdekében – úgy kell telepíteni, hogy a nyomócsőnkja és a felmenő függőleges vezeték között legalább 10 - 12 m vízszintes egyenes szakasz is legyen;
- a csősúrlódási veszteség csökkentése érdekében a cső hossza a lehető legrövidebb legyen, felesleges íveket ne tartalmazzon;
- a függőleges csőszakasz elé célszerű csőelzárót beépíteni, az esetleges dugulások miatti csőszerelési munkák megkönnyítésére.

A betonszállító vezetékét 1 - 3 m hosszúságú egyenes csőszakaszokból, íves csőelemekből, és speciális feladatú csőszerelvényekből építik ki. Ez utóbbiak lehetnek: csőelzáró elemek (5.17/b. ábra), csőszűkítők, tisztító szerelvények (5.17/c. ábra: tisztítóvíz csatlakozás; 5.17/d. ábra: „golyófogó”), kézi- vagy hidraulikus működtetésű váltószelepek stb.



5.17. ábra. Csővezeték csatlakozások és csőszerelvények

A szivattyú üzemeltetésének megkezdése előtt – a gép üzemeltetési dokumentációjában előírt ellenőrzések elvégzését követően – a csővezeték belső falát kenőfilmmel kell bevonatni a szivattyú csökkentett löketségű járatásával. A kenőkeverék anyaga cementpép (cement + víz), cementhabarcs (víz + 2 : 1 arányú cement + homok) vagy iparilag előállított, speciális vegyszerekkel készülő kenőkeverék lehet.

A szivattyút és a szállító vezetéket minden műszak végén, valamint 30 percnél hosszabb üzemszünet esetén – a csővezetékben lévő keveréknek a tartályba való visszaszivattyúzása után – ki kell tisztítani. A tisztítás kifúvatással vagy átöblítéssel végezhető el. Ehhez a csővezeték megbontása után annak a szivattyú felüli végén egy gumi- vagy szivacs-golyót (esetleg papírból készült dugót) helyeznek be, majd azt sűrített levegővel vagy nagy nyomású vízzel végignyomják a csövön. Ehhez a vezeték mindkét végén különböző – gyorscsatlakozókkal ellátott – tisztító szerelvényeket (5.17/b és /c. ábrák) kell elhelyezni.

## 5.4. Betonszivattyúk technológiai jellemzőinek meghatározása

### 5.4.1. Szállítóképesség

A betonszivattyúk *szállítóképességének* meghatározásakor a keveréket összenyomhatatlan, képlékeny közegnek tekintjük. Ennek megfelelően az időegység alatt továbbított anyagmennyiség elsősorban az áramló anyag keresztmetszetétől, és az áramlás sebességétől függ, de a teljesítőképességet beton tulajdonságai, valamint az áramlás folyamatossága, valamint az adott szivattyú típus működési elve is befolyásolja.

A *kéthengeres dugattyús* betonszivattyúk szállítóképessége a 5.18/a. ábra jelöléseinek megfelelően:

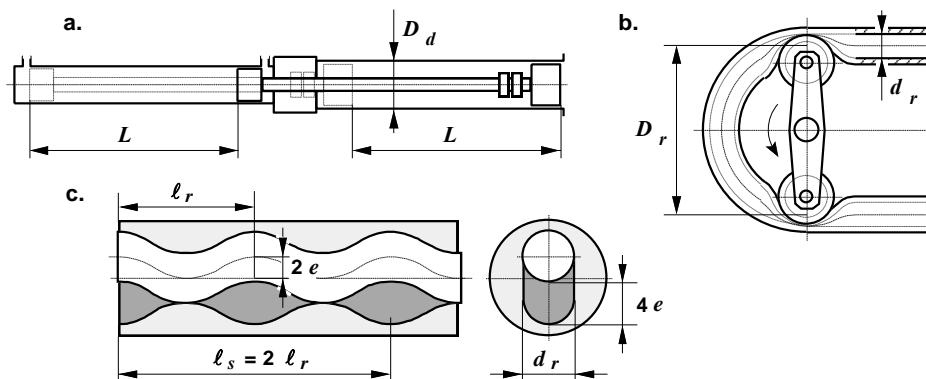
$$Q = 60 \cdot \frac{D_d^2 \cdot \pi}{4} \cdot L \cdot n_d \cdot \eta_v \cdot k_{sz}, \quad m^3/óra \quad (5.2)$$

ahol:  $D_d$ ,  $L$  – a szállítóhengerek jellemző méretei [m];

$n_d$  – a munkahengerek percnkénti össz-löketszáma [1/perc];

$\eta_v$  – a hengerek volumetrikus hatásfoka,  $\eta_v = 0,75 - 0,85$ ;

$k_{sz}$  – a szelepváltás időtartamától függő időkihasználási tényező, értéke:  $k_{sz} \approx 0,9$



5.18. ábra. A teljesítőképességet meghatározó geometriai méretek

A *rotációs szivattyúk* szállítása gyakorlatilag folyamatosnak tekinthető, így ezeknél időkihasználási tényezővel nem kell számolni. Teljesítőképességük, a 5.18/b. ábra jelöléseivel:

$$Q = 60 \cdot \frac{d_r^2 \cdot \pi}{4} \cdot (D_r \cdot \pi) \cdot n_r \cdot \eta_v, \quad m^3/\text{óra} \quad (5.3)$$

ahol:  $d_r, D_r$  – a rugalmas tömlő jellemző méretei [m];

$n_r$  – a rotor percenkénti fordulatszáma [ford/perc];

$\eta_v$  – a tömlő volumetrikus hatásfoka, értéke:  $\eta_v = 0,6 - 0,7$

A *csavarszivattyúk* szállítása gyakorlatilag folyamatosnak tekinthető. Teljesítőképességük a 5.18/c. ábra jelölésének megfelelően:

$$Q = 60 \cdot d_r \cdot (4 \cdot e) \cdot \ell_s \cdot n \cdot \eta_v, \quad m^3/\text{óra} \quad (5.4)$$

ahol:  $d_r$  – a csavartengely (rotor) átmérője [m];

$e$  – a rotor súlyponti tengelyének excentricitása [m];

$\ell_s$  – az állórész (sztator) menetemelkedése [m];

$n$  – a rotor fordulatszáma [ford/perc];

$\eta_v$  – a nyomótér volumetrikus hatásfoka, értéke a konzisztenciától és a csavarszivattyú helyzetétől függően:  $\eta_v = 0,75 - 0,95$

#### 5.4.2. A szivattyúk hajtásának teljesítményigénye

A betonszivattyúk hajtásának teljesítményigénye az egyes részegységeinek (szivattyú-egység, utókeverő stb.) működtetéséhez szükséges telje-

sítmény komponensek összegzésével\* határozható meg:

$$P = P_{sz} + P_f + P_k + P_e + P_{ki}, \text{ [kW]} \quad (5.5)$$

ahol:  $P_{sz}$  – a beton szállításának teljesítményigénye;

$P_f$  – a szelepek mozgatásával, ill. a csővezeték feltöltésével kapcsolatos teljesítményigény;

$P_k$  – az utókeverő egység hajtásának teljesítményigénye;

$P_e$  – az elosztógém és a letalpalás mozgatásának teljesítmény szükséglete;

$P_{ki}$  – a kiegészítő berendezések (kompresszor, vízszivattyú) működtetésének teljesítményigénye.

A **beton szállításának** teljesítmény szükséglete a csővezetékes szállítás alapösszefüggése alapján számítható, azaz:

$$P_{sz} = \frac{Q \cdot p_b}{3,6 \cdot \eta_m}, \quad \text{kW} \quad (5.6)$$

melyben:  $Q$  – a szivattyú szállítóképessége [ $\text{m}^3/\text{óra}$ ];

$p_b$  – a betonkeverék max. nyomása [MPa];

$\eta_m$  – a hajtás mechanikus hatásfoka.

A **szelepek mozgatásával** kapcsolatos teljesítményigény ( $P_f$ ) – a szivattyú típusától függően – az alábbi adatokból kiindulva határozható meg:

- dugattyús szivattyúknál: a szeleprendszer mozgatásának erő-, ill. nyomatékigénye,
- rotoros gépeknél: a rugalmas tömlő deformációjához szükséges erő,
- csavarszivattyúknál:  $P_f = 0$ .

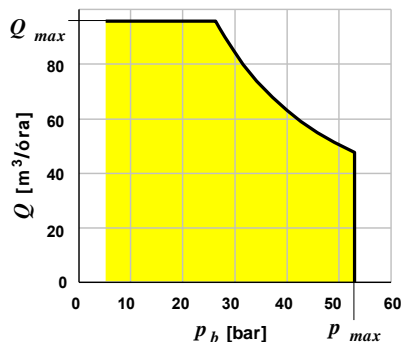
A szivattyú adagolótartályában elhelyezett vízszintes tengelyű **keverőegység** működtetésének teljesítmény szükséglete ( $P_k$ ) a jegyzet 4.2.3.3. fejezetében ismertetett számítási eljárással határozható meg.

A betonszivattyúk hajtására beépített motorok névleges teljesítményére többnyire jellemző, hogy az a berendezés szállítóképességének és nyomásának legnagyobb értékét egyidejűleg nem képes biztosítani.

---

\* Az (5.5) kifejezésben megadott összetevők közül csak az egyidejűleg működtethető gépegységek teljesítményigényét kell figyelembe venni.

Az előzőekben leírtak miatt, a gépgyártók a maximális értékek mellett, jelleggörbével (5.19. ábra) adják meg a szállítóképesség és a betonnyomás azon tartományát, melyen belül üzemelhet a berendezés.



5.19. ábra. Szivattyú jelleggörbe

### 5.4.3. A beton szállításához szükséges nyomás

A csővezetékben áramló közeg nyomása a szivattyú nyomócsonkjától távolodva fokozatosan csökken – megközelítőleg – a külső környezeti nyomásig. A szivattyú nyomócsonkjánál kifejtendő nyomás az egyes csőszakaszokon fellépő nyomásveszteségekből adódik össze:

$$p_b = p_e + \varphi_d \cdot \Delta p \cdot L_e + p_{sz}, \text{ [MPa]} \quad (5.7)$$

ahol:  $p_e$  – hidrosztatikai (vagy emelési) nyomásveszteség [MPa];

$$p_e = 10^{-6} \cdot \rho \cdot g \cdot H \quad (5.8)$$

$\rho$  – a szállított betonkeverék halmazsűrűsége, [kg/m<sup>3</sup>];

$H$  – az emelési magasság, [m];

$\varphi_d$  – dinamikus tényező, [-];

$\Delta p$  – 1 méter hosszú vízszintes cső nyomásvesztesége, [MPa/m];

$L_e$  – egyenértékű csőhossz, [m];

$p_{sz}$  – az esetleges szórófej nyomásvesztesége, [MPa].

Az **egyenértékű csőhossz** azt az elméleti vízszintes csőhosszat jelenti, melynek nyomásvesztesége azonos az adott elrendezésű és méretű szállítóvezetékével. Értéke a következő kifejezésből számítható:

$$L_e = \Sigma L_k + \Sigma L_i \quad (5.9)$$

ahol:  $\Sigma L_k$  – az egyenes csőszakaszok összes hossza [m];

$\Sigma L_i$  – a vezetékrendszerbe beépített összes csőidom nyomásveszteségének megfelelő hosszúságú vízszintes csőhossz [m].

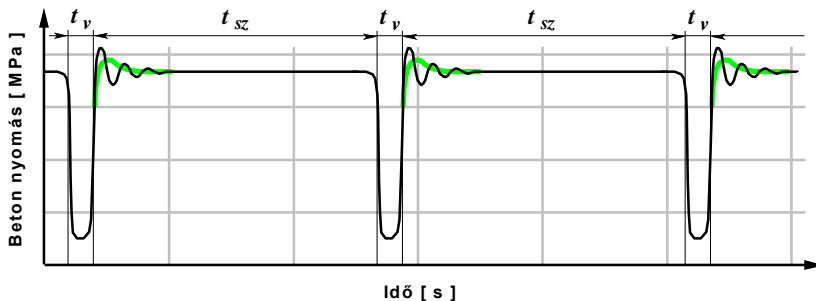
Az íves csőidomok és csőszűkületek nyomásvesztesége – az iránytörés, ill. a cső változó átmérője miatt fellépő nagyobb súrlódási ellenállás kö-

vetkeztében – lényegesen nagyobb, mint az egyenes vezetéké. Értékére a szakirodalomban többféle adat szerepel, gyakorlati számításokhoz felvehető, hogy:

- íves csőelemeknél az iránytörési szög minden 10 °-os íve 1 m egyenes csőhossznak felel meg, így egy 90 °-os csőkönyöknél:  $L_i = 9$  m;
- a szivattyúegység és a csővezeték közti csőszűkület helyettesítő hossza:  $L_i = 6$  m.

A **dinamikus tényező** (a maximális és a névleges nyomás aránya) oka az áramlási sebesség változása, ezért az a szakaszos működésű, dugattyús gépeknél jelentkezik. Mivel a főhenger sebessége löket nagy részén állandó, a nyomásváltozás a szelepváltás idejére, és az azt követő rövid időtartamú gyorsítási szakaszokra korlátozódik (5.20. ábra). A nyomáscsúcs értéke nagymértékben függ az adott konstrukciótól, elsősorban a szelepváltás idejétől és a hidraulikus rendszer kialakításától).

A dinamikus tényező értéke 1,05 - 1,30, mely tartományon belül a kisebb értékek azokhoz a szivattyúkhöz tartoznak, melyeknél a dugattyúk véghelyzet fékezésével és teljesítmény szabályozott hajtással gyakorlatilag megszüntették a löket kezdetén fellépő nyomáslengést (lásd: az 5.20. ábrán világos színnel rajzolt vonal).



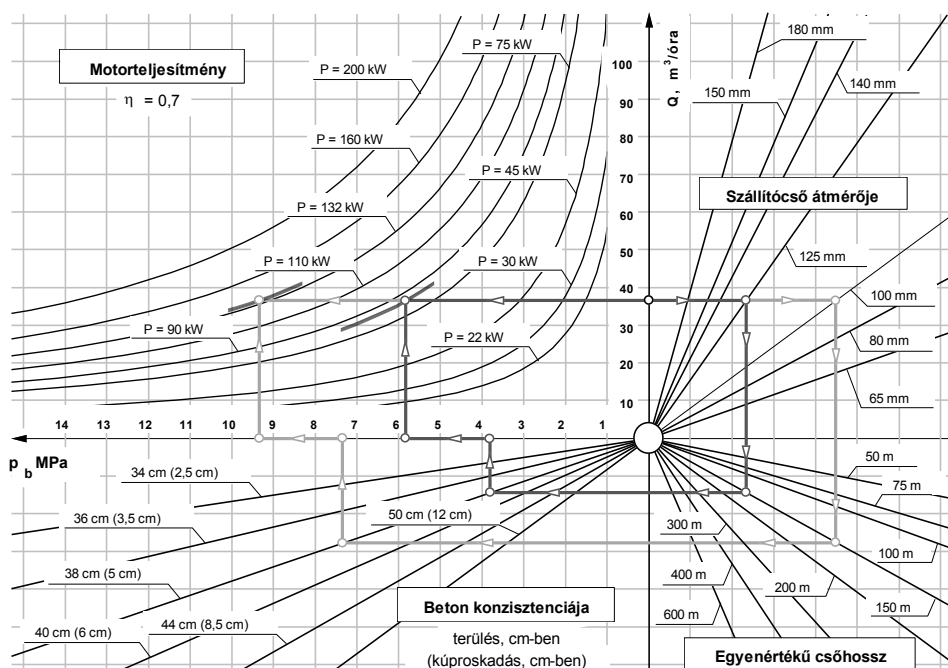
5.20. ábra. Betonnyomás változása

A beton szállítás **fajlagos nyomásvesztése** ( $\Delta p$ ) a csővezetékben áramló közeg súrlódási és tapadási ellenállásából származik, értéke függ:

- a csővezeték anyagától és felületi érdességétől;
- a szállított beton jellemzőitől;
- az áramlási sebességtől, melyet az időegység alatt szállított anyagmennyiség és a csővezeték átmérője határoz meg.

A csősúrlódási veszteség az üzemeltetés során is változhat, mivel a betonkeverék áramlás közben lecsiszolja a cső belső felületét, így a felületi érdesség az új állapothoz képest kisebb lesz, ezért új cső beépítése után a nyomásvesztés kissé megnövekszik. Ugyanakkor az esetleges korrózió és a gondatlan tisztítás a nyomásvesztések növekedésével jár.

A beton szivattyúzásokor fellépő nyomásvesztések gyakorlati meghatározására jól használható az 5.21. ábrán bemutatott nomogram\*, amely alapján kiválasztható, hogy egy-egy konkrét szivattyúzási feladathoz milyen paraméterekkel rendelkező betonszivattyú szükséges [34].



5.21. ábra. Betonszivattyúk üzemi paramétereinek közti kapcsolat

*Példaként* vizsgáljuk meg azt a feladatot, amikor telepített szivattyúval 80 m magasságra kell 38 cm területű betonból óránként  $37 \text{ m}^3$ -t szállítani. A csővezeték kiépítéséből, a szállítócső hosszából és a beépítendő csőidomok számából adódóan a csővezeték egyenértékű hossza legyen: 150 m.

- Először vizsgáljuk meg, hogy mekkora lesz a betonnyomás, ha a szállítócső **átmérője 100 mm**. Ehhez a  $37 \text{ m}^3/\text{óra}$  adatból kiindulva,

\* A nomogram kidolgozása a Putzmeister céghez kötődik, de a többi gépgyártó is hasonló módon adja meg üzemi jellemzők közti kapcsolatot.



ábrán a világosabb vastag vonallal jelölt vetítívonalakkal a nomogramban megkereshető először a csőátmérő, majd az egyenértékű csőhossz, végül a beton konzisztenciája. Az itt kapott metszéspontot a nyomás tengelyre felvetítve megkapjuk az összes csősúrlódási veszteséget ( $\sim 7,35$  MPa). Ehhez hozzáadandó az emelési nyomásvesztés, melynek értéke a nomogram kezelési útmutatója szerint 4 m-enként 0,1 MPa, mely adat  $\rho_{bet} = 2500 \text{ kg/m}^3$  helyettesítéssel megfelel az (5.7) kifejezésből számítható értéknek. A vizsgált esetre  $80 / 4 \cdot 0,1 = 2,0$  MPa, így az össznyomás  $\sim 9,35$  MPa. Ebből és a teljesítőképesség adatból kiinduló vetítívonalak metszéspontja megadja a teljesítményigényt, mely a vizsgált esetben:  $\sim 137$  kW.

- Ha a csőátmérő: **125 mm** (lásd: az ábrán sötétebb vastag vonallal jelölt vetítívonalak), – az előzőekben leírt módon kezelve a nomogramot – a beton szállításának nyomásigénye lecsökken ( $\sim 5,85$  MPa), ezért kisebb lesz a teljesítményigény is ( $\sim 86$  kW).

A nomogram autó-betonszivattyúknál is használható, ha az egyenértékű csőhossznál a csőkönyökök helyettesítő hosszát is figyelembe vesszük. Ezeknél a gépeknél ugyanis az ívek összes nyomásvesztése az egyenes csőszakaszok veszteségeit meghaladhatja, mivel a gémelek csuklópontjaiban lévő forgó csatlakozókhoz két darab 90°-os csőkönyök szükséges, így még a legkisebb hosszúságú, három tagú gémnél is legalább 8 - 10 darab íves elemmel lehet csak a vezeték kiépítését megoldani.

## 6. A beton tömörítése, tömörítőgépek

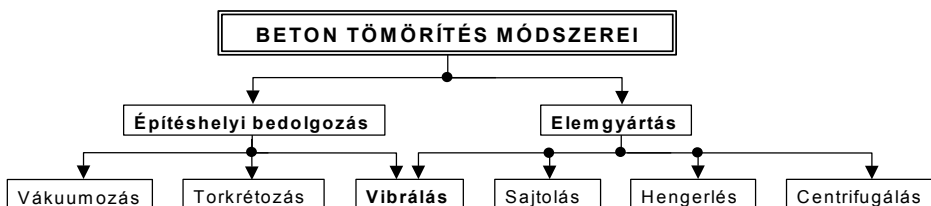
A tömörítés feladata, hogy a friss beton hézagterefogatát a lehető legkisebb értékre csökkentse le, a megfelelő vízzáró-képesség, és a teherbíró-képesség érdekében. A tömörítés hatékonysága alapvetően a tömörítőeszköz jellemzőitől és a tömörítés időtartamától függ, de egy-egy adott tömörítési feladat elvégzésére szolgáló berendezések (ill. az azon beállított tömörítési paraméterek) kiválasztásánál a tömörítendő anyag összetételére (ezek közül elsősorban a konzisztenciájára) is tekintettel kell lenni.

A keverőgépből kikerülő beton laza halmazt képez, melyben a szemcsék közti teret levegő tölti ki. Ennek a laza szerkezetű anyagnak az egyes szemcséire ható erők (súlyerő, súrlódóerő, kapilláris erő) egyensúlyát a tömörítéskor úgy kell megváltoztatni, hogy a belső erők hatását legyőzve a szemcsék a lehető legjobban kitöltsék a rendelkezésre álló teret, a légbuborékokat, és a felesleges vizet is kiszorítsák az anyagból.

A beton bedolgozására alkalmazott módszerek (6.1. ábra) közül mind a kivitelező építőiparban, mind az elemgyártásban a legáltalánosabban alkalmazott eljárás a vibrálás. Ezért a jegyzet részletesen csak a vibrációs tömörítés elméleti alapjaival, a betontömörítő vibrátorok szerkezeti kialakításával, valamint legfontosabb technológiai jellemzőik meghatározásának módszerével foglalkozik. Az ábrán megnevezett további tömörítési eljárásokra jellemző, hogy

- A vákuumozást – hazai viszonylatban – viszonylag ritkán alkalmazzák. A technológia lényege, hogy a betonkeveréket a szükségesnél lényegesen magasabb víz-cement tényezővel készítik, majd az elterített keverékre „szívópajzsot” helyezve, a többlet vizet vákuumszivattyú segítségével utólag elvonják.
- A torkrétozó (vagy betonszóró) eljárásnál a betonszemcséket a szállító levegőárammal nagy sebességre felgyorsítják, így azok nagy kinetikai energiával csapódnak a felületnek, ezáltal igen hatékony tömörítő hatás lép fel. A szórt (vagy lövellt) beton szilárdsági jellemzői igen kedvezőek, a régi betonfelületeken – megfelelő előkészítést követően – igen jól megtapad. Jellemző alkalmazási területei: vékony és nagyszilárdságú betonhéjak (pl. alagút boltozatok) készítése, valamint olyan betonozási feladatok, amikor a beton utólagos tömörítése csak igen körülményesen oldható meg (pl. betonszerkezetek javítása vagy megerősítése, függőleges falazat külső zsaluzat nélküli helyszíni betonozása).

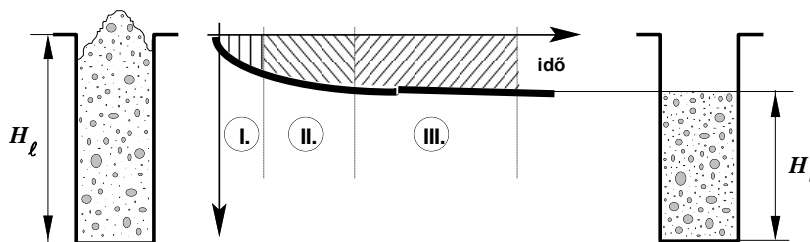
- A betonelem gyártásnál alkalmazott sajátos tömörítési módszereket a „Betontechnológiai gépek II.” c. jegyzet 3. fejezete, az épületelem előregyártó berendezések között tárgyalja.



6.1. ábra. A beton tömörítés módszerei

### 6.1. Vibrációs tömörítés elve, tömörítőgépek rendszerezése

A vibrációs tömörítés lényege, hogy a mechanikai rezgésből eredően, az egyes szemcsékre periodikusan változó tömegező hat, és ennek hatására az adalékanyag szemcsék megcsúsznak, ill. legördülnek egymáson. Mivel a vibráció a keverék belső ellenállásait is jelentős mértékben lecsökkenti, a tömörítés kezdeti szakaszában gyors térfogatváltozás figyelhető meg (lásd: 6.2. ábrán I. jelű szakasz).

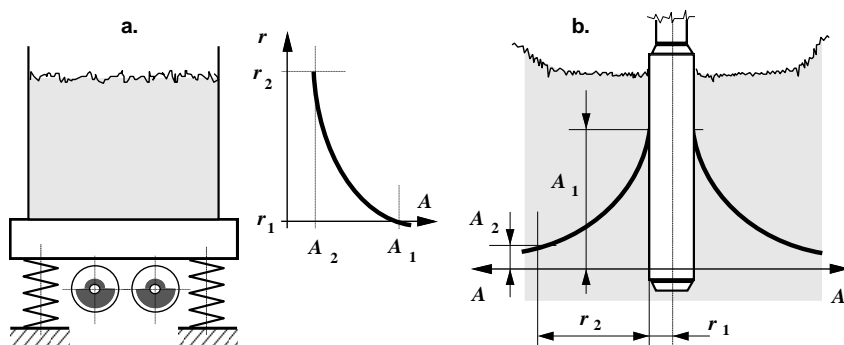


6.2. ábra. A tömörödési folyamat szakaszai

A második fázisban a szemcsék kisajtolják maguk közül a cementhabarcot, ami a keverék felszínének átmedvesedésével jár. Ebben a fázisban, de főleg az után (III. szakasz) távoznak el a betonból a kisebb méretű légbuborékok, de ekkor már nincs lényeges térfogatcsökkenés. A levegő eltávolítását a légbuborékokra ható felhajtóerő segíti. E folyamatra jellemző, hogy minél kisebb a buborék, annál nagyobb ellenállást kell legyőznie, ezért annál kisebb a felfelé történő mozgásának sebessége, azaz az eltávolításához annál hosszabb idő szükséges [35]. A friss beton konzisztenciája és kezdeti tömörsége ill. levegőtartalma között igen szoros kapcsolat van, ugyanis minél hígabb a beton, annál kevesebb légzárványt és légbuborékot képes magában tartani, ezért nagyobb a keverék kezdeti halmazsűrűsége is.

Egy adott tömörítési feladatnál alkalmazható vibrációs jellemzők kiválasztásakor a betonkeverék minőségi és mennyiségi jellemzőit, a tömörítógép üzemi paramétereit, valamint az alkalmazott gyártástechnológia jellemzőit is figyelembe kell venni.

A *tömörítéshez szükséges minimális rezgéskitérés amplitúdó* a rezgéshullám terjedését leíró tapasztalati képletekből határozható meg. Különböző szerzők (l'Hermite, Cusers, Gyeszov) által elvégzett vizsgálatok szerint a vibrátor által keltett rezgéshullámok a felülettől távolodva exponenciális jelleggel csökkennek. A csökkenés mértéke függ a rezgés terjedési módjától (6.3. ábra), a beton összetételétől (konzisztencia stb.), és a rezgés frekvenciájától is.



6.3. ábra. Rezgésterjedés a betonban

a./ vonalirányban (vibrátorasztal), b./ síkban (rúdvibrátor)

A betonban a rezgéshullámok elvileg, háromféle módon terjedhetnek: térben, síkban és vonalirányban. A térbeli terjedésnek nincs gyakorlati szerepe, mivel a betontömörítő vibrátorok szerkezeti kialakításukból, és gerjesztési módjukból adódóan vagy vonalirányban (6.3/a. ábra: vibrátorasztal, felületi vibrátor), vagy síkban (6.3/b. ábra: rúdvibrátor) adják át a rezgést a betonnak. A rezgés terjedésére vonatkozó összefüggések:

$$\text{Vonalirányú rezgésterjedésnél:} \quad \frac{A_2}{A_1} = e^{-\frac{\gamma}{2} \cdot (r_2 - r_1)} \quad (6.1)$$

$$\text{Síkirányú rezgésterjedésnél:} \quad \frac{A_2}{A_1} = \sqrt{\frac{r_1}{r_2}} \cdot e^{-\frac{\gamma}{2} \cdot (r_2 - r_1)} \quad (6.2)$$

ahol:  $A_1, A_2$  – a rezgéskitérés amplitúdója, a rezgést átadó felülettől  $r_1$  és  $r_2$  távolságban, a 6.3. ábrán megadott jelölés szerint;

$\gamma$  – a rezgésterjedés csillapítási tényezője (6.1. táblázat.).

**6.1. táblázat: A rezgéshullám terjedésének csillapítási tényezője**

Frekvencia, $f$ [Hz]	Portlandcement			Puzzolán cement
	0-1cm	2-3 cm	4-6 cm	4-6 cm
	kúproskadású beton csillapítási tényezője ( $\gamma$ ), [1/mm]			
50	0,013	0,010	0,007	0,019
75	0,012	0,009	0,006	0,016
100	0,011	0,008	0,005	0,012
200	-	0,007	0,004	-

A vibrálás hatásos távolságát, abból a körülményből lehet meghatározni, hogy a beton minőségétől, és a rezgés frekvenciájától függően létezik egy olyan rezgéskitérés amplitúdó, melynél kisebb érték esetén a beton gyakorlatilag már nem tömöríthető. A tömörödés csak olyan távolságig ( $r_2$ ) jöhet létre, míg a rezgéskitérés ( $A_2$ ) a beton csillapító hatása következtében erre a minimális értékre (6.2. táblázatban:  $A_0$ ) le nem csökken.

**6.2. táblázat: A beton tömörítéséhez szükséges minimális rezgésjellemzők értékei**

Frekvencia, $f$ [Hz]	A beton* kúproskadása			
	1-3 cm		4-5 cm	
	$A_0$ [mm]	$a_0$ [m/s <sup>2</sup> ]	$A_0$ [mm]	$a_0$ [m/s <sup>2</sup> ]
25	0,37	9,1	-	-
50	0,10	9,9	0,06	5,9
75	0,06	13,3	0,04	8,9
100	0,04	15,8	0,025	9,9
150	0,02	17,7	-	-
250	0,01	24,7	-	-

A rezgésterjedést leíró (6.1 és 6.2) összefüggések felhasználásával felírható, hogy adott rétegvastagság ( $h_b$ ) vagy hatósugár ( $R$ ) biztosításához a

\* Az adatok homokos-kavicsal készülő normál betonokra vonatkoznak. Zúzott adalékanyag esetén, a szemcsék nagyobb belső súrlódása miatt, 20 - 25%-kal nagyobb rezgéskitérés-, ill. rezgés gyorsulás amplitúdó szükséges [36].

rezgést átadó felületen mekkora rezgéskitérés amplitúdó ( $A_v$ ) szükséges:

Vibroasztaloknál és felületi vibrátoroknál:

$$A_v = A_0 \cdot e^{\frac{\gamma}{2}} \cdot (h_b) \quad (6.3)$$

Rúdvrátoroknál:

$$A_v = A_0 \cdot \sqrt{\frac{R}{r}} \cdot e^{\frac{\gamma}{2}} \cdot (R-r) \quad (6.4)$$

melyben:  $r$  – a rázófej sugara, mm-ben.

A (6.3) és (6.4) összefüggésekből a tömörítőeszköz minimális rezgés-gyorsulás-amplitúdó igénye kiszámítható, de ez csak irányértéknek tekinthető, mivel a táblázatokban megadott betonjellemzők mellett, más körülmények is befolyásolják a tömörítési folyamatot. Ezek közül a legfontosabb a rezgés frekvenciája, és a tömörítési idő. A rezgésszám kiemelt szerepét mutatják azok a vizsgálatok, melyeknél eltérő tömörséget mértek, ha azonos ideig és azonos rezgés-gyorsulással végezték a tömörítést, de azt különböző frekvenciákkal és rezgéskitérésekkel valósították meg.

A **rezgés frekvenciájának** helyes megválasztásához többféle szempontot is figyelembe kell venni, ezek:

- A szemcseméret és a frekvencia közti kapcsolat vizsgálatára vonatkozó mérések szerint a nagyobb méretű szemcsék tömörítése alacsonyabb, a kisebbek magasabb rezgésszámot igényelnek (6.3. táblázat.). Ennek az a magyarázata, hogy a cementhabarcsban – mint rugalmas közegben – elhelyezkedő szemcsék önrezgésszáma a tömegük függvénye, ezért a különböző méretűek eltérő frekvenciáknál kerülhetnek rezonáns állapotba [35]. Ebből következik, hogy a folytonos szemeloszlású adalékanyagból készült betonoknál a több-frekvenciás gerjesztés sokkal hatékonyabb, mint az egyfrekvenciás.

### 6.3. táblázat: Adott szemcseméretrehoz tartozó optimális frekvenciák

$D_{max}$ [mm]	60	15	7	4	2	1
$f$ [Hz]	25	50	75	100	150	200

- A friss keverék rezgés-csillapító hatására jellemző, hogy a magasabb frekvenciás rezgések intenzívebben csillapodnak, mint az alacsonyabbak. Emiatt a nagyobb rezgésszám nagyobb rezgés-gyorsulást, és így nagyobb gerjesztőerőt is igényel, mint a kisebb. Pl: 200 mm

magas, földnedves betonból készülő elem vibroasztalos tömörítésekor 50 Hz-nél  $27 \text{ m/s}^2$ , míg 100 Hz mellett  $35 \text{ m/s}^2$  rezgésgyorsulás amplitúdó szükséges.

- A tömörödési folyamat időbeli alakulása szempontjából kezdetben az alacsony, majd az egyre nagyobb frekvenciájú rezgések a kedvezőbbek. Ez annak tudható be, hogy a kezdeti nagy térfogatváltozáshoz először a nagy méretű szemcséket kell mozgásba hozni, majd a kisebb méretű szemcsék elrendezése és a légbuborékok kihajtása már magasabb rezgésszámot igényel.

Az optimális frekvencia a betonelem alakjától, méreteitől, és a benne elhelyezett acélbetétek sűrűségétől is függ, így például:

- a vékony, magas elemek nagyobb, míg a zömök közel kocka alakú termékek alacsonyabb frekvenciát igényelnek;
- a nagyobb rétegvastagságú ( $> 150 \text{ mm}$ ) terméknél az alacsonyabb rezgésszámú tömörítőeszközök a hatékonyabbak;
- a sűrű vasalású betonelemek tömörítésére a nagyfrekvenciás\* vibrátorokat kell előnybe részesíteni;
- vízzáró beton, ill. tömör felület megvalósításához a nagyobb frekvencián üzemelő vibrátorokat célszerű alkalmazni.

A **tömörítéshez szükséges időt** a vibrátor rezgésjellemzőin kívül a beton tulajdonságai (szemeloszlás, konzisztencia, adalékszerek stb.), valamint az elem mérete és alakja is befolyásolják. A tömörítési időt meghatározó legfontosabb tényezők a következők:

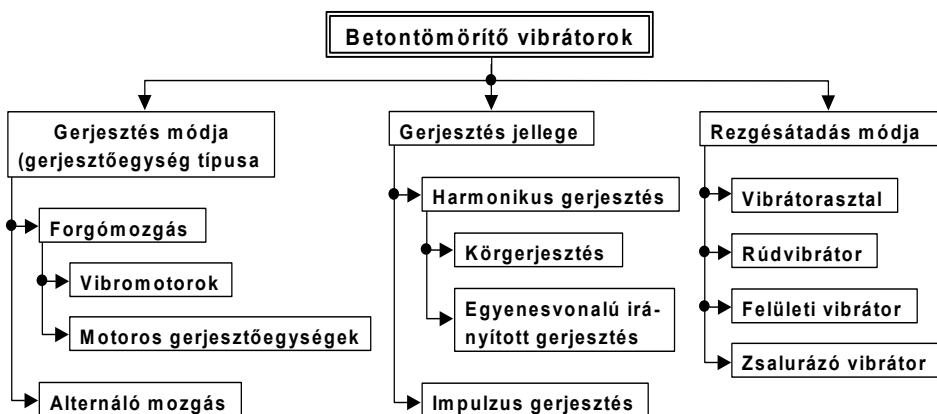
- A **vibrációs paraméterekkel** kapcsolatos vizsgálatok azt mutatják, hogy a gyorsulás-amplitúdó, ill. a rezgésszám növelésével a tömörítési idő kezdetben nagyobb, majd egyre kisebb mértékben csökken, de 12 - 30 g érték feletti gyorsulásoknál már lényeges minőségjavulás vagy tömörítési idő csökkenés nem tapasztalható.
- A **beton összetétel** oldaláról, a tömörítési idő a konzisztenciától, a cementhabarcs mennyiségétől, valamint az alkalmazott adalékszerektől függ. Vibrációs módszerrel sem a túl száraz, sem a túl folyós beton nem tömöríthető hatékonyan. Az első esetben a túlságosan kevés cementhabarcs nem képes a szemcsék között átsajtolódnia, míg a túl folyós beton a vibráció hatására szétosztályozódhat.

---

\* A tömörítőgépek frekvenciájának jellemzésére a „nagyfrekvenciás” ( $f > 50 \text{ Hz}$ ) és az „alacsonyfrekvenciás” ( $f \leq 50 \text{ Hz}$ ) megnevezést használják.

A vibrációs jellemzők kiválasztásakor az előzőekben leírtak alapján lehet eljárni, de egyes speciális tömörítési feladatok esetén az erre vonatkozó előírások [3] előkísérleteket javasolnak a tömörítőeszköz paramétereinek, ill. az ahhoz igazodó betonösszetétel megfelelő megválasztására.

A **vibrációs tömörítőgépek** a rezgés előállítási módja, a létrehozott gerjesztés jellege alapján ill. a rezgés átadás módja szerint rendszerezhetők (6.4. ábra).



6.4. ábra. Betontömörítő vibrátorok rendszerezése

A betontömörítő vibrátorok szerkezeti kialakítása elsősorban a rezgés átadás módjától függ, de ez határozza meg az egyes tömörítőgépek felhasználási területét, ill. az azzal alkalmazható tömörítési technológiát is:

- a **vibrátorasztalok** a kis és közepes méretű betonelemek gyártásának hagyományos tömörítőeszközei;
- a **belső vibrátorok** elsősorban az építéshelyi bedolgozás jellemző tömörítőeszközei;
- a **felületi vibrátorok** (vibrolapok) a beton felszínén továbbhaladva fejtik ki tömörítő hatásukat, és mind a kivitelező építőiparban, mind egyes előregyártási technológiánál használatosak;
- a **zsalurázó vibrátorokat** a betonelem előregyártásban a nagyméretű elemek (pl: hídgerendák) zsalulemezein keresztüli tömörítésére használják.



## 6.2. Gerjesztőegységek alaptípusai

A gerjesztőmű típusok közül a legelterjedtebbek a harmonikus gerjesztésű, forgómozgást végző excenteres gerjesztőegységek. Energiaforrásként általában elektromos vagy pneumatikus (mobil berendezéseknél hidraulikus) hajtást alkalmaznak. A gerjesztőművek egyik legjellemzőbb típusa a vibromotor\*, melynél a forgómozgást létrehozó motor és a gerjesztőerőt szolgáltató excenter egy szerkezeti egységként kerül kialakításra.

Az **elektromos vibromotorok** rezgésszámát a villamos motor fordulatszámja határozza meg. A vibromotorokat többnyire aszinkron motorokból alakítják ki, ezért azok rezgésszáma ( $f_v$ ) a táphálózat frekvenciájától ( $f_t$ ), az aszinkron motor szlipjétől ( $s$ ), és póluspárjainak számától ( $p$ ) függ:

$$f_v = f_t \cdot (1 - s) / p \quad (6.5)$$

A vibromotorokat vagy

- közvetlenül villamos hálózatról ( $f_t = 50$  Hz),
- frekvencia-váltóról ( $f_t = 100, 150, 200$  Hz),
- változtatható rezgésszámot biztosító frekvencia szabályozó berendezésről ( $f_t = 50 - 200$  Hz) táplálják.

A zsaluvibrátor motorja – mivel az mindig együtt rezeg a gerjesztőegységgel – speciális kialakítású aszinkron motor, melyre jellemző, hogy:

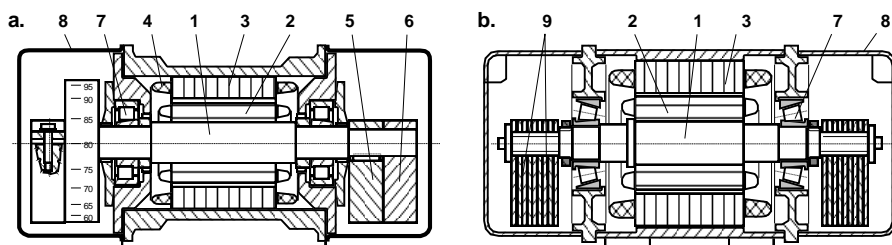
- a motor tengelye megerősített kivitelű, mivel annak a gerjesztőerő okozta, jelentős mértékű hajlító-igénybevételt is el kell viselnie;
- a motor légrése (a nagy tengely lehajlás miatt) a szokásosnál rendszerint nagyobb,
- az állórész tekercsféjében a vezetékek mereven (műanyag kiöntéssel) vannak rögzítve.

A különböző gyártmányú elektromos vibromotorok szerkezete többnyire hasonló, lényegesebb eltérés csak a gerjesztő tömeg kialakításában, és a gerjesztőerő változtatásának módjában van köztük. A 6.5/a. ábrán bemutatott változatnál a motor tengelyvégein elhelyezett két-két, azonos méretű excenteres tömeg közül a belsők (5) retesszel rögzítve vannak a ten-

---

\* A vibromotorok másik elnevezése (zsaluvibrátor) az egyik jellemző alkalmazási területükre utal, de ezeket a gerjesztőegységeket nemcsak zsaluzaton keresztüli tömörítésre, hanem bármely vibrációs gép gerjesztésére alkalmazzák.

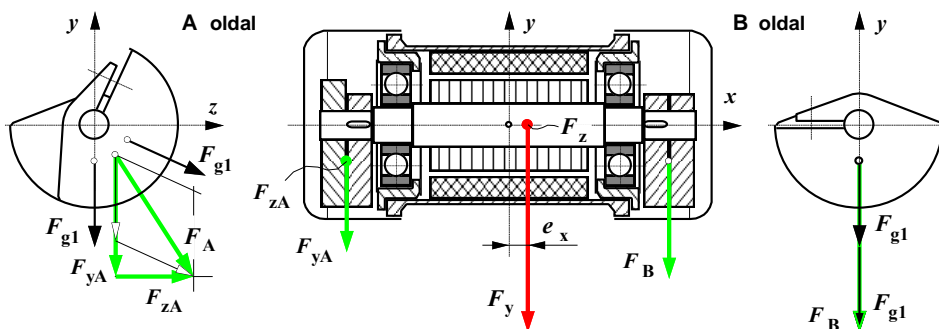
gelyhez (1), míg a külsők (6) – a csavaros rögzítés feloldása után – elfordíthatók, így a vibromotor gerjesztőereje a  $0 - F_{max}$  tartományban fokozatmentesen állítható.



**6.5. ábra. Elektromos vibromotorok szerkezeti kialakítása**

1. motortengely, 2. forgórész, 3. állórész, 4. tekercsfej, 5. rögzített excenter, 6. állítható excenter, 7. csapágy, 8. védőburkolat, 9. excenter lemezek

A 6.5/b. ábrán látható vibromotornál az excenterlemezek rögzítési módja és a tengelycsonk kialakítása lehetővé teszi, hogy az egyes lemezek (9) egymáshoz képest  $90^\circ$ , ill.  $180^\circ$ -kal elforgatva is elhelyezhetők legyenek. Ezáltal a tengelycsonkokon elhelyezett 9-9 db excenterlemez segítségével 20 különböző gerjesztőerő fokozat valósítható meg.

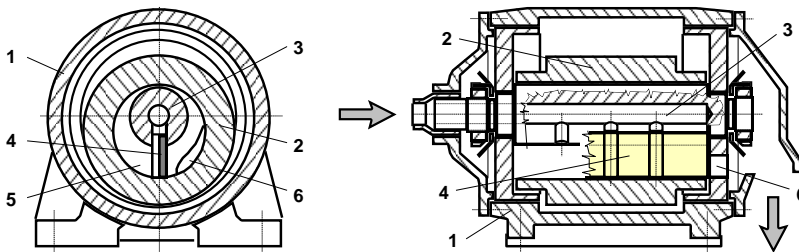


**6.6. ábra. Hibás excenter-beállítás hatása az eredő gerjesztőerőre**

A gerjesztőerő beállításakor a legfontosabb szabály, hogy a tengely két végén mindig azonos helyzetbe kell az excentereket beállítani. Ellenkező esetben a tengelyvégeken ható gerjesztőerők (6.6. ábrán  $F_A$  és  $F_B$ ) eredője nem a vibromotor tömegközéppontján átmenő  $y$  tengelyben hat, ezért a  $z$ , és az  $x$  tengely körül harmonikusan változó nyomaték is kialakul. Emiatt a gerjesztőegység nemcsak saját síkjával párhuzamos mozgást, hanem kétféle irányú ( $x$  és  $z$  tengely körül) szögelfordulást is végez. A hibás excenter-beállítás további következménye, hogy megnövekszik a vibro-

motor felfogó talpainak igénybevétele, ami igen rövid idő alatt azok töréséhez vezethet.

A **pneumatikus vibromotorok** (6.7. ábra) – működési elvük alapján – olyan légmotorok, melyeknél a forgórész excentrikusan van a házba beépítve. A forgórész (2) a levegő nyomásának hatására a levegő bevezetésre szolgáló központi tengelyen (3) gördül le. A szívó és a nyomó teret egy műanyag vagy textilibakelit lamella (4) választja szét. Ennek a nyomó tér felőli oldalán sugárirányú hornyok vannak, melyeken keresztül áramlik a levegő a nyomótérbe, majd onnan az excenter (2) elfordítása után szabaddá váló kivezető nyíláson (6) át távozik.



**6.7. ábra. Pneumatikus vibromotor szerkezeti kialakítása**

1. vibrátorház, 2. excenter, 3. tengely, levegő bevezetéssel, 4. nyomótér leválasztó lamella, 5. nyomótér, 6. levegő kivezetés.

**6.4. táblázat: Pneumatikus vibromotorok műszaki adatai**

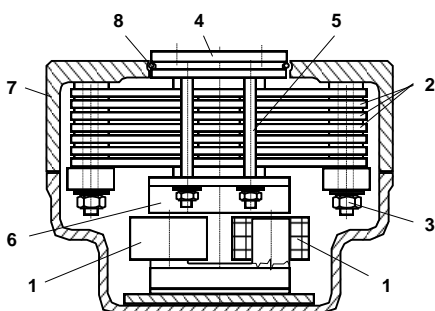
Gyártó	$f$ [Hz]	$F_{max}$ [kN]	$p$ [MPa]	$Q$ [m <sup>3</sup> /perc]	$m$ [kg]
NETTER	378 - 571	0,9 - 2,0	2 - 6	0,06 – 0,15	0,3
	...	...		...	...
	169 - 196	6,8 – 9,1		0,32 - 0,78	4,25
Vibtec	73 - 94	3,6 – 6,0	2,8 - 5,5		20
	...	...			...
	45 - 72	46,0 - 120			44
LAIER	233	12,0	5,0-6,0	1,13	7,2
	...	...		...	...
	263	605,0		1,80	16,2

A pneumatikus vibrátorok rezgésszámának meghatározására nincs olyan általános összefüggés, mint az elektromos vibrátoroknál, mivel az a leve-

gő nyomása és a légszállítás mellett függ, az áramlási viszonyokat befolyásoló egyéb jellemzőktől is (pl: belső furatok mérete). Ezért a gépkönyvek diagramban vagy táblázatban közlik (6.4. táblázat) a különböző nyomásokhoz ( $p$ ) tartozó rezgésszám ( $f$ ) és gerjesztőerő ( $F_{max}$ ) tartományokat, és az ahhoz szükséges levegő szállítást ( $Q$ ). Ez a légmotor üzemeltetése szempontjából azzal jár, hogy:

- A levegőhálózat nyomásának vagy szállításának változása befolyásolja a vibrátor rezgésszámát, és (a fordulatszám négyzetével arányosan) a gerjesztőerejét.
- A pneumatikus vibrátorok fordulatszáma, és azzal együtt a gerjesztőereje is viszonylag egyszerű eszközökkel (pl. a levegőhálózatban elhelyezett nyomás- ill. mennyiség szabályzóval) változtatható.

Az **elektromágneses vibrátorok** (6.8. ábra) alternáló mozgást hoznak létre. Működésük azon alapul, hogy a mágnesetekercsen (1) áthaladó változó feszültségű áram minden periódusában magához vonzza a rugókötegen elhelyezett járomt (6), majd a laprugók (2) rugóereje visszatéríti azt. A rezgés frekvenciája azonos a tápfeszültség frekvenciájával, ezért a rezgésszámuk változtatására frekvenciaváltót használnak. Ezt a gerjesztőegység típust elsősorban vibrációs adagolóknál alkalmazzák.



1. mágnesetekercs
2. laprugók
3. rugó összekötő csavar
4. felfogó talp
5. rugó befogás
6. járom
7. ház
8. tömítés

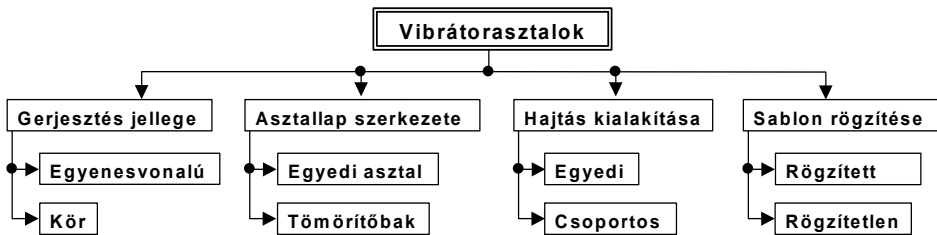
6.8. ábra. Elektromágneses vibrátor

### 6.3. Vibrátorasztalok

A vibrátorasztalos betontömörítés alatt azt a technológiát értjük, amikor a betonelem sablonját egy rugókra támaszkodó, gerjesztőegységgel felszerelt asztallapra helyezik, majd a beton folyamatos beadagolása mellett vibrálják. A vibroasztalok a betonelemek ipari előregyártásának jellegzetes eszközei, ezért szerkezeti kialakításuk nagymértékben függ az adott termék méretétől, gyártószablonjának kialakításától, valamint a teljes gyártási technológiától is.

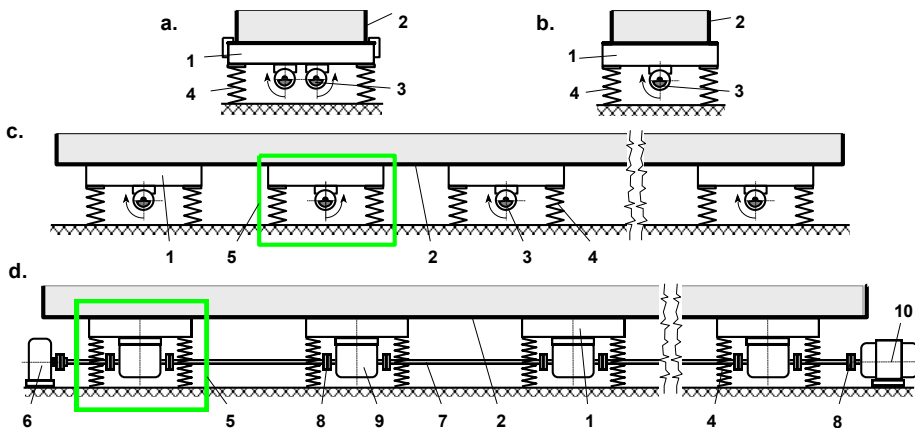
### 6.3.1. Vibrátorasztalok szerkezeti kialakítása

A különböző elemgyártási technológiáknak megfelelően a betontömörítő vibroasztalok a gerjesztés jellegének, a gerjesztőegység típusának, az asztallap szerkezeti kialakításának, valamint az asztallap és a gyártósablon kapcsolatának megfelelően sokfélék lehetnek (6.9. ábra). Többnyire egy-egy elemgyártósor szerves részét képezik, de készítenek olyan vibrátorblokkokat is, melyekből az adott tömörítési feladatnak megfelelően többféle szerkezeti elrendezésű vibrátorasztal is kialakítható.



6.9. ábra. Vibrátorasztalok rendszerezése

A **gerjesztés jellege** szerint a vibroasztalok lehetnek: függőleges síkban irányított gerjesztésűek (6.10/a. ábra), és körgerjesztésűek ( /b. ábra). Az irányított gerjesztést két körmozgású gerjesztőmű ellentétes irányú forgatásával vagy 2 db vibromotorral hozzák létre. A csoportos hajtású vibroblokkoknál (5) az egyes egységek szinkronforgását az excenteres tengelyek összekapcsolásával (pl. kardántengellyel), és szinkronizáló hajtóművel (6) oldják meg ( /d. ábra).



6.10. ábra. Vibrátorasztalok típusai

1. asztallap, 2. sablon, 3. vibromotor, 4. rugó, 5. vibrátorblokk, 6. szinkronizáló hajtómű, 7. tengely, 8. tengelykapcsoló, 9. gerjesztőegység, 10. motor

A betontömörítő vibrátorasztalok szerkezetileg két fő egységből állnak, a rezgést létrehozó gerjesztőegységből (6.10. ábrán: 3, ill. 9), és a rugókkal (4) alátámasztott asztallapból (1). A beton az asztallap felső síkjára kerül, vagy az asztalhoz rögzített oldalzsáluk közé, vagy különálló alulról is zárt sablonban. A gyártósablon (2) és az asztallap (1) kapcsolata alapján lehetnek rögzített, és rögzítetlen sablonnal (más néven: „ütverező”) üzemelő berendezések. A kétféle tömörítési módot összehasonlítva a rögzítetlen sablonnal üzemelő vibroasztalok előnye:

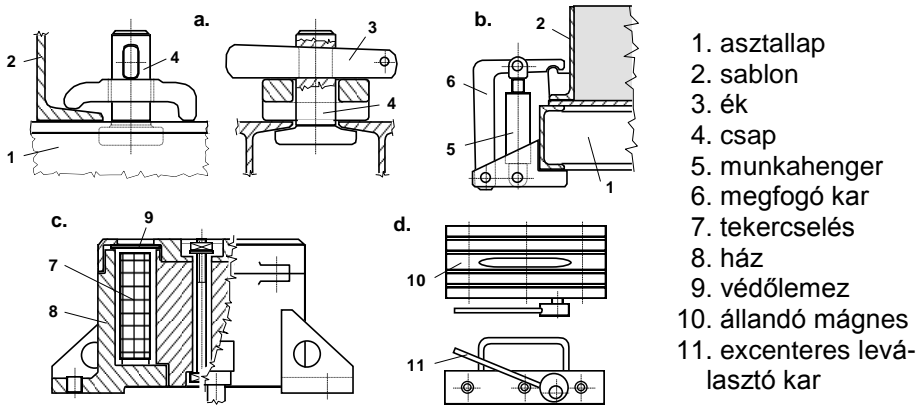
- Az ütközések következtében kialakuló rezgésekben, a harmonikus rezgés mellett különböző amplitúdójú, és frekvenciájú felharmonikusok is jelen vannak, vagyis a tömörítés szempontjából kedvező, többfrekvenciás rezgés alakul ki.
- Szerkezetük egyszerűbb, valamint (a rögzítő szerkezet elmarása miatt) kisebb a vibrálandó tömeg így kisebb a gerjesztőerő igény is.

Az ütközési impulzusok azonban nemcsak előnyökkel, hanem hátrányos következményekkel is járnak, ezek:

- A nagy dinamikus terhelés következtében nagyobb a vibrátor és a sablon igénybevétele, ill. nagyobb a hajtás teljesítmény szükséglete.
- Az ütverező vibrátorasztalok üzemeltetésekor – az ütközési impulzusok miatt – lényegesen nagyobb a környezetet terhelő zajszint.
- A berendezés megbízható üzemelését sokkal több tényező befolyásolja (a sablon és az asztallap merevségi és csillapítási jellemzői, a tömegarányok stb.), mint rögzített sablonnál, ezért a méretezésük is lényegesen összetettebb feladat.

A **sablon rögzítésére** kézi (6.11/a. ábra) vagy hidraulikus (6.11/b. ábra) működtetésű mechanikus rögzítő szerkezeteket, vagy mágneset alkalmaznak. Ez utóbbi előnye, hogy a sablon megfogás időszükséglete jelentéktelen, ezért folyamatos gyártási rendszerbe is beépíthető. A sablonrögzítő elektromágnesnél (6.11/c. ábra) a felül nyitott vasmag három oldalról veszi körül a tekercselést (7), így az erővonalak a mágnesre helyezett sablon alján záródnak.

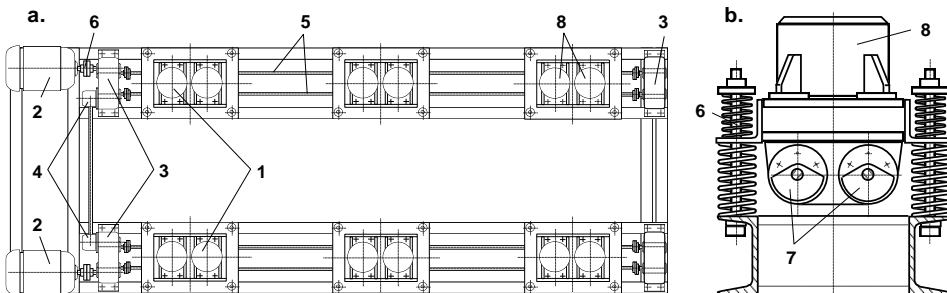
Az állandó mágneseket (6.11/d. ábra) sablonoldalak vagy üregképző elemek rögzítésére alkalmazzák. A permanens mágnes (10) leválasztása a nagy tapadóerő ellenére is egyszerűen elvégezhető a mágnes oldalára rögzített excenteres karral (11).



6.11. ábra. Sablónrögzítő szerkezetek

A 6.12. ábrán látható nagyméretű, homlokzati falpanelek tömörítésére kialakított vibrátorasztal 6 db, két sorban elhelyezett, irányított gerjesztésű vibrátorblokkból (1) áll. Az esetleges méretbeli, ill. szintezési hibák korrigálása érdekében az egyes blokkok kardántengellyel (5) kapcsolódnak egymáshoz.

A berendezést a vibroasztal két végén elhelyezett 2-2 db villamos motor (2) hajtja, szinkronizáló fogaskerekes hajtóműveken (3, 4) keresztül. A vibrátorblokkok (csavarorsókkal előfeszített) acél csavarrugókkal (6) támaszkodnak az alappokeretre. Az előfeszített rugózásra azért van szükség, hogy a terheletlen vibrátorasztal bekapcsolása esetén se váljon el a vibroblokk az alátámasztó rugókról. A sablonok rögzítését a vibrobakokon elhelyezett 2-2 db elektromágnes (8) végzi.



6.12. ábra. Irányított gerjesztésű vibrátorasztal

a./ szerkezeti elrendezés, b./ vibrátorblokk nézeti képe

1. vibrátorblokk, 2. motor, 3. szinkronizáló hajtómű, 4. kúpkeres hajtómű,
5. kardántengely, 6. csavarrugós támasz, 7. excenter, 8. elektromágnes

### 6.3.2. Vibrátorasztalok méretezése

A betontömörítő vibrátorasztalok méretezésekor a kiinduló adat a berendezés terhelhetősége, amely alatt a vibrátorasztalra felhelyezhető összes terhelés értendő, vagyis a tömörítendő betonelem tömegén ( $m_b$ ) az elem zsaluzatának tömegét ( $m_z$ ) is tartalmazza:

$$m = m_b + m_z \quad (6.6)$$

#### 6.3.2.1. Vibrátorasztalok rezgésjellemzői

A vibrációs osztályozógépeknél leírtakhoz hasonlóan, a vibroasztalok lengéstanai modelljét is az adott gerjesztési módnak és szerkezeti kialakításnak megfelelően kell felvenni. Az **irányított gerjesztésű** gépeknél a translációs mozgás feltételei (a sablon és az elem tömegeloszlása egyenletes; a szerkezet szimmetrikus; a zsaluzat az asztalhoz van rögzítve) általában jó közelítéssel teljesülnek, így az egytömegű, egyszabadságfokú rendszernek tekinthető. Mozgásegyenletük azonos a tömegező gerjesztésű rostáknál tárgyalt lengéstanai „alapmodellével”. Ennek megoldásaként felírt kifejezés (3.34) gyakorlati számításokhoz tovább egyszerűsíthető, mert a vibroasztaloknál szokásos rezonancia viszonyszámoknál ( $\lambda > 3$ ) a csillapítás hatása elhanyagolható, ezért a rezgéskitérés amplitúdó:

$$A = \frac{m_0 \cdot r_0}{m_{\ddot{v}}} \cdot \frac{\lambda^2}{\lambda^2 - 1} \quad (6.7)$$

melyben:  $m_{\ddot{v}}$  – az összes vibrált tömeg, értéke:  $m_{\ddot{v}} = m_a + m_z + m_{bv}$

$m_a$  – a vibrátorasztal rezgő részeinek tömege, [kg];

$m_z$  – a betonelem zsaluzatának tömege, [kg];

$m_{bv}$  – a vibroasztallal együttmozgó beton tömege, [kg]:

$$m_{bv} = (0,2 - 0,35) \cdot m_b;$$

$m_b$  – a betonelem tömege, [kg];

$\lambda$  – a rezonancia viszonyszám, [ - ];

$m_0 r_0$  – a gerjesztőegység tömegnyomatéka, [kgm].

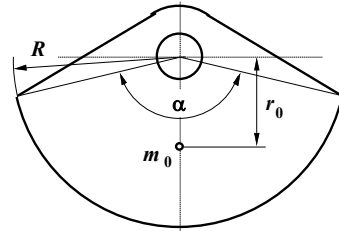
A tömörítendő betonelem mérete és tömege ismeretében, a gerjesztőerőt ill. a gerjesztőegységek eredő tömegnyomatékát úgy kell megválasztani, hogy (a rezgésjellemzők állíthatósága érdekében) a vibrátorasztal rezgéskitérés amplitúdója nagyobb legyen, az adott magasságú ( $h_b$ ) betonelem tömörítéséhez szükséges – a „hatósugar képletből” (6.3) meghatározható – minimális értéknél:



$$A = k \cdot A_v \quad (6.8)$$

ahol:  $A_v$  – a „hatósugár képletből” számított rezgéskitérés amplitúdó [m];  
 $k$  – biztonsági tényező, értéke:  $k = 1,2 - 1,3$ .

A gerjesztőerőt létrehozó külpontos tömegek rendszerint körcikk keresztmetszetűek (6.13. ábra), és több darabból készülnek, így azok egymáshoz viszonyított helyzetével vagy átszerelésével lehet megváltoztatni az eredő tömegnyomatékát. Geometriai méreteit úgy választják meg, hogy a külső sugara ( $R$ ) a lehető legkisebb legyen, ezért a középponti szögének ( $\alpha$ ) értéke:  $160 - 170^\circ$ .



6.13. ábra. Az excenter méretei

A **körgerjesztésű vibroasztaloknál** – szemben a körgerjesztésű vibrációs rostákkal – elméletileg sem valósítható meg a körrezgés, mivel a gerjesztőművet szerkezeti okok miatt (a sablon és a betonelem helyigénye) nem lehet a vibroasztal tömegközéppontjában elhelyezni. Ezért a gerjesztőegység az asztallap síkja alá kerül, emiatt a gerjesztőerőnek mindig lesz nyomatéka a rendszer tömegközéppontjára. Ez azzal jár, hogy a vibrátorasztal nemcsak saját síkjával párhuzamos mozgást, hanem a tömegközéppontja körül harmonikusan változó szögelfordulást is végez.

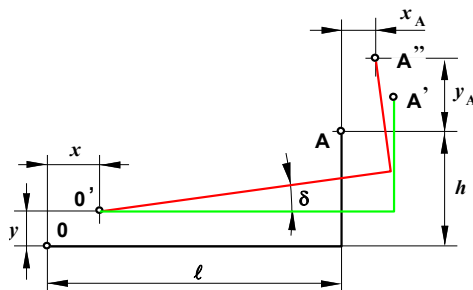
Az előzőek miatt a körgerjesztésű vibroasztalok mozgása legalább három szabadságfokkal jellemezhető, mivel a kétféle irányú elmozdulás ( $x$ , és  $y$ ) mellett, a gerjesztőerő nyomatéka következtében létrejövő harmonikusan változó szögelfordulással ( $\delta$ ) is számolni kell. Mindezek ismeretében vizsgáljuk meg, hogy a tömegközéppont körüli szögelfordulás hogyan befolyásolja az asztallap rezgésképét.

A mozgásegyenlet-rendszer felírása nélkül is belátható, hogy – a harmonikus gerjesztés következtében – a vibrátorasztal tömegközéppontjának elmozdulása és a tömegközéppont körüli szögelfordulás is harmonikus függvényekkel írhatók fel:

$$\left. \begin{aligned} x &= A_x \cdot \cos(\omega t - \varphi_x) \\ y &= A_y \cdot \sin(\omega t - \varphi_y) \\ \delta &= \delta_0 \cdot \cos(\omega t - \varphi_\delta) \end{aligned} \right\}, \quad (6.9)$$

A tömegközépponttól  $\ell$  és  $h$  távolságra lévő **A** pont (6.14. ábra) kapcsolt mozgásból származó elmozdulása (mivel:  $\delta$  a gyakorlatban:  $\approx 10^{-3}$  rad) az alábbi formában írható fel:

$$\left. \begin{aligned} x_A &\cong x - h \cdot \delta \\ y_A &\cong y + \ell \cdot \delta \end{aligned} \right\}, \quad (6.10)$$



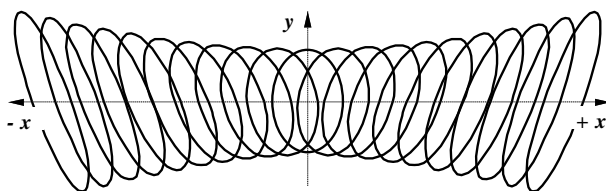
6.14. ábra. Az asztallap elmozdulása

melybe a (6.9) kifejezéseket behelyettesítve az **A** pont elmozdulása:

$$\left. \begin{aligned} x_A &= A_x \cdot \cos(\omega t - \varphi_x) - h \cdot \delta_0 \cdot \cos(\omega t - \varphi_\delta) \\ y_A &= A_y \cdot \sin(\omega t - \varphi_y) + \ell \cdot \delta_0 \cdot \cos(\omega t - \varphi_\delta) \end{aligned} \right\} \quad (6.11)$$

A (6.11) egyenlet-rendszer – matematikailag – a „ferde tengelyű” ellipszis koordinátáit írja le, ezért a vibroasztal bármely pontja (a tömegközéppont kivételével) ellipszis rezgést végez. Erre jellemző, hogy a tömegközépponttól  $h$  magasságban elhelyezkedő betonfelszín pontjainak

- vízszintes irányú rezgés kiterítés amplitúdója azonos nagyságú, de kisebb a tömegközépponténál ( $A_x$ ),
- függőleges irányú elmozdulása – az  $\ell$  távolság változása miatt – az asztallap szélei felé növekszik (6.15. ábra)



6.15. ábra. Körgerjesztésű vibroasztal rezgése

A rezgésjellemzők változása miatt, az asztallaphoz **rögzített sablonba helyezett beton** a középső keresztmetszetből – az egyre nagyobb tömegerők hatására – a sablonoldalak felé kezd áramlani. Ez a folyamat (különösen széles elemeknél) jól láthatóan jelentkezik a beton felszín változásában is, amit csak utólagos felületkiképzéssel lehet helyreállítani.

A **rögzítetlen sablonnal üzemelő vibroasztalok** mozgásjellemzőinek meghatározásakor (mind a kör-, mind az irányított gerjesztésnél) nehézséget jelent, hogy:

- a rögzítetlen sablon elválása, majd felütközése miatt – a harmonikus gerjesztés ellenére – a szerkezet mozgása még közelítésként sem tekinthető harmonikusnak;
- a sablon és az vibrátorasztal rugalmas és csillapítási jellemzői befolyásolják a mozgásjellemzőket, ugyanakkor ezek számszerű értékeit csak tapasztalati tényezők alapján lehet felvenni;
- a mozgásjellemzők a periódusidőn belül is változnak, a sablon elválási, felütközési és együttmozgási fázisainak megfelelően.

Az előzőek miatt, a tervezői gyakorlatban az ütverezgő vibroasztal gerjesztőerő igényét nem a lengéstanai modellre felírt mozgásegyenlet megoldásából, hanem az alábbi összefüggés felhasználásával határozzák meg:

$$F_{g \max} = (2,0 \dots 2,5) \cdot g \cdot m_{\delta v} \quad (6.12)$$

majd a vibrátorasztal üzemi próbái során állítják be az adott betonelem tömörítéséhez megfelelő értéket.

### 6.3.2.2. Alátámasztó rugók méretezése

A vibroasztalok támasztórugóinak méretezésekor ugyanazokat a szempontokat és irányértékeket kell figyelembe venni, mint a tömeget gerjesztő rostáknál (lásd: 3.2.5. fejezet), de azt is meg kell vizsgálni, hogy az asztallap terheletlen üzemben nem válik-e el a rugóktól. Az elválás elsősorban az egyedi vibrátorbakokból álló berendezéseknél fordulhat elő, mivel ezeknél – az eltérő tömegarányok miatt – jelentős különbség lehet a kétféle üzemmód rezgésjellemzői között. Az együttmozgás feltétele:

$$A_{\ddot{u}} \leq f_{st, \ddot{u}}, \quad \text{vagyis} \quad \frac{m_0 \cdot r_0}{m_a} \cdot \frac{\lambda_{\ddot{u}}^2}{\lambda_{\ddot{u}}^2 - 1} \leq \frac{m_a \cdot g}{s_e} \quad (6.13)$$

Ha a (6.13) alatti feltétel nem teljesül az asztallap minden mozgási periódusban elválka rugóktól, majd felütközik azokra. Ilyen esetben – az ütközéses üzemmód megakadályozása érdekében – előfeszített rugós támaszokat kell alkalmazni. Ezek 2 db (csavarorsóval előfeszített) olyan acél csavarrugóból állnak, melyek az üzemszerű terhelést a két rugó csatlakozási pontjáról kapják (6.16. ábra). Az így kialakított rugós támaszra jellemző, hogy:

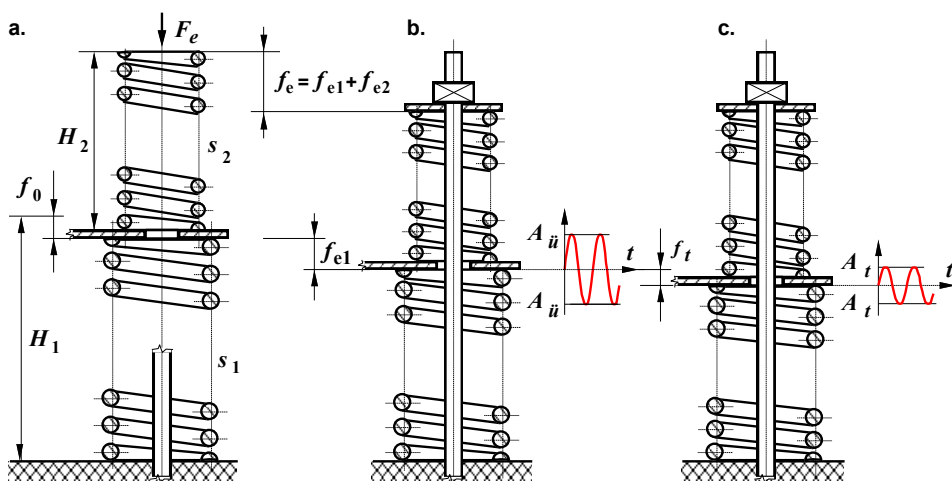
- az előfeszítéskor soros kapcsolásúak (a terhelő erő azonos, az összenyomódásuk a merevségükkel arányos);
- az üzemszerű terhelésük közben párhuzamos kapcsolásúak (a rugó-

végek elmozdulása azonos, az egyes rugókat terhelő erő a merevségükkel arányos).

Az előfeszítő erő kiszámításakor mind a terheletlen, mind a terheléses üzemmódhoz tartozó követelményeket meg kell vizsgálni, azaz:

$$\text{Terheletlen üzem (6.16/b. ábra): } f_{e1} \geq A_{\ddot{u}} - f_0 \text{ és } f_{e2} \geq A_{\ddot{u}} \quad (6.14)$$

$$\text{Terhelve (6.16/c. ábra): } f_{e2} \geq A_t + f_t \quad (6.15)$$



**6.16. ábra. Előfeszített rugalmas támasz**

a./ rugók előfeszítése, b./ terheletlen üzem, c./ terhelt üzemmód

#### 6.4. Rúdvrátórok

A rúdvrátórokot „merülő” vagy „belső” vrátórokknak is nevezik, mely elnevezések arra utalnak, hogy a betonba bmerítve használják azokat. Alkalmazási területük, ill. a mozgatósi módjuk alapján lehetnek:

- **Függesztett kivitelű** rúdvrátórokot a kivitelező építőiparban a beton műtárgyak helyszíni tömörítésére használják. Mozgatósi módjukra jellemző, hogy a rázófejet hajlékony függesztéken keresztül, rendszerint kézi mozgatóssal\*, közel függőleges helyzetben merítik be a betonba, majd az előírt tömörítési idő után kiemelik, és áthelyezik azt a következő tömörítési helyre. A kézi használati módból

\* Nagy tömegű beton tömörítésére gyártanak munkagépre (kotrógép, autódaru) függeszthető, 50 - 300 kg tömegű rázófejeket is.

következik, hogy:

- a gerjesztőegységet magába foglaló rázófej tömegét a kézi munkaeszközökre vonatkozó ergonómiai előírások korlátozzák, ezért annak tömege legfeljebb 10 kg lehet;
- a tömörítőfejhez csatlakozó hajlékony függesztékben helyezik el a gerjesztőegység hajtását szolgáló hajlékonytengelyt, ill. „belsőmotoros” kivitelnél a tápkábelt.
- A **vontatott kivitel** jellemző alkalmazási területe a betonfiniser, melynél a mélységi tömörítésre a terítőgéppel együttmozgó, a gép vázszerkezetéhez rugókkal kapcsolódó rúdvrátorokat használnak.

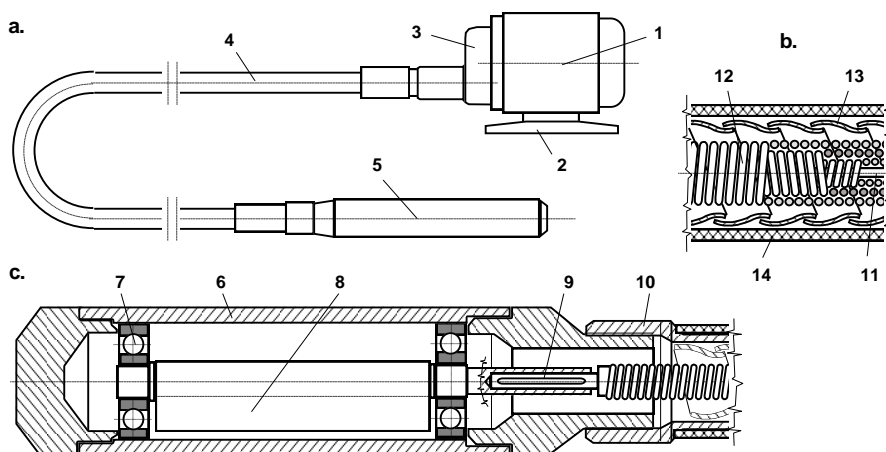
A rúdvrátorok gerjesztőerejét is többnyire – a többi vrátor típushoz hasonlóan – forgó excentrikus tömeg szolgáltatja. Rendszerint nagyfrekvenciás rezgést ( $f > 100$  Hz) végeznek, és a rázófej rezgésyorsulás amplitúdója is lényegesen nagyobb (gyakran 100 g fölötti), mint a többi vrációs tömörítőgépe. A magas frekvencia a megfelelő hatósugár biztosítása érdekében alakult ki, mivel az excenter méretei a rázófej méret- és tömegkorlátai miatt nem növelhetők tetszőleges mértékben, ezért a rezgésszámot kell nagyra választani.

#### 6.4.1. Rúdvrátorok szerkezeti változatai

A kézi mozgatású rúdvrátorok elektromos vagy pneumatikus hajtásúak lehetnek, míg a kotró- vagy rakodógépre függeszthető változataik többnyire hidraulikus hajtásúak, így ezek közvetlenül a munkagép hidraulikus rendszeréről üzemeltethetők.

Az **elektromos hajtású** rúdvrátoroknál a nagyfrekvenciás rezgést alapvetően háromféle módszerrel hozzák létre:

- a külső hajtású excenteres rázófejeknél normál hálózati frekvenciás ( $f_m = 50$  Hz) aszinkronmotor utáni gyorsító áttételű fogaskerék hajtóművel vagy közvetlenül, magas fordulatszámú ( $f_m = 200 - 250$  Hz) ún. „univerzális” villamos motorral;
- a belsőmotoros rúdvrátoroknál a rázófejben elhelyezett nagyfrekvenciás ( $f_m = 150, 200, 250$  Hz) elektromos motorral;
- a pörgettyűs rázófejeket normál hálózati frekvenciás ( $f_m = 50$  Hz) motorokkal hajtják, a magas rezgésszám ( $f_v = 220 - 350$  Hz) a rázófejben kialakított pályán legördülő excenter bolygómozgása révén alakul ki.



**6.17. ábra. Excenteres rúdvibrátor**

1. motor, 2. forgótalp, 3. gyorsító áttétel, 4. hajlékonytengely, 5. rázófej, 6. burkolócső, 7. csapágy, 8. excenter, 9. retesz, 10. menetes csatlakozó, 11. maghuzal, 12. rugalmas tengely, 13. gégecső, 14. védő gumitömlő.

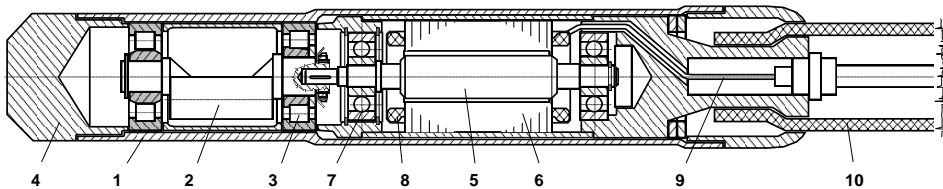
Az **excenteres rúdvibrátorok** (6.17/a. ábra) három szerkezeti részből állnak, a hajtóegységből (1, 3), a hajlékonytengelyből (4) és a cserélhető rúdrázófejekből (5). A régebbi változatoknál a fogaskerék áttétel növeli meg a motor névleges fordulatszámát, míg a korszerűbb, univerzális motorral hajtott rúdvibrátoroknál gyorsító áttételre nincs szükség.

A **hajlékonytengely** (6.17/b. ábra) szerkezetileg egy belső maghuzalra (11) csavarvonalon egymás köré szorosan felcsévélte acélhuzalokból (12) áll. A rugalmas tengely kellő merevségét az egyes rétegek ellenkező menetemelkedése, valamint a huzaltekercseket körbevevő gégecső (13) biztosítja, míg a külső sérülések ellen gumitömlő (14) védi. A hajlékonytengelyt csak a legkülső acélhuzal felcsévélésének irányában szabad forgatni. Ezért a helyes forgásirányt általában megjelölik a hajtóművön is, de a hajtóegységhez való csatlakozást (pl. racsnis tengelykapcsoló) is úgy alakítják ki, hogy az fordított forgásirány esetén ne adja át a nyomatékot.

A hajtóegységhez általában több, 35 - 80 mm átmérőjű, 400 - 600 mm hosszú rázófej (6.17/c. ábra) csatlakoztatható. A gerjesztőerőt a burkolócsőben (6) csapágyazott (7) excentrikus tömeg (8) szolgáltatja. A rázófej a hajlékonytengely burkolatához menetes csatlakozóval (10), a rugalmas tengelyhez pedig retesszel (9) kapcsolódnak.

A **belsőmotoros rúdvibrátorok** (6.18. ábra.) elnevezésüket a rázófej bel-

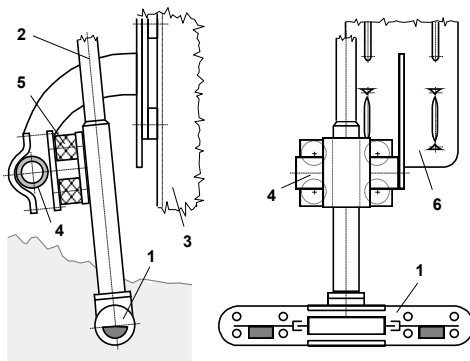
sejében elhelyezett nagy fordulatszámú motorról kapták. Motorként többnyire frekvencia-váltóról üzemeltetett, nagyfrekvenciás aszinkron motorokat (5, 6) alkalmaznak, de készítenek hidromotoros, és pneumatikus hajtású merülővibrátorokat is. A rázófejek excentrikus tömegei (2) rendszerint félkör keresztmetszetűek, mivel a kör keresztmetszetű excenter nagyobb hossz-igénye túlzottan megnövelné a vibrátorfej hosszát, és tömegét. A vibrátorfejet a védőtömlővel (10) ellátott tápvezetéknel (9) megfogva lehet mozgatni a tömörítendő betonban.



6.18. ábra. Belsőmotoros rúdvibrátor

1. rázófej burkolócső, 2. excenteres tengely, 3. excenter csapágy, 4. záróelem,
5. motortengely (forgórész), 6. motor állórész, 7. motor csapágy, 8. motor terkercsfej, 9. tápvezeték, 10. védőtömlő.

A belsőmotoros rúdvibrátorok alkalmazásának sajátos példája a **betonfiniser**, melyeknél – a nagy terítési rétegvastagság miatt – a beton mélységi tömörítésére a terítőgéppel együttmozgó rúdvibrátor-sort alkalmaznak. A finiserekbe beépített merülő vibrátorok között megtalálhatók a „hagyományos” függesztett kivitelű rúdvibrátorok, de e célra sajátos kialakítású rázófejeket (6.19. ábra) is kifejlesztettek.



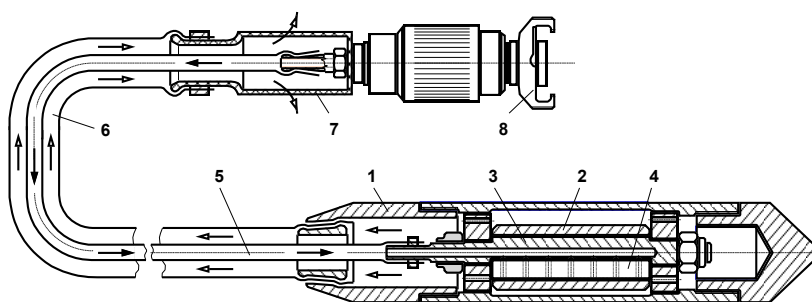
1. „T kivitelű” rázófej
2. tápkábel
3. betonfiniser
4. függesztő elem
5. gumirugó
6. helyzetállító lemez

6.19. ábra. Betonfiniserre függesztett rúdvibrátor

Az ábrán látható „T kivitelű” rázófej (1) előnye a „hagyományos” kialakításhoz képest, hogy – a gerjesztőerő iránya, ill. szimmetriája miatt – a rázófej betonba merülő része megközelítőleg hengerpalást rezgést végez, ami – azonos gerjesztőerőt feltételezve – kedvezőbb tömörítő hatást ered-

ményez. A vibrátor-sor gumirugókon (5) keresztül csatlakozik a felfüggesztő elemhez (3). Ezek helyzetét (a terítendő rétegvastagságnak megfelelően) finiser vázához rögzített felfogó lemezzel (6) lehet beállítani.

A **pneumatikus** rúdvibrátorok (6.20. ábra) működési elve, és szerkezeti kialakítása hasonló a pneumatikus vibromotorokéhoz (6.7. ábra), eltérés csak a vibrátorház alakjában és a „fáradt levegő” kivezetésben van közöttük. Az elhasznált levegő ugyanis nem közvetlenül jut ki a légtérbe, hanem azt a rázófej függesztékeként kialakított – a nagynyomású tápvezeték (6) körbevevő – levegőtömlő (7) végén elhelyezett légszűrőn (8) keresztül. A levegőszűrőnek az áramlási zajok csökkentésében is jelentős szerepe van, ezért a pneumatikus rúdvibrátorok zajszintje lényegesen alacsonyabb, mint a légüzemű vibromotoroké.



6.20. ábra. Pneumatikus rúdvibrátor

1. vibrátorház, 2. gerjesztő tömeg, 3. tengely, légbevezető furattal, 4. nyomóter leválasztó lamella, 5. belső tömlő, 6. külső tömlő, 7. légszűrő, 8. csatlakozó.

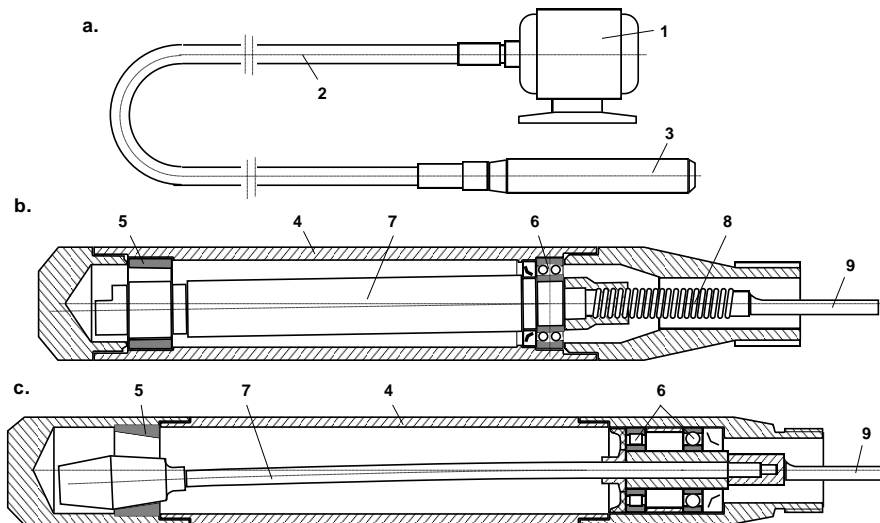
A **pörgettyús rázófejek** (6.21. ábra.) hajlékonytengelyen keresztül, közvetlenül a motor (1) tengelyéről kapják a hajtásukat. Az itt alkalmazott hajlékonytengelyek (3) szerkezetileg hasonlóak az excenteres rázófejeknél használtakkal, de alacsonyabb fordulatszámuk miatt a felcsévelt acélhuzalok átmérője kisebbek, vagy számuk kevesebb. A pörgettyús rázófejek a legördülő pálya kialakítása szerint külső- vagy belső pályások lehetnek. A külső pályás rázófejeknél (6.21. ábra) az excenter (7) külső felülete gördül le a burkolócső (4) belső palástján kialakított futópályán (5), míg a viszonylag ritkán alkalmazott belső pályás típusnál az excenterbe benyúló csap körül forog a gerjesztő tömeg.

Mivel az excenter csak akkor szolgáltat gerjesztőerőt, ha a pálya és az azon legördülő test átmérője nem azonosak, a pörgettyű a saját tengely körüli forgás mellett kúpmozgást is végez. Az ehhez szükséges szögeltérés



biztosítására többféle megoldást alkalmaznak:

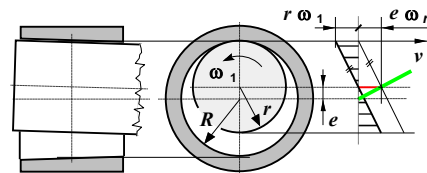
- A meghajtó tengely egy merev és egy – a hajlékonytengelyben is alkalmazott – rugalmas tengely darabból (8) készül (6.21/b. ábra).
- A 6.21/c. ábrán látható rázófejnél a pörgettyűtengely rugalmas deformációja biztosítja a lehajlást.



**6.21. ábra. Pörgettyűs rúdvrátorok hajtása és a rázófej kialakítása**

1. motor, 2. hajlékony tengely, 3. rázófej, 4. burkolat, 5. legördülópálya, 6. csapágy, 7. pörgettyűtengely, 8. rugalmas tengely, 9. hajlékonytengely csatlakozó.

A pörgettyűs rázófejek magas rezgésszáma a pörgettyű legördülések kialakuló bolygómozgás révén jön létre. Csúszás nélküli legördülést feltételezve, a sebességábrából (6.22. ábra) felírható, hogy:  $r \cdot \omega_1 \equiv e \cdot \omega_r$ , melyből a rázófej rezgésének szögsebessége:



**6.22. ábra. Pörgettyűs rázófej rezgésszáma**

$$\omega_r = \omega_1 \cdot \frac{r}{R - r} \quad (6.16)$$

A pörgettyű (8) külső végén rendszerint egy bemarkás vagy felöntés található, melynek feladata, hogy az excentert kismértékben kiegyensúlyozatlanná tegye, és ezzel – a vibrátor indításakor – megkönnyítse az excenter üzemi helyzetének felvételét.

A különböző típusú és gyártmányú rúdvrátorok legfontosabb műszaki jellemzőit\* a 6.5. táblázat tartalmazza.

**6.5. táblázat: Rúdvrátorok műszaki adatai**

Gyártó	Típus	$D_v$ [mm]	$F_g$ [kN]	$f$ [Hz]		$m$ [kg]
				motor	gerjesztés	
ÉPGÉP	excenteres (gyorsító áttétellel)	38	0,75	50	120	4,0
		...	...			...
		78	4,5			9,0
TREMIX	excenteres (univerzális motorral)	25	0,9	230		2,1
		...	...	...		...
		58	6,6	190		7,7
RAVI	pörgettyűs	28	0,9	50	280	1,5
		...	...		...	...
		72	7,0		210	7,5
ÉPGÉP	pörgettyűs	30	1,0	50	330	2,3
		40	2,0		250	4,1
		55	5,0		200	6,6
Lievers	belsőmotoros	35	2,0	200		3,2
		...	...			...
		65	6,1			9,3*

## 6.4.2. Rúdvrátorok méretezése

### 6.4.2.1. Rúdvrátorok mozgásjellemzői

A rúdvrátorok rezgésjellemzőit és annak eloszlását a rázófej műszaki jellemzőin és a tömörítendő anyag tulajdonságain kívül a rázófej felfüggesztésének módja is befolyásolja. A felfüggesztés egyrészt a saját tömege, másrészt a merevsége révén hat a rezgésjellemzőkre, ugyanis

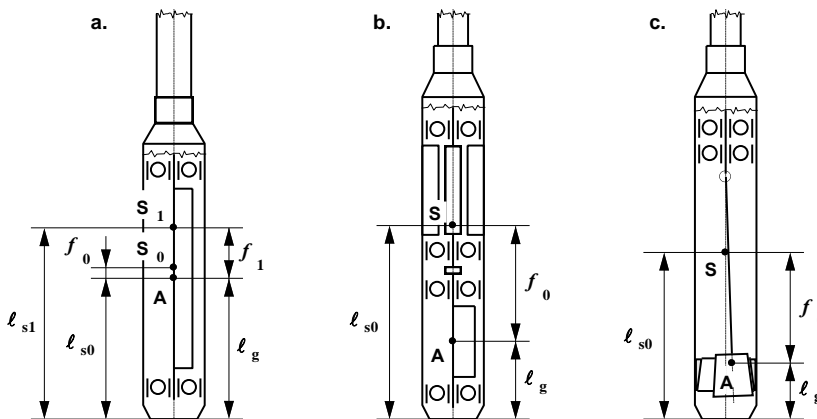
- A függesztett, kézi mozgató rúzófejekkel függőleges vagy közel függőleges helyzetben végzik a beton tömörítését. A függeszték (hajlékonytengely vagy tápkábel) tömege a rázófejéhez képest nem elhanyagolható, ezért annak a fejjel együttmozgó részét a rezgésjellemzők meghatározásakor is figyelembe kell venni.

\* Jelölés:  $D_v$  – rázófej átmérője;  $F_g$  –gerjesztőerő;  $f$  – a motor és a gerjesztés frekvenciája;  $m$  – rázófej tömege.

- A függesztett, gépi mozgatású rúdvrátoroknál a fej tömege (50 - 300 kg) nagyságrendekkel nagyobb a függesztékénél (pl. sodronykötél), ezért annak sem a tömege, sem a merevsége nem befolyásolja a lényegesen a tömörítőeszköz rezgésjellemzőit.

A rúdvrátorok mozgásegyenletének felírása előtt vizsgáljuk meg, hogy a leggyakrabban alkalmazott kézi mozgatású rázófejeknél milyen rezgés-kép alakul ki. A rezgéseloszlás szempontjából a szakirodalom megkülönbözteti a rázófej tengelyével párhuzamos, ún. „hengerpalást rezgést”, és a fej palástja mentén változó elmozdulást végző „kúpvezgést”. Ez utóbbit a gerjesztőerő nyomatéka okozza, így abban meghatározó szerepe van a gerjesztőerő támadáspontja és a rázófej tömegközéppontja közti távolságnak. Ilyen szempontból a rázófejek alaptípusaira jellemző, hogy:

- A belsőmotoros (6.23/b. ábra) és a pörgettyűs (6.23/c. ábra) rázófejek – szerkezeti kialakításukból és tömegeloszlásukból adódóan – mindig „kúpvezgésűek”.
- Az excenteres rázófejeknél (6.23/a. ábra) – ha csak annak a tömegeloszlását vizsgáljuk – szerkezetiileg még megoldható, hogy a gerjesztőerő megközelítőleg a tömegközéppontban (ábrán: „ $S_0$ ” pont) hasson. A rázófejjel együttrezegő hajlékony tengely tömege miatt azonban, a közös tömegközéppont (ábrán: „ $S_1$ ” pont) a hajlékony tengely irányába eltolódik, ezért ezek a rázófejek is többnyire „kúpvezgés” végeznek.



6.23. ábra. A különböző típusú rúdvrátorok tömegeloszlása

Az előzőekben leírtak szerint a kézi mozgatású, rúdvrátorok mindhárom alaptípusa „kúpvezgés” végez, részben a fej tömegeloszlása, másrészt a hajlékony függeszték számottevő tömege miatt. „Hengerpalást rezgés”

csak azoknál a munkagépre függeszthető rázófejeknél jöhet létre, mivel ezeknél a függeszték tömege a vibrátorfejhez képest elhanyagolható.

A kézi mozgatású rúdvrátórok lengéstanii modellezéséhez vezessük be az alábbi egyszerűsítő feltételeket:

- A rázófej nyugalmi hossztengele függőleges, vagyis tömegközéppontja a rázófej geometriai tengelyvonalára esik. (A valóságban a tömegközéppont a tengelyvonalra merőleges irányban a rázófej és az excenter tömeg-arányaitól függően kismértékben eltolódik.)
- A függeszték hajlítási merevsége elhanyagolható.
- A rázófej súlyerejét a vibrátor megfogása (kezelő) veszi fel.
- A tömegközéppont körüli szögelfordulás ( $\delta$ ) értéke a gyakorlatban szokásos értéknek megfelelően  $10^{-3}$  rad nagyságrendű, ezért a rendszerben ható erők függőleges irányú komponensei elhanyagolhatók.
- A vibrátorfejhez tapadó, azzal együtt rezgő beton tömege a tömörítés közben nem változik.

Az előzőekben részletezett egyszerűsítő feltételek bevezetésével a vibrátorfej, a gerjesztőerővel együttforgó  $x - y$  koordináta rendszerben két-szabadságfokú rendszerként modellezhető. A 6.24. ábrán bemutatott lengéstanii modellek megfelelően, a rázófejre ható **vízszintes irányú erők egyensúlyi egyenlete:**

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot \dot{x}_1 + s \cdot x_1 = m_0 r_0 \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t \quad (6.17)$$

ahol:  $m$  – az összes rezgő tömeg,  $m = m_v + m_b$ ;

$m_v$  – a rázófej és az együttrezgő függeszték tömege, [kg];

$m_b$  – a rázófejjel együttrezgő beton tömege, [kg];

$$m_b = (0,2 - 0,4) \cdot m_v \cdot B/L;$$

$k$  – a beton csillapítási tényezője,  $k = B \cdot D \cdot k_0$ , [Nm/s]

$B$  – a tömörített betonréteg magassága [m],

$D$  – a rázófej átmérője [m],

$k_0$  – a beton fajlagos (egységnyi felületre vonatkozó) csillapítási tényezője, a beton konzisztenciájától függően:

$$k_0 = (2 - 7) \cdot 10^4 \text{ Ns/m}^3;$$

$s$  – a beton rugómerevsége [N/m],  $s = s_0 \cdot B \cdot D/R$ ,

$s_0$  – a beton fajlagos (egységnyi tömörítési távolságra vonat-

kozó) rugómerevsége, a beton konzisztenciájától függően:

$$s_0 = (2 - 12) \cdot 10^4 \text{ N/m}^2;$$

$R$  – a rúd vibrátor hatósugara [m];

$m_0 r_0$  – a gerjesztő tömeg eredő tömegnyomatéka [kgm].

A tömegközépponton átmenő „z” tengelyre felírt **nyomatéki egyensúlyi egyenlet**:

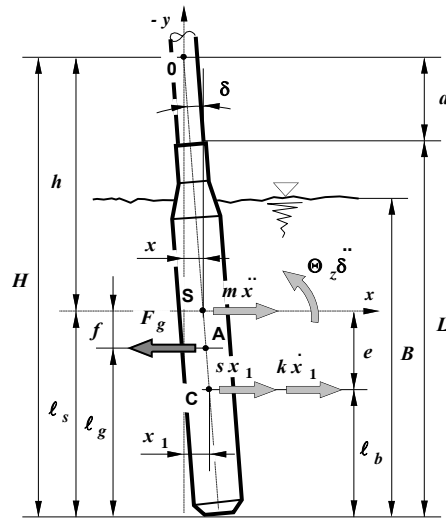
$$\Theta_z \cdot \ddot{\delta} + k \cdot \dot{x}_1 \cdot e + s \cdot x_1 \cdot e = f \cdot m_0 r_0 \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t \quad (6.18)$$

ahol:  $\Theta_z$  – a rezgő tömeg tehetetlenségi nyomatéka az „S” tömegközépponton átmenő (az  $x - y$  síkra merőleges)  $z$  tengelyre [kgm<sup>2</sup>];

$x_1$  – elmozdulás, a beton ellenállás hatásvonalában [m];

$e$  – beton ellenállásából származó erők karja [m];

$f$  – a gerjesztőerő karja [m].



6.24. ábra. Lengéstani modell

Az excenteres és a belsőmotoros vibrátoroknál alkalmazott excentrikus tömegek keresztmetszete és excentricitása állandó, ezért **gerjesztőerejük** a centrifugális erő képletéből számítható. A pörgettyűs rázófejeknél a gerjesztő tömeg excentricitása a hossza mentén változik (a csapágnál:  $e = 0$ , a tömeg végén:  $e = e_{max}$ ), ezért az eredő gerjesztőerő értéke, és támadáspontjának helye ( $l_g$ ) az excenter alakjától függ. A leggyakrabban használt állandó keresztmetszetű hengeres excenternél (6.25. ábra) a gerjesztőerő lineárisan változik, így az eredője:

$$F_g = m_0 \cdot e \cdot \omega_r^2 / 2 \quad (6.19)$$

ahol:  $m_0$  – az excenter tömege [kg];

$e$  – a legördülő pálya excentricitása (lásd: 6.22. ábra) [m];

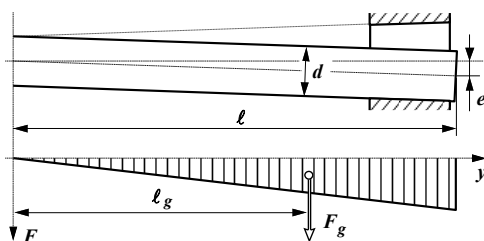
$\omega_r$  – a rezgés szögsebessége, a (6.16) kifejezés szerint [1/s];

A (6.19) kifejezésnek megfelelően az excenter eredő tömegnyomatéka:

$$m_0 \cdot r_0 = m_0 \cdot e / 2, \quad (6.20)$$

az eredő erő támadáspontja, a gerjesztőerő változásának megfelelően:

$$l_g = 2/3 \cdot l \quad (6.21)$$



6.25. ábra. Pörgettyűs rázófej gerjesztőereje

A tömegközépponttól  $e$  távolságban lévő „C” pont elmozdulása:

$$x_1 = x + e \cdot t g \delta \quad (6.22)$$

Mivel a gyakorlatban  $\delta \cong 10^{-3}$  rad, közelítésként felvehető, hogy:

$$x_1 = x + e \cdot \delta \quad (6.23)$$

A fenti kifejezést, és deriváltját az egyensúlyi egyenletekbe behelyettesítve a rázófej mozgását leíró differenciálegyenlet-rendszer:

$$\left. \begin{aligned} m \cdot \ddot{x} + k \cdot \dot{x} + s \cdot x + k \cdot e \cdot \dot{\delta} + s \cdot e \cdot \delta &= m_0 r_0 \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t \\ \Theta_z \cdot \ddot{\delta} + k \cdot e^2 \cdot \dot{\delta} + s \cdot e^2 \cdot \delta + k \cdot e \cdot \dot{x} + s \cdot e \cdot x &= f \cdot m_0 r_0 \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t \end{aligned} \right\} \quad (6.24)$$

A (6.24) megoldásakor gondot okoz, hogy annak egyes, látszólag konstans tényezői ( $m$ ,  $\Theta_z$ ,  $f$ ,  $e$ ) a rezgésjellemzőktől ( $x$ ,  $\delta$ ) is függenek. Azaz a differenciálegyenlet-rendszerünk **nem-lineáris**, ezért megoldása zárt alakban nem írható fel. A megoldásához szükséges iterációs eljárást két lépésben célszerű elvégezni. Először feltételezzük, hogy a rázófej levegőben üzemel, majd az erre kiszámított eredmények felhasználásával határozzuk meg a betonba merülő rázófej jellemzőit.

**Levegőben üzemelő rúdvrátornál**  $k = 0$  és  $s = 0$ , ezért az egyenletrendszerünk két, egymástól független egyismeretlenes, hiányos másodrendű differenciálegyenletté módosul:

$$\left. \begin{aligned} m \cdot \ddot{x} &= m_0 r_0 \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t \\ \Theta_z \cdot \ddot{\delta} &= f \cdot m_0 r_0 \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t \end{aligned} \right\} \quad (6.25)$$

melyek megoldásaként a tömegközéppont rezgéskitérés- és szögelfordulás amplitúdója a következő alakban írható fel:

$$A_0 = \frac{m_0 r_0}{m_v}; \quad \text{és} \quad \delta_0 = \frac{f \cdot m_0 r_0}{\Theta_z}; \quad (6.26)$$

A rezgésjellemzők értékeinek számszerű meghatározásakor változatlanul problémát jelent, hogy a számítás ezen fázisában még ismeretlen a rázófejjel együttrezgő hajlékony tengely szakasz hossza ( $a$ ). Ezért első közelítésben célszerű felvenni, hogy  $a = 0$ , majd az így kiszámított  $A_0$  és  $\delta_0$  ismeretében meghatározható a rezgéskúp csúcspontjának azon elméleti távolsága ( $h_0$ ), ahol a rezgéskitérés amplitúdó zérus, vagyis:

$$0 = A_0 - h_0 \cdot \delta_0 \Rightarrow h_0 = A_0 / \delta_0 \quad (6.27)$$

A  $h_0$  kiszámítását követően meg kell vizsgálni, hogy a rezgéskúp csúcspontja a rúdvrátór mely szakaszára esik:

- ha:  $h_0 + \ell_s \leq L$  – a rezgéskúp csúcspontja a rázófejre, ill. a hajlékony tengely merev csatlakozó részére esik, ezért a felvett  $a = 0$  feltétel teljesül.
- ha:  $h_0 + \ell_s > L$  – a csúcspont a hajlékony tengelyre kerül, ezért a számítást meg kell ismételni a fejjel együttmozgó hajlékony tengely szakasz tömegének figyelembevételével ( $a > 0$ ,  $m' > m$ ,  $\Theta'_z > \Theta_z$ ,  $f' > f$ ), majd az „ $a$ ” fokozatos közelítésével a számítást a következő feltétel teljesüléséig kell folytatni:

$$h_0 + \ell_s \cong L + a \quad (6.28)$$

**A betonba merített rúdvrátóra** vonatkozó nem-lineáris differenciálegyenlet-rendszer (6.28) megoldásakor – első közelítésben – feltételezzük, hogy a „rezgéskúp csúcspontjának helye” a levegőben üzemelő rázófejnél kiszámított értékhez képest nem változik meg. A betonellenállás hatására ugyanis mind az  $x$ , mind a  $\delta$  értéke csökken, ezért a  $h_0$  képletében (6.24) szereplő hányados értéke csak kismértékben változik.

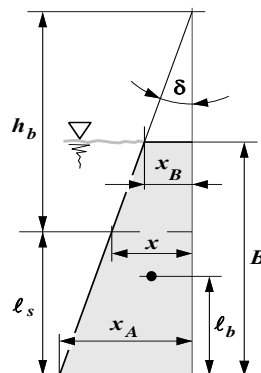
A mozgásegyenletek felírásakor felvett kiindulási feltételeknek megfelelően a betonban rezgő rázófejre ható csillapítóerő a rezgés sebességével, a rugóerő pedig a kitéréssel arányos, így a beton ellenállásból származó mindkét erő az elmozdulás-amplitúdó eloszlásától függő, megoszló terhelés eredőjeként értelmezhető. Az eredő erők támadáspontjának helye a trapéz alakú megoszló terhelés súlypontjában van, amely a 6.26. ábra jelöléseinek megfelelően:

$$\ell_b = \frac{B}{3} \cdot \frac{3 \cdot (h_b + \ell_s) - 2 \cdot B}{2 \cdot (h_b + \ell_s) - B} \quad (6.29)$$

ahol:  $B$  – a tömörített beton rétegvastagsága [m];

$h_b$  – a rezgékúp csúcspontjának távolsága a tömegközépponttól;

$\ell_s$  – a tömegközéppont távolsága a fej alsó végétől.



6.26. ábra. Az eredő ellenállás helye

Az előzőek felhasználásával a (6.24) egyenletrendszerben szereplő tényezők számszerű értéke meghatározható, így az már lineáris differenciálegyenlet-rendszerként kezelhető. Ennek megoldását a következő alakban keresve:

$$\left. \begin{aligned} x_b &= A_b \cdot \cos(\omega t - \varphi_x) \\ \delta_b &= \delta_{0b} \cdot \cos(\omega t - \varphi_\delta) \end{aligned} \right\} \quad (6.30)$$

a tömegközéppont rezgéskitérés amplitúdója ( $A_b$ ), a tömegközéppont körüli szögelfordulás maximális értéke ( $\delta_{0b}$ ), valamint az azokhoz tartozó fázisszögek értékei ( $\varphi_x$ ,  $\varphi_\delta$ ) meghatározhatók.

Mivel a betonban üzemelő rúdvrátör rezgésjellemzőinek meghatározásához felvettük, hogy a „rezgékúp csúcspontjának helye” nem változik (azaz  $h_b = h_0$ ), az eredmények kiszámítása után, a (6.27) kifejezés felhasználásával le kell ellenőrizni a feltétel teljesülését, és ha az számottevően eltér az előzetesen felvett értéktől, a rázófejjel együttmozgó hajlékonytengely-szakasz hosszának, ill. a betonellenállás támadáspontjának módosításával a mozgásegyenlet megoldását meg kell ismételni.

A kúpvezgésnek megfelelően a rúdvrátör maximális rezgéskitérés amplitúdója a rázófej alsó végén alakul ki, értéke:

$$x_{max} = x_b + \ell_s \cdot \delta_b \quad (6.31)$$

#### 6.4.2.2. Rúdvrátörök hajtásának teljesítményigénye

A rúdvrátörök hajtásának teljesítményigénye – a vibrációs rostáknál leírtakhoz (3.2.4. fejezet) hasonlóan – két részből áll, a rezgés fenntartásához és a súrlódási veszteségek pótlásához szükséges összetevőkből:



$$P = \frac{P_h + P_s}{\eta_{mech}} \quad (6.32)$$

A hasznos vagy **tömörítési teljesítmény** ( $P_h$ ) a beton csillapítása által fel-emésztett munka pótlására szolgál, értéke a vibrációs rostáknál tárgyalt levezetésnek megfelelően, az alábbiak szerint számítható:

$$P_h = F_g \cdot A_B \cdot \omega \cdot \sin \varphi_x \quad (6.33)$$

ahol:  $F_g$  – a rázófej eredő gerjesztőereje [N];

$A_B$  – a rázófej betonba merülő részének átlagos útamplitúdója [m];

$\omega$  – a rezgés szögsebessége [1/s];

$\varphi_x$  – a rezgés kitérés fázisszöge [°].

A rázófej betonba merülő részének átlagos elmozdulása ( $A_B$ ) a 6.26. ábrán alkalmazott jelöléseknek megfelelően:

$$A_B = \frac{x_A + x_B}{2} = A_b \cdot \frac{\ell_s + h_b + B/2}{h_b} \quad (6.34)$$

A **súrlódási veszteségek** pótlásához szükséges teljesítmény szükségletet az excenteres, és a belsőmotoros rúd vibrátoroknál, a vibrációs osztályozógépeknél leírtak szerint lehet kiszámítani. A pörgettyűs rázófejeknél a belső veszteségeket két részre kell bontani, mivel a csapágynál csapsúrlódási ellenállás, a legördülő pályán pedig gördülő ellenállás lép fel:

$$P_s = \frac{\mu \cdot F_{g1} \cdot d \cdot \omega_1}{2} + f \cdot F_{g2} \cdot \omega_2 \quad (6.35)$$

ahol:  $F_{g1}$  – a gördülőcsapágyra jutó gerjesztőerő [N];

$\mu$  – a csapágy súrlódási tényezője,  $\mu = 0,003 - 0,005$ ;

$d$  – a csapágy középátmérője [m];

$\omega_1$  – a pörgettyű hajtásának szögsebessége [1/s];

$F_{g2}$  – a legördülő pályát terhelő gerjesztőerő [N];

$\omega_r$  – a rezgés szögsebessége (lásd: 6.16. összefüggés) [1/s];

$f$  – a gördülő ellenállás karja [m],  $f = (1,6 - 1,8) \cdot 10^{-4} m$ .

A támaszokra ható reakcióerők ( $F_{g1}$ ,  $F_{g2}$ ) értékei az eredő gerjesztőerő nagysága (6.19) és támadáspontja (6.21) ismeretében számítható ki.

A hajtási lánc egyéb veszteségei közül az excenteres és a pörgettyűs rúd-vibrátoroknál alkalmazott hajlékony tengely súrlódási veszteségeinek van jelentősége. Értékét az alábbi határfok adatokkal lehet figyelembevenni:

- excenteres rúd-vibrátoroknál:  $\eta_{mech} = 0,8 - 0,85$ ;
- pörgettyűs rúd-vibrátoroknál:  $\eta_{mech} = 0,85 - 0,9$ .

### 6.4.2.3. Rúd-vibrátorok teljesítőképessége

A rúd-vibrátor elméleti teljesítőképessége (azaz az időegység alatt betömöríthető betonmennyiség) függ a rúd-vibrátor hatósugarától, a bemejtési mélységtől, a tömörítés időtartamától, valamint a bemejtési helyek kiosztásától, melynek megfelelően:

$$Q = k \cdot R^2 \cdot \frac{3600}{t_1 + t_2}, \quad [\text{m}^3/\text{óra}] \quad (6.36)$$

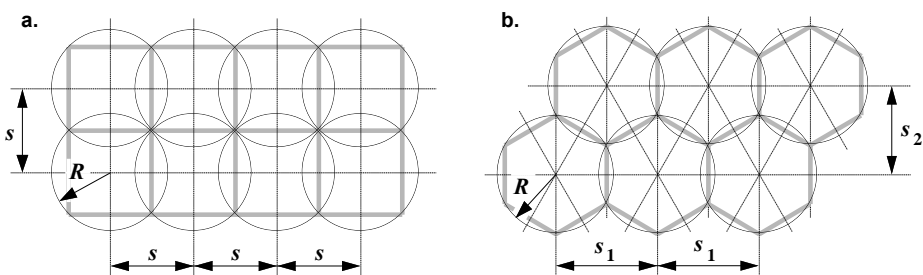
ahol:  $R$  – a rázófej átlagos hatósugara [m];

$B$  – a bemejtési mélység [m];

$k$  – a bemejtési helyek kiosztásától függő tényező;

$t_1$  – a tömörítési idő [s],  $t_1 = (10 - 60)$  s;

$t_2$  – a rázófej áthelyezésének időtartama [s],  $t_2 = (15 - 20)$  s.



6.27. ábra. Rúd-vibrátoros tömörítés elrendezési változatai

A rázófej bemejtési helyeinek kiosztása szempontjából kétféle megoldást alkalmaznak:

- Négyzet elrendezésnél (6.27/a. ábra) bemejtési távolság a két irányban azonos, értéke:

$$s = \sqrt{2} \cdot R,$$

ezért a kiosztástól függő tényező ezért  $k = 2$ ;

- Háromszög elrendezéshez (6.27/b. ábra) a két irányban a bemejtés

kiosztása eltérő:

$$s_1 = \sqrt{3} \cdot R \quad \text{és} \quad s_2 = 1,5 \cdot R,$$

ami a vibrátor kezelőjétől nagyobb odafigyelést igényel, de – a hatósugarak kisebb átfedése miatt – nagyobb lesz a rázófej teljesítőképessége, mivel a bemerítési helyek kiosztásától függő tényező értéke:  $k = 2,6$ .

#### 6.4.2.4. Egyéb méretezési szempontok

A rúdvrátorok méretezésekor kiinduló adatként általában, a hajtóegységről működtetett rázófejek külső átmérőit adják meg. Ez a jellemző – a kézi mozgatáshoz kapcsolódó követelmények, ill. a gyakorlatban jól bevált szerkezeti- és tömegarányok miatt – egyúttal meghatározza a rázófej tömegét is. Különböző típusú, és gyártmányú rúdvrátorok adatainak matematikai statisztikai elemzése alapján a rázófej tömege ( $m$  [kg]) és átmérője ( $D$  [mm]) közti kapcsolat az alábbi összefüggéssel írható le:

$$m = (0,0113 - 0,0155) \cdot \sqrt{D^3} \quad (6.37)$$

A rázófejek hosszát a tömörítendő betonréteg vastagsága, a rúdvrátor típusa, valamint a kézi munkavégzés követelményei határozzák meg, így:

- a rázófejek hossza:  $L = 300 - 600$  mm, mely tartományon belül a kisebb értékek az excenteres, a nagyobbak a belsőmotoros rúdvrátorokhoz tartoznak;
- a rázófejjel tömöríthető rétegvastagságot a rázófej hosszától függően szokás megadni, eszerint általában:  $B = (0,7 - 0,9) \cdot L$ .

A rúdvrátorok „kúprezgéséből” következik, hogy a rázófej hossztengele mentén a hatósugár is változik. Ezért a rúdvrátorok hatósugarát a betonba merített hosszának felére vonatkozó értékkel jellemzik, mellyel kapcsolatos követelmény, hogy

$$R \geq 8 \cdot D \quad (6.38)$$

A tömegnyomaték-igény előzetes meghatározásakor a rezgésterjedésre vonatkozó összefüggésből (6.4) lehet kiindulni, feltételezve, hogy

- a tömörítés szempontjából a legkedvezőtlenebb minőségű betont kell bedolgozni;
- a vibrátorfejjel együttrezgő beton tömege:  $m_b = 0,3 \cdot m_v$ ;
- a „hatósugár képletből” számított rezgéskitérés ( $A_v$ ) a bemerítési

mélység felére vonatkozik;

- a betonellenállás csillapító hatása – a terheletlen üzemmódhoz képest ( $A_0$ ) – megközelítőleg 20% rezgéskitérés-csökkenést okoz.

Mindezek figyelembevételével, a (6.26) kifejezés felhasználásával a tömegnyomaték előzetes értéke a következők szerint vehető fel:

$$A_v \equiv A_b = 0,8 \cdot \frac{m_0 r_0}{1,3 \cdot m_v} \Rightarrow m_0 r_0 \cong 1,63 \cdot A_v \cdot m_v \quad (6.39)$$

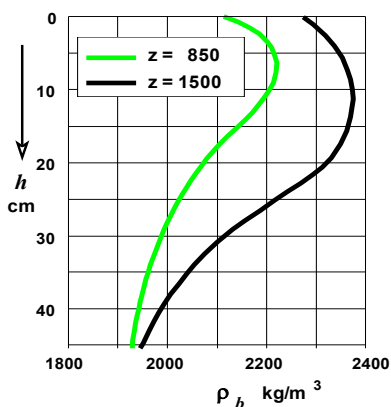
## 6.5. Felületi vibrátorok

A felületi vibrátorok – elnevezésüknek megfelelően – a beton felszínén haladva fejtik ki tömörítő hatásukat. A haladó mozgás biztosítása alapvetően kétféle módszerrel lehetséges, kézi irányítással vagy gépi mozgással. Az első megoldás főleg a kivitelező építőiparban használt berendezésekre jellemző, míg a másikat a betonútépítésnél és egyes előregyártási technológiáknál alkalmazzák.

A felületi betontömörítő eszközök kedvező tömörítési hatékonysága a következőkkel magyarázható:

- a rezgést közvetlenül adják át a betonnak,
- a berendezés súlyereje is segíti a tömörítést,
- a gerjesztőerő nagyobb hányada fordítódik a beton tömörítésére, mint például a vibrátorasztaloknál.

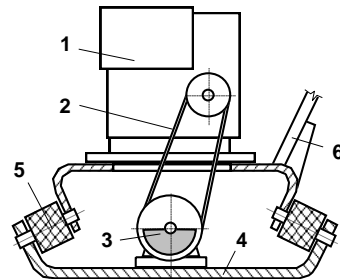
A nagyobb tömörítő hatáshoz hozzájárulhatnak a tömörítendő beton alsó határfelületéről visszaverődő rezgéshullámok is, de ezek – kedvezőtlen esetben – csökkenthetik is a tömörítés hatékonyságát. A vibrolapok haladási sebességét (ill. járatszámát) az a feltétel határozza meg, hogy a lap haladási irányú méretének áthaladása közben a betont kellő számú impulzus érje. A 6.28. ábrán lévő diagram a tömörség változását mutatja az impulzusszám ( $z$ ) és a felszíntől való távolság ( $h$ ) függvényében.



6.28. ábra. Az ütőszám és a tömörség kapcsolata

A megfelelő tömörséghez szükséges minimális impulzusszám  $\sim 1500$ , de értéke függ a beton minőségétől, és a tömörítendő beton alatti réteg merevségi és csillapítási jellemzőitől is.

Az **önjáró, körgerjesztésű vibrolapok** gerjesztőműveként vagy elektromos vibromotort vagy belsőégésű motorról (1) ékszíjjal (2) meghajtott, egytengelyes gerjesztőegységet (3) alkalmaznak (6.29. ábra). A hajtás és a gépkezelő rezgésterhelésének csökkentése érdekében a motort és az irányítókart (6) tartalmazó felső vázszerkezet rezgés csillapító gumirugókon (5) keresztül kapcsolódik a betonfelületen mozgó vibrált laphoz (4).



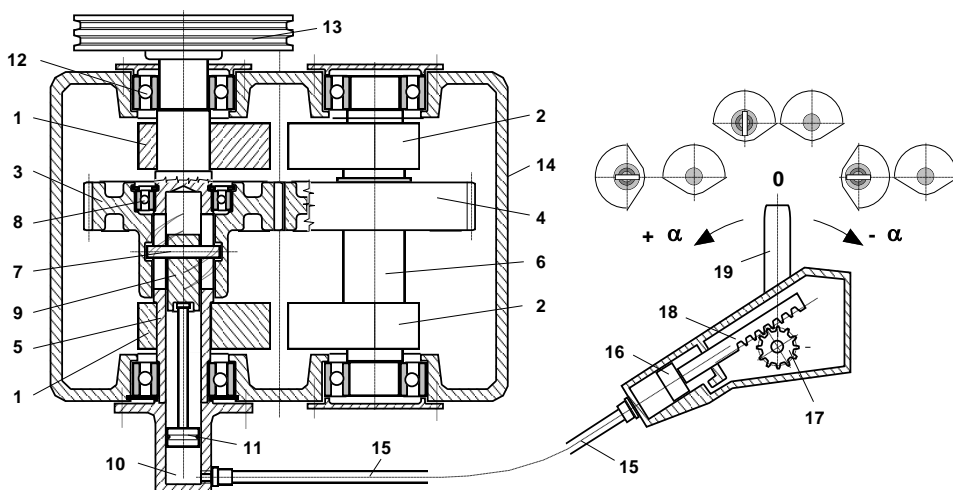
6.29. ábra. Körgerjesztésű tömörítőlap

A vibrolapok haladó mozgása a vibrációs rosták „mikrodobásos” szállítási módjához hasonló elven történik. Az 1 g-nél nagyobb rezgés gyorsulás amplitúdó hatására ugyanis a vibrolap időszakosan elválik a felülettől, majd a pillanatnyi sebességének megfelelően mozog előre. A körgerjesztésű vibrolapok irányváltásához a gerjesztő tömeg forgásirányát kell megváltoztatni, ami az elektromos hajtású gépeknél egy egyszerű villamos kapcsolóval megoldható, míg a belsőégésű motorral hajtott berendezéseknél irányváltó tengelykapcsolót kell a hajtási láncba beépíteni.

Az **irányított gerjesztésű vibrolapoknál** két egymással szemben forgó excenteres tömeg – a vibrációs rostáknál leírt módon (3.14. ábra) – egyenesvonalú gerjesztést hoz létre. A berendezés haladási irányát a gerjesztőerő irányítási szöge ( $\alpha$ ) határozza meg, míg a haladási sebessége az irányítási szög mellett a gerjesztőerő értékétől is függ. A haladási irány megváltoztatása vagy a gerjesztőmű helyzetének módosításával (ehhez az egész gerjesztőegységet kell egy csap körüli átbillenteni), vagy a két gerjesztő tömeg egymáshoz viszonyított helyzetének megváltoztatásával végezhető el (6.30. ábra). A kétféle változat közül egyre több gyártó cég alkalmazza az utóbbi megoldást.

A 6.30. ábrán bemutatott gerjesztőegységnél a két tengely excentereinek egymáshoz viszonyított szöghelyzetét lehet módosítani, a behajtás oldali excenter (1) elforgatásával. Ezt az teszi lehetővé, hogy ezen a tengelyen (5) elhelyezett szinkronizáló fogaskerék (3) nincs mereven rögzítve, a nyomatékot egy tengelyirányban elmozdulni képes vezetőcsap (7) viszi át. A felülnézeti ábra a vezetőcsap középső állásához tartozó „0” helyzetet

mutatja, amikor a berendezés függőleges síkban irányított rezgést végez, vagyis egyik irányban sem mozog előre.



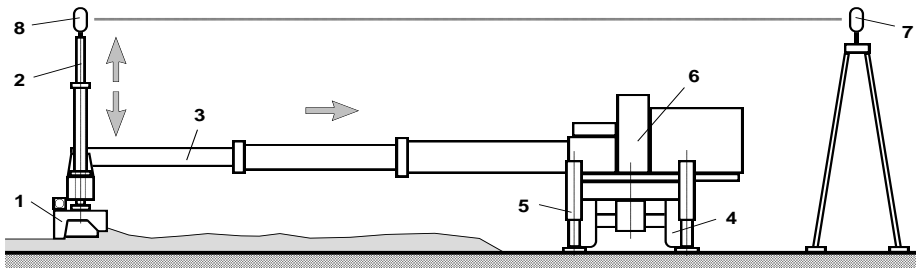
**6.30. ábra. Változtatható irányítású gerjesztőegység (WACKER)**

1. elforgatható excenter, 2. fix excenter, 3. csapágyazott fogaskerék, 4. rögzített fogaskerék, 5. csőtengely, 6. hajtott tengely, 7. vezetőcsap, 8. csapágy, 9. forgató tolattyú, 10. hidraulikus munkahenger, 11. dugattyú, 12. csapágy, 13. ékszíjtárcsa, 14. gépváz, 15. tápvezeték, 16. kézi dugattyús szivattyú, 17. fogasléc, 18. fogaskerék, 19. állítókar

A vezetőcsap elmozdulását a fogaskerék agyának belső felületén kialakított kétbekezdésű, nagy menetemelkedésű csavarmenet alakú horony, és a csőtengely falában lévő tengelyirányú bemarás teszi lehetővé. A vezetőcsapot a csőtengelyben (5) elhelyezett forgató tolattyúval (9) mozgatják, egy fogasléces hajtással működtethető dugattyús szivattyú (17) segítségével, ami a gép irányítókarjának fogantyújánál van elhelyezve. A forgató tolattyút mozgató hidraulikus munkahenger (10) a gerjesztőegység házához van rögzítve, és az irányítókar mentén végigvezetett tápvezetékéről (15) kapja az olajat.

Nagyfelületű betonburkolatok (pl. ipari padlók) készítéséhez egyre szélesebb körben alkalmazzák a lézer vezérlésű **betonterítő gépeket**. A 6.31. ábrán bemutatott berendezés (a megfelelően előkészített felületre előterített) beton tömörítését a teleszkópkar (3) folyamatos behúzása közben a külső végén elhelyezett vibrációs tömörítő- és lehúzóegységgel (1) végzi. A berendezés saját haladóművel (4) is rendelkezik, de azt csak az egyes sávok bedolgozás között működtetik, mivel tömörítés közben – a felületi

pontosság növelése miatt – az alapgépet (6) letalpalják (5). A burkolati réteg előírt vastagságának, ill. szintjének biztosítása érdekében a tömörítőlap helyzetét lézerral vezérelt (8) hidraulikus munkahengerek (2) állítják be a jeladó (7) által kitűzött értékre.

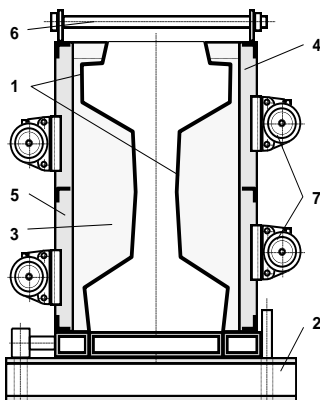


**6.31. ábra. Lézervezérelt bedolgozógép**

1. tömörítő- és lehúzóegység, 2. hidraulikus munkahenger, 3. teleszkópkar, 4. haladómű, 5. letalpaló berendezés, 6. alapgép, 7. lézeres jeladó, 8. szint-érzékelő

## 6.6. Zsalutáblás tömörítés

A zsalurázó vibrátorok – elnevezésüknek megfelelően – a betonelem sablonjára felerősítve a zsaluzat közvetítésével adják át a rezgést a betonnak. Ezt a tömörítési technológiát a betonelem előregyártásban az olyan nagy méretű, és tömegű betonelemek készítésekor alkalmazzák, melyeknél a vibrátorasztalok gazdaságosan már nem használhatók.



1. zsalulemez  
2. alaplemez  
3. merevítőlemez  
4. billenthető oldalzsalu  
5. elmozdítható oldalzsalu  
6. összekötő zsaluelem  
7. pneumatikus zsaluvibrátor

**6.32. ábra. Hídgerenda gyártószablon metszete**

Zsalurázás céljára mind az elektromos, mind a pneumatikus vibromotorok alkalmasak (6.32. ábra). Az utóbbiakat olyan tömörítési feladatoknál használják, amikor ugyanazzal a vibrátor-garnitúrával kell több gyártószablonot kiszolgálni. Átszerelésük ugyanis egyszerűbb, és tömegük is ki-

sebb, mint az azonos gerjesztőerőt biztosító elektromos vibromotoroké, ugyanakkor hátrányuk, hogy zajszintjük – a levegő áramlási zajok miatt – magasabb, mint az elektromos vibromotoroké.

A zsaluzaton keresztüli tömörítésnél követelmény, hogy a gerjesztőegységeket úgy kell elhelyezni, hogy minél egyenletesebb legyen a zsaluzat rezgése. A változó rezgésjellemzőknek, nemcsak az egyenlőtlen tömörség lehet a következménye, hanem a sablonlemez – mint egy membránszivattyú – a külső térből levegőt szívhat be, és az légbuborékok formájában, felületi hibaként jelentkezhet az elem felszínén.

A **zsaluzat merevségi követelményeivel** foglalkozó szakirodalom többnyire a nagy merevségű zsaluzatot tartja kívánatosnak, de egyes szerzők olyan vizsgálati eredményeket is ismertetnek, melyeknél a kisebb merevségű sablon adta a kedvezőbb eredményeket. Végülis mindkét megoldás rendelkezik bizonyos előnyös, és hátrányos tulajdonságokkal is, ezek:

- „Merev” zsaluzatnál egyenletesebb a sablon rezgés-eloszlása, ezért egyenletesebb lesz a tömörítő hatás. De minél merevebb a zsaluzat, annál nagyobb gerjesztőerővel lehet a tömörítéshez szükséges rezgésjellemzőket biztosítani.
- „Lágú” zsaluzatnál kisebb gerjesztőerővel is létrehozható a kívánt tömörítő hatás. Ugyanakkor hátránya, hogy mind a beton, mind a szerkezet bármilyen változására igen érzékenyen reagál, továbbá csak bonyolult számítással és/vagy hosszadalmas kísérletekkel oldható meg a vibrátorok optimális elhelyezése.

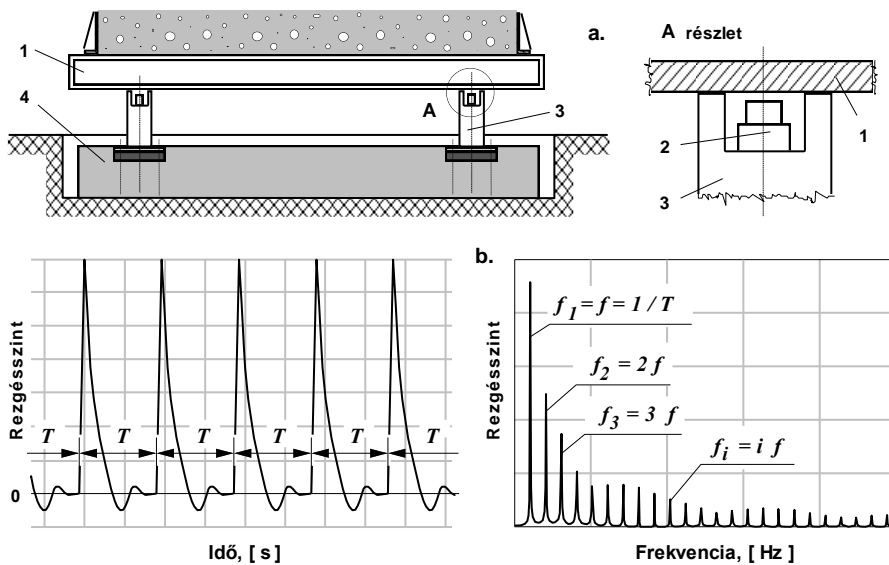
Az előzőekben leírtakhoz hozzátartozik az is, hogy a zsaluzat szerkezetének kialakításakor nemcsak a tömörítési szempontokat, hanem az adott gyártási technológia követelményeit is figyelembe kell venni. Így például, ha a feszítettbeton termékénél a zsaluzat szerkezete veszi fel a feszítőerőt, csak nagy merevségű sablont lehet alkalmazni.

## 6.7. Sokkolásos betontömörítés

Az ütési impulzusokkal végzett (az ipari gyakorlatban „sokkolásnak” nevezett) tömörítési technológiára jellemző, hogy a keverék szemcséire ható tömeget a sablon periodikus felemelésével, majd leejtésével hozzák létre. A 6.33/a. ábrán látható berendezés az asztallapot (1) munkahengerrel (2) emeli fel, majd a kényszermozgás megszüntetésével, az e célból kialakított ütköztető felületre (3) ejti. Az ütközési impulzusok nagyságát meghatározó emelési magasság, és az ütközések frekvenciája a hid-



raulikus rendszer paramétereivel állíthatók be az adott beton tömörítéséhez szükséges értékre.



**6.33. ábra. „Sokkoló” berendezés szerkezete (a.) és rezgése (b.)**

1. asztallap, 2. hidraulikus munkahenger, 3. ütköző (támasz), 4. gépalap

Az asztallap periodikus mozgásával létrehozott ütközési impulzusok (6.33/b. ábra) okozta dinamikus hatás – a tömörítés szempontjából kedvező – többfrekvenciás rezgésként hat a betonra. Ebben ugyan hasonlítanak az ütverező vibroasztalokhoz, de a mozgásjellemzőik tekintetében néhány olyan jellemző eltérés is van köztük, ami a kétféle berendezés tömörítési hatékonyságát is befolyásolja:

- A sokkoláskor ütközési impulzusainak frekvenciája ( $f = 5 - 20 \text{ Hz}$ ) alacsonyabb, mint az ütverező vibrátorasztaloké ( $f \geq 50 \text{ Hz}$ ), ezért az ütközések okozta felharmonikusok frekvenciája – a tömörítés szempontjából – kedvezőbb tartományba esik.
- Sokkoláskor az ütközési impulzusokat okozó elmozdulás nagyobb (2 - 5 mm), mint az ütverező vibrátoroknál a sablon elválásakor létrejövő érték ( $\leq 1 \text{ mm}$ ).
- A sokkológépek impulzusainak nagysága és frekvenciája egymástól függetlenül változtatható, ezért egyszerűbb eszközökkel állíthatók be a tömörítés hatékonysága szempontjából legkedvezőbb paraméterek, mint az ütverező vibrátorasztaloknál.

## Irodalomjegyzék

- [1] Dr. Balázs György: Beton és vasbeton I.-III., Akadémiai Kiadó, Budapest, 1993-1995.
- [2] Újhelyi János: Betonismeretek, Egyetemi tankönyv, Műegyetemi Kiadó 2005, 069/05
- [3] Beton és vasbeton készítése, Műszaki Előírás (Magyar Építőanyagipari Szövetség kiadványa), MÉASZ ME.19:1995.
- [4] MSZ EN 12620:2006 Kőanyagalmazok (adalékanyagok) betonhoz
- [5] Beton- és habarcstechnológia – zsebkönyv (Szerkesztő: Dr. Újhelyi János), Műszaki Könyvkiadó, 1983.
- [6] Segédlet hideg időben történő betonozáshoz, STABIMENT HUNGÁRIA Kft kiadványa, Vác, 2001.
- [7] ÚT 2-3.206:2007; ÚT 2-3.207:2007 Útpályaszerk. kötőanyag nélküli és hidr. kötőanyagú alaprétegei, Tervezési és Építési előírások.
- [8] ÚT 2-3.601:2006 Építési zúzottkövek és zúzottkavicsok.
- [9] Dr. Beke Béla: Aprítás és osztályozás, Egyetemi jegyzet, Tankönyvkiadó, 1980.
- [10] Dr. Csőke Barnabás: Előkészítéstechnika – Aprítás, osztályozás, Oktatási segédlet, Miskolc, 1999.
- [11] Bond F. C.: The Third Theory of Comminution, Mining Engineering, 1982/5.
- [12] M. Ja. Szapozsnyikov: Mehanyicseszkoje oborudoványije predpriyatij sztroityelnüh matyerialov, Moszkva, 1971.
- [13] Mölling H.: Gesichtpunkte für den Entwurf von Doppelkneibel-Backenbrechern System Blake I-II., Aufbereitungs-technik, 1968.
- [14] Andrejev Sz. E., Perov V. A., Zverevics V. V.: Droblényije, izmelcsényije i grohocsényije, Moszkva, 1980.
- [15] Karl Höffl: Zerkleinerungs- und Klassiermaschinen, VEB Deutscher für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1985.
- [16] Dr. Rác Kornélia: Az egyenesvonalú- és a körgerjesztésű osztályozógépek üzemi paramétereinek összehasonlító értékelése. GÉP, LIII. évf. 4. szám 2002.
- [17] Műszaki leírás, ill. Binder rendszerű rezonancia sziták beállítása és üzemeltetése. Aprítógépgyár kiadványai, Jászberény.
- [18] Tóth Ferenc: Építőelemek sorozatgyártása, Műszaki Könyvkiadó, 1962.

- [19] Bauman V. A.: Építőipari gépek, Műszaki Könyvkiadó, 1965.
- [20] Pattantyús Á. Géza: Gépészeti lengéstan, Akadémiai Kiadó, Budapest, 1952.
- [21] Dr. Rácz Kornélia: Betontechnológiai gépek tervezése és vizsgálata, egyetemi jegyzet (J7-1084), Tankönyvkiadó, 1990.
- [22] Dr. Ludvig Győző: Gépek dinamikája, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1973.
- [23] Rácz Kornélia: Strömungsgeschwindigkeitsveränderung bei Vibrationsförderern, Fördern und Heben 43 (1993.) Nr. 11
- [24] AVM 63/250 típusú vibrációs adagoló műszaki jellemzőinek vizsgálata, Kutatási jelentés, ÉAGT, 1990.
- [25] Sz. D. Ponomarjov: Szilárdsági számítások a gépészetben, 2. kötet: Rugók, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1973.
- [26] Fejes Gábor: Ipari keverőberendezések, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1970.
- [27] Kása László – Rácz Kornélia: Közlekedéstan II/B, egyetemi jegyzet (75010), Műegyetemi Kiadó, 1997.
- [28] Rácz Kornélia: Kényszerrendszerű betonkeverő gépek műszaki paramétereinek közti összefüggések vizsgálata, Egyetemi doktori disszertáció, Budapest, 1979.
- [29] Beitzel H.: Gesetzmässigkeiten zur optimierung von Betonmischern, Karlsruhe T. H. 1981.
- [30] Ries H. B.: Intensiv Aufbereitung von Beton, Betonsbeinzeitung, 1967/4.
- [31] Szevrov K. P.: Rabóta szmeszityelej i metodika raszcsota, Szaratov, 1962.
- [32] Dr. Nagy Géza: A beton szivattyús szállítása, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1987.
- [33] Karthaus E.: Konstruktive und statische Gesichtspunkte beim Einsatz von Betonverteilmasten, Baumaschine und Bautechnik, 1980/8.
- [34] Autobetonpumpen der Spitzenklasse, Putzmeister-Werk Maschinenfabrik GmbH kiadványa, BP 595-2, BP 139.
- [35] Dr. Csutor János: A beton tömörítése, Műszaki Könyvkiadó, 1967.
- [36] Előírt összetételű betonkocka szilárdsága és a vibrációs tömörítési paraméterek közti kapcsolat vizsgálata, BME Építőanyagok Tanszék és ÉAGT közös kutatási jelentése, 1977.

# Ábrajegyzék

1.1. ábra. Kavicsbeton szerkezete .....	13
1.2. ábra. Szemeloszlási görbe .....	14
1.3. ábra. Az adalékanyag szemeloszlása és a beton cementigénye közti kapcsolat.....	14
1.4. ábra. A beton szilárdság és a víz/cement tényező kapcsolata .....	19
1.5. ábra. Különböző szórással gyártott betonok nyomószilárdságának eloszlása (a.) és valószínűségi változója (b.).....	20
1.6. ábra. A betontelemek minősítése a termék szórásától függően.....	20
1.7. ábra. Roskadás (a.) és terülés (b.) vizsgálat módszere .....	21
1.8. ábra. A hőmérséklet hatása a szilárdulásra.....	24
1.9. ábra. Légpórusok szerepe a betonok fagyállóságában .....	24
1.10. ábra. Mikrorepszett „soványbeton” burkolati alap.....	26
1.11. ábra. Útépitési zúzottkövek előírt szemeloszlása .....	28
2.1. ábra. Törő-osztályozó telep technológiai folyamata .....	30
2.2. ábra. Törőgépek rendszerezése .....	31
2.3. ábra. Jellemző szemcseméret értelmezése .....	32
2.4. ábra. A pofa mozgáspályája a pofás törőgépek alaptípusainál.....	33
2.5. ábra. Sajátos kialakítású pofás törőgépek .....	35
2.6. ábra. Kétingás törőgép (AGJ).....	35
2.7. ábra. Egyingás törőgép metszete (a.) és a hajtása (b.).....	36
2.8. ábra. Töret szemeloszlása.....	37
2.9. ábra. A résnyílás állítása pofás törőgépeknél .....	37
2.10. ábra. Automatikus résállítás .....	38
2.11. ábra. Kúpos törőgépek szerkezeti változatai .....	39
2.12. ábra. Hidraulikus rendszerű kúpos törőgépek .....	41
2.13. ábra. Hidraulikus rendszerű kúpos törőgép szabályozása .....	42
2.14. ábra. Röpitőtörő aprítási folyamata .....	43
2.15. ábra. Röpitő törőgép.....	43
2.16. ábra. Röpitőtörő forgórészének és törőelemeinek változatai .....	44
2.17. ábra. Kalapácsok kialakításának változatai .....	45
2.18. ábra. Rostélyrácsos (a.), és szabadürítésű (b.) kalapácsos törő.....	46
2.19. ábra. Centrifugális törőgép törési folyamata(a), és szerkezete (b)..	46

2.20. ábra. A töret szemeloszlása a közet minőségétől (a.) és a rotor fordulatszámától (b.) függően .....	47
2.21. ábra. Felületi elmélet értelmezése .....	48
2.22. ábra. A térfogati elmélet értelmezése .....	49
2.23. ábra. A teljes energia értelmezése .....	51
2.24. ábra. Befogási szög meghatározása.....	53
2.25. ábra. Törőtérből kihulló anyagprizma.....	54
2.26. ábra. Az ürítőzóna jellemzői .....	55
2.27. ábra. A kihulló anyagprizma változása .....	57
2.28. ábra. A teljesítőképesség változása a fordulatszámtól függően .....	57
2.29. ábra. Kúpos törőgépek jellemző méretei.....	59
2.30. ábra. A pofára ható törőerő eloszlása .....	60
2.31. ábra. A törőerő időbeni változása kétingás törőgépnél .....	62
2.32. ábra. A pofás törőgépek szerkezeti részeire ható erők .....	62
3.1. ábra. Mechanikus osztályozás elve .....	63
3.2. ábra. Rostasíkok elrendezése.....	64
3.3. ábra. Rostalemez típusok.....	65
3.4. ábra. A kihasználási fok értelmezése .....	65
3.5. ábra. Acél és műanyag rostalemezek költségei.....	67
3.6. ábra. Acél (a.) és műanyag (b.) rostalemezek beépítése .....	68
3.7. ábra. Síkrosták alaptípusai.....	68
3.8. ábra. Kényszerhajtású (excenteres) osztályozógép .....	70
3.9. ábra. Körgerjesztésű vibrációs rosta.....	71
3.10. ábra. A kényszerhajtású excenteres (a.) és a körgerjesztésű vibrációs rosta (b.) tengelymetszeteinek összehasonlítása....	71
3.11. ábra. Körgerjesztésű „meleg üzemű” vibrációs rosta.....	72
3.12. ábra. Egyenesvonalú gerjesztés.....	73
3.13. ábra. Irányított gerjesztésű rosták gerjesztőművei .....	74
3.14. ábra. Vibromotoros gerjesztésű vibrációs rosta .....	74
3.15. ábra. Binder-rendszerű rezonancia rosta .....	75
3.16. ábra. A szemcsék áthullási valószínűsége.....	79
3.17. ábra. A rostálási teljesítőképességet befolyásoló tényezők.....	81
3.18. ábra. Az átlagos rétegvastagságtól függő tényező értelmezése.....	82
3.19. ábra. A szemcsére ható erők súrlódásos szállításnál .....	84

3.20. ábra. A szemcsére ható erők.....	86
3.21. ábra. A kritikus hajítási tényező értelmezése .....	87
3.22. ábra. A szemcse mozgása irányított rezgésnél .....	89
3.23. ábra. Szemcsére ható erők, körrezgésnél .....	90
3.24. ábra. A szemcse mozgás szerkesztése – körrezgésnél .....	91
3.25. ábra. Tömegező gerjesztésű lengőrendszer „alapmodellje” .....	95
3.26. ábra. Tömegező gerjesztésű rendszer nagyítási tényezője (a.), és fázisszög függvénye (b.).....	96
3.27. ábra. A rostakeret „billegését” befolyásoló jellemzők .....	98
3.28. ábra. A gerjesztőegység helyének a hatása a berendezés rezgésképére, és a szállított anyag áramlási sebességére .....	99
3.29. ábra. Binder-féle rezonancia rosta lengéstani modellje .....	100
3.30. ábra. Elmozdulás gerjesztésű rendszer lengéstani modellje és nagyítás függvénye.....	101
3.31. ábra. A visszaszabályzó képesség értelmezése .....	102
3.32. ábra. Tömegező (a.) és elmozdulás gejesztésű (b.) rosták teljesítmény-nagyítás függvényei.....	105
3.33. ábra. A támasztórugók tengelyirányú elmozdulása.....	107
3.34. ábra. Rezonancia rosta rugótelepének eredő merevsége.....	108
3.35. ábra. A vízbe helyezett testre ható erők .....	109
3.36. ábra. Rittinger csatorna .....	111
3.37. ábra. Tölcséres osztályozók.....	112
3.38. ábra. Hidrociklon működési elve .....	113
3.39. ábra. Hidromechanizációs osztályozó berendezések .....	115
3.40. ábra. Dekolt szalag kialakítása a feladásnál és a szalag végén .....	116
3.41. ábra. Víztelenítő rosta .....	117
3.42. ábra. Függesztett mágneses szeparátor.....	118
4.1. ábra. A „tökéletes” (a.) és a valós keverék (b.) összehasonlítása....	119
4.2. ábra. Keverőgépek rendszerezése .....	120
4.3. ábra. A keverési hatékonyság összehasonlítása .....	121
4.4. ábra. Billenődobos gravitációs betonkeverőgép.....	122
4.5. ábra. Betonkeverő-szállító gépkocsi (mixerkocsi) .....	123
4.6. ábra. A hidraulikus tápegység elhelyezésének változatai .....	123
4.7. ábra. Rotoros betonkeverőgép.....	127

4.8. ábra. Rotoros keverőgép lapátozásának elrendezése és a lapát rugalmas felfüggesztése .....	127
4.9. ábra. Egyenáramú (a.) és ellenáramú (b.) hajtású bolygólapátozású keverőgépek.....	128
4.10. ábra. Kétcsillagos bolygólapátozású keverőgép.....	129
4.11. ábra. Forgódobos betonkeverőgép .....	130
4.12. ábra. Forgódobos, aktivátoros keverőgép (EIRICH) .....	131
4.13. ábra. Aktivátoros keverőgép lapátozásának mozgáspályája .....	132
4.14. ábra. A keverés időtartamának hatása a beadagolt adalékanyag szemszerkezeti összetételére .....	132
4.15. ábra. Forgóedényes keverőgép ürítő-mechanizmusa .....	133
4.16. ábra. Szalagos lapátozású egytengelyes keverőgép .....	134
4.17. ábra. Rakodógépre szerelt „keverőkanál” .....	134
4.18. ábra. A keverék áramlása kéttengelyes keverőgépben.....	134
4.19. ábra. A keverőtengelyek szinkronforgatásának megoldásai .....	135
4.20. ábra. Folyamatos üzemi keverőgép .....	136
4.21. ábra. A forgó dobban kialakuló anyagfelszín.....	138
4.22. ábra. A keverés nyomatékigénye .....	140
4.23. ábra. Mixerdobban lévő anyaghalmoz elhelyezkedése keverésnél.....	140
4.24. ábra. Rotoros betonkeverőgép lapátozásának jellemző méretei....	143
4.25. ábra. Bolygómozgású lapát pályája.....	144
4.26. ábra. Hurkolt (a.) és nyújtott (b.) hipociklois mozgáspályájának összehasonlítása.....	146
4.27. ábra. A keverési hatékonyság és az átkeverési szám kapcsolata...	149
4.28. ábra. Keverékben forgó lapátra ható erő .....	151
4.29. ábra. Keverési ellenállás változása a konzisztencia függvényében .....	152
4.30. ábra. Körmozgású keverőlapátra ható erők.....	155
4.31. ábra. Bolygómozgású lapátra ható erő változása .....	155
4.32. ábra. A keverőlapátra ható erő változása hurkolt (a.), és nyújtott (b.) ciklois pályánál .....	156
4.33. ábra. Bolygómozgású lapát hajlásszögének hatása a keverék áramlására.....	157
4.34. ábra. Vízszintes tengelyű keverőgépek jellemző méretei .....	158

4.35. ábra. A lapátra ható részellenállások (a.), és a lapátózás forgatásának teljesítményigénye (b.).....	161
4.36. ábra. Áttelephető betonkeverő telep.....	166
4.37. ábra. Torony rendszerű betongyarak változatai .....	167
4.38. ábra. Folyamatos üzemű betonkeverő telep .....	169
4.39. ábra. Betonkeverő telep vezérlése .....	170
4.40. ábra. Betonüzembe beszállított 0/4 mm-es homokfrakció nedvességtartalma .....	170
4.41. ábra. Mérőszondás víz-homok korrekciós műszer működési elve	171
4.42. ábra. A teljesítmény felvétel változása.....	172
4.43. ábra. Szakasos üzemű aszfaltkeverő telepek .....	174
4.44. ábra. Folyamatos üzemű aszfaltkeverő telep.....	176
4.45. ábra. Szárítódob (szakasos üzemű keverőtelephez) .....	178
4.46. ábra. Szárító-keverődob (folyamatos üzemű keverőtelephez) .....	179
4.47. ábra. Porleválasztó típusok leválasztási tartománya .....	180
4.48. ábra. Befúvatókocsis porleválasztó .....	181
5.1. ábra. Telítetlen (a.) és telített beton (b.) csővezetékes szállítása.....	183
5.2. ábra. Betonszivattyúk rendszerezése .....	186
5.3. ábra. Lengőcsöves betonszivattyú működési vázlata .....	187
5.4. ábra. Síkszelepes betonszivattyú működési vázlata .....	187
5.5. ábra. Lengőcső szerkezeti kialakítása (ÉPGÉP) .....	188
5.6. ábra. „C csöves” szelepmozgatás .....	189
5.7. ábra. Zártkörű, teljesítmény-szabályzott hajtás (Putzmeister) .....	190
5.8. ábra. Rotoros betonszivattyú működési vázlata .....	191
5.9. ábra. Csavarszivattyú szerkezete (a.) és működési elve (b.) .....	193
5.10. ábra. Beton szállítására alkalmas csavarszivattyú.....	193
5.11. ábra. Kamrás keverő-szivattyú .....	194
5.12. ábra. Betonszállító csővezeték tömege.....	195
5.13. ábra. Kúszó-rendszerű elosztógém.....	195
5.14. ábra. Autó-betonszivattyú .....	196
5.15. ábra. Autó-betonszivattyúk letalpalásának változatai .....	197
5.16. ábra. Elosztógém hatósugara.....	197
5.17. ábra. Csővezeték csatlakozások és csőszerelvények.....	198
5.18. ábra. A teljesítőképességet meghatározó geometriai méretek .....	200



5.19. ábra. Szivattyú jelleggörbe .....	202
5.20. ábra. Betonnyomás változása .....	203
5.21. ábra. Betonszivattyúk üzemi paramétereinek közti kapcsolat .....	204
6.1. ábra. A beton tömörítés módszerei.....	207
6.2. ábra. A tömörítési folyamat szakaszai.....	207
6.3. ábra. Rezgésterjedés a betonban.....	208
6.4. ábra. Betontömörítő vibrátorok rendszerezése.....	212
6.5. ábra. Elektromos vibromotorok szerkezeti kialakítása .....	214
6.6. ábra. Hibás excenter-beállítás hatása az eredő gerjesztőerőre .....	214
6.7. ábra. Pneumatikus vibromotor szerkezeti kialakítása .....	215
6.8. ábra. Elektromágneses vibrátor .....	216
6.9. ábra. Vibrátorasztalok rendszerezése .....	217
6.10. ábra. Vibrátorasztalok típusai.....	217
6.11. ábra. Sablonrögzítő szerkezetek .....	219
6.12. ábra. Irányított gerjesztésű vibrátorasztal.....	219
6.13. ábra. Az excenter méretei.....	221
6.14. ábra. Az asztallap elmozdulása .....	222
6.15. ábra. Körgerjesztésű vibroasztal rezgésképe.....	222
6.16. ábra. Előfeszített rugalmas támasz .....	224
6.17. ábra. Excenteres rúd-vibrátor .....	226
6.18. ábra. Belsőmotoros rúd-vibrátor.....	227
6.19. ábra. Betonfiniszerre függesztett rúd-vibrátor.....	227
6.20. ábra. Pneumatikus rúd-vibrátor .....	228
6.21. ábra. Pörgettyűs rúd-vibrátorok hajtása és a rázófej kialakítása ....	229
6.22. ábra. Pörgettyűs rázófej rezgésszáma.....	229
6.23. ábra. A különböző típusú rúd-vibrátorok tömegeloszlása .....	231
6.24. ábra. Lengéstani modell .....	233
6.25. ábra. Pörgettyűs rázófej gerjesztőereje.....	234
6.26. ábra. Az eredő ellenállás helye.....	236
6.27. ábra. Rúd-vibrátoros tömörítés elrendezési változatai .....	238
6.28. ábra. Az ütőszám és a tömörség kapcsolata.....	240
6.29. ábra. Körgerjesztésű tömörítőlap .....	241
6.30. ábra. Változtatható irányítású gerjesztőegység (WACKER).....	242

6.31. ábra. Lézervezérelt bedolgozó gép.....	243
6.32. ábra. Hídgerenda gyártószablon metszete.....	243
6.33. ábra. „Sokkoló” berendezés szerkezete (a.) és rezgéképe (b.) ....	245

## Táblázatjegyzék

1.1. táblázat: Egyes kitéti osztályokhoz tartozó betonok összetétele.....	11
1.2. táblázat: Beton útburkolatok jellemzői .....	12
1.3. táblázat: Adalékanyag frakciók szemeloszlásának követelményei... ..	15
1.4. táblázat: Konzisztencia osztályok .....	22
1.5. táblázat: Az 5 MPa nyomószilárdsághoz tartozó szilárdulási idők... ..	23
1.6. táblázat: A megengedett „hibás” szemcsék mennyisége.....	28
2.1. táblázat: Különböző kőzetek szilárdsági jellemzői .....	50
2.2. táblázat: Kőzetek fajlagos energiaindexje .....	52
3.1. táblázat: Négyzetes nyílású, szövött acél rostalemezek adatai .....	66
3.2. táblázat: Gumi rostalemezek jellemző adatai.....	66
3.3. táblázat: Vibrációs rosták műszaki jellemzői.....	77
3.4. táblázat: A résnyílás alakjától függő tényező.....	80
3.5. táblázat: A rostasíkra megengedett átlagos rétegvastagság.....	83
4.1. táblázat: Mixerkocsik műszaki jellemzői .....	124
4.2. táblázat: A beton eltarthatósága a szállító járműtől, és a környezeti hőmérséklettől függően .....	125
4.3. táblázat: Függőleges tengelyű keverőgépek lapátozásának jellemző méretei .....	143
4.4. táblázat: Különböző minőségű keverékek anyagjellemzői .....	163
5.1. táblázat: Szivattyúzható betonok finomrész igénye .....	185
5.2. táblázat: Hidraulikus betonszivattyúk műszaki jellemzői.....	189
5.3. táblázat: Autó-betonszivattyúk elosztógémeinek jellemzői.....	197
6.1. táblázat: A rezgéshullám terjedésének csillapítási tényezője.....	209
6.2. táblázat: A beton tömörítéséhez szükséges minimális rezgésjellemzők értékei .....	209
6.3. táblázat: Adott szemcsemérethez tartozó optimális frekvenciák ....	210
6.4. táblázat: Pneumatikus vibromotorok műszaki adatai.....	215
6.5. táblázat: Rúdvrátratorok műszaki adatai .....	230