

# Legtöcchmíka a faipearban

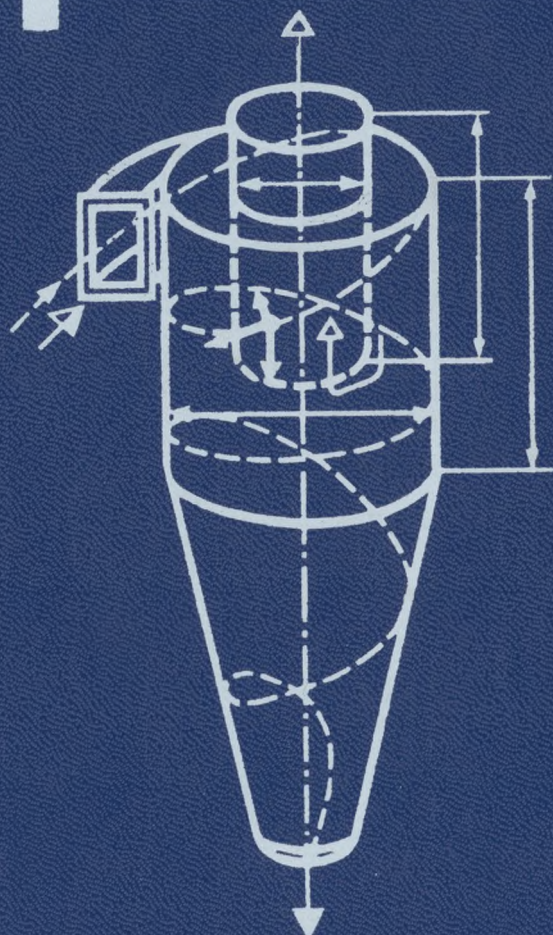
Dr. Szabó Dénes

Dr. Szabó Dénes

---

---

# Légtechnika a faiparban











magyar nyelvű kiadványok



Dr. Szabó Dénes

# Légtechnika a faiparban

OEE Könyvtár  
Áll.Ell. 2018

ORSZÁGOS ERDÉSZETI TÁRSASÁG KÖNYVTÁRA	
K. napló tsz. <i>14/1977.</i>	Kötői jelzés
<i>I.</i> csop. szám	Szakmai áll. jel
Beli csop. szám	Elő- nyelzés <i>NR.</i> <i>C.</i> <i>4/4</i>

Mezőgazdasági Könyvkiadó • Budapest, 1977



Lektorálta

dr. Szőke Balázs

dr. Knoll Imre

© dr. Szabó Dénes, 1977

ISBN 963 230 222 2

ETO 621.63

674.784

*A Mezőgazdasági és Élelmezésügyi Minisztérium az Erdészeti és Faipari  
Egyetemen tankönyvként engedélyezte*

A Mezőgazdasági Könyvkiadó gondozásában megjelenő könyvem az Erdészeti és Faipari Egyetemen tartott előadásaim és kutatásaim összefoglalója. A téma jelentősége a faipar gépesítésével és kemizálásával kapcsolatban igen nagy. A por- és forgácsképződés minden gépesített faipari üzemben akadály a termelésnek, és a dolgozók egészségére káros, így a por- és forgácselzívó berendezések a technológiai gépsorok nélkülözhetetlen tartozékai. A forgácslap- és farostlemezgyártás során e berendezések részben technológiai, részben belső anyagmozgatási (forgácsszállító) feladatot látnak el.

A faipar kemizálásával, az új műanyag ragasztók és felületkezelő anyagok alkalmazásával az egészségre ártalmas gázok keletkeznek, ezért az itt alkalmazott préseket, szórófülkéket, öntőgépeket az ÁBEŐ előírásai szerint szellőzőberendezések nélkül működtetni nem szabad.

A felsorolásból látható, hogy a faiparban dolgozó mérnöknek, szakembernek feltétlenül tisztában kell lennie mindazon légtechnikai kérdésekkel, amelyek közvetlenül befolyásolják a gyártástechnológiát, a termék előállítását.

A könyv gyakorlatcentrikus, arra törekedtem, hogy az elméleti alapok mellett biztos ismeretet nyújtson a gyakorlatban előforduló légtechnikai feladatok megoldásához, egyes berendezések megtervezéséhez és üzemeltetéséhez. A könyv kis terjedelme miatt nem térhettem ki az összes kérdés részletes ismertetésére — amiért előre is elnézést kérek — de úgy vélem, hogy — elsősorban a faipar légtechnikai problémáinak tárgyalásával — hasznos segítséget nyújtok mind az iparban dolgozó szakembereknek, mind a faipari mérnökhallgatóknak.

A jelölések tekintetében az MSZ 4900 szabványban levő elnevezéseket alkalmaztam. A mértékegységeknél igyekeztem SI jelöléseket bevezetni, de tapasztalatom szerint az üzemi szakemberek még nem vették át ezeket a mértékegységeket. A könyv végén összefoglaltam az átszámítási tényezőket, illetve egyes helyeken feltüntettem a műszaki mértékegységeket is.

Avval a reménnyel bocsátom útjára könyvemet, hogy hozzájárulok a faipari gépészet e g új ágának műveléséhez, és segítséget nyújtok a faipar további fejlődéséhez.

Köszönetet mondok a Mezőgazdasági Könyvkiadónak azért a segítségért, hogy könyvem megjelenését lehetővé tette.

Sopron, 1975. augusztus hó

*A szerző*



# A faipari légtechnika felosztása

A faipari légtechnika három fő részre osztható:

1. Por és forgács elszívása és szállítása
2. Ventilátorok
3. Faipari üzemek szellőzése

## 1. A por és forgács elszívása és szállítása

E fejezet tartalmazza a forgácsológépeknél keletkezett por- és forgács-halmazok elszívását és ezek légáramos szállítását. Ezt a rendszert nevezik hígáramú pneumatikus szállításnak is, mert kis anyagkoncentrációval ( $\mu_s \approx 1$ ) történik a forgács elszívása és szállítása. Azok a pneumatikus szállítórendszerek, amelyeknél nagy az anyagkoncentráció, sűrűáramú vagy fluidizációs szállítási rendszerek elnevezés alatt ismertek.

A faiparban a hígáramú szállítás terjedt el, mert a fa megmunkálása során keletkezett forgácsot elszívás útján csak nagy levegőmennyiséggel lehet elszállítani. Ezért részletesen ezt a rendszert ismertetem.

## 2. Ventilátorok

A fejezetben útmutatást óhajtok adni a ventilátorok szerkezetéről, üzemeltetési és szabályozási jellemzőiről, a ventilátor kiválasztásáról és jelleggörbéinek alkalmazásáról.

## 3. Faipari üzemek szellőzése

A faiparban alkalmazott műanyag ragasztók és a felületkezelő anyagokban levő hígítók, oldószerek az egészségre ártalmas anyagokat tartalmaznak, amelyek a technológiai folyamat során elpárolognak. A keletkezett gázokat mesterséges szellőzőberendezések segítségével távolítják el. A fejezet tartalmazza a berendezések leírását és a tervezéshez szükséges elméleti alapokat.

# 1. Por és forgács elszívása és szállítása

## 1.1. Por- és forgácselszívó berendezések és rendszerek

A por és forgács elszívásának alapja, hogy ún. elszívófejekben olyan vákuumot létesítünk, amelynél a beáramló levegő magával ragadja a forgácsolószerszámról leváló forgácsszemcséket. Az elszívófejekhez csatlakozó csővezetékben és az ülepítőberendezésekben a keverék a csővezeték két végén mutatkozó nyomáskülönbség hatására áramlik. Az ülepítőberendezésekben a por és a forgács leválik, és a levegő megtisztul a szennyezettségétől. A nyomáskülönbséget előállító gépet ventilátornak (szellőzőgépnak) nevezzük.

Az elszívóberendezések főbb szerkezeti elemei a következők:

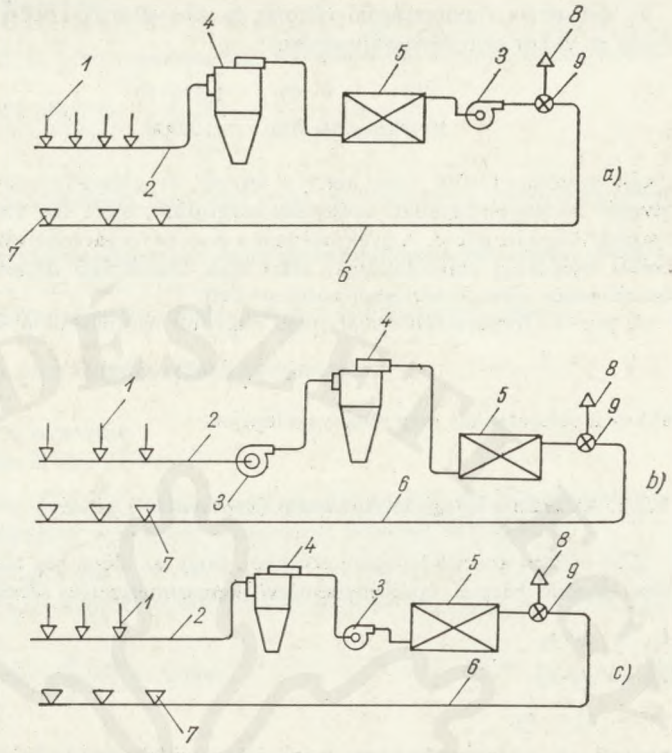
- az elszívófejek, rendeltetésük, hogy a forgácsolószerszámokról leváló por- és forgács szemcséket felfogják,
- a csővezetékek, amelyekben az áramló levegő az elszívófejek által összegyűjtött forgácsot tovább szállítja,
- a leválasztóberendezések, ezek lehetnek előleválasztók (nagyobb szemcsés forgácsok leválasztására, pl. ciklonok stb.) és a finom port leválasztók (pl. szöveteleemes szűrők),
- a ventilátor, amely a szállító levegőt mozgásban tartja,
- a levegő-visszavezető berendezés, amely a szennyeződésektől megtisztított levegőt a hővesztés csökkentésére a munkaterembe visszatáplálja,
- a befűvőfejek, amelyeken keresztül a levegő a munkaterembe beáramlik,
- egyéb szerkezeti elemek (pl. csappantyú, kürtő, elágazóidom stb.).

Az említett elemekből összeállított elszívóberendezéseknél jelleg szerint két fő rendszert különböztetünk meg.

**Szívórendszerű por- és forgácselszívó berendezések.** Szívórendszerű berendezéseknél a ventilátor az elszívócsatorna és a leválasztóberendezések után kerül beépítésre. Ennek előnye, hogy jó hatásfokú ventilátort alkalmazhatunk, mert por és forgács nem halad át a járókeréken, így annak élettartama is nagyobb, mert közeg által okozott koptatás nincs. Hátránya, hogy tömítetlenségekre rendkívül érzékeny, a forgácskamra és a szűrőberendezések tömítetlensége nagyon lerontja a munkateremben az elszívás hatékonyságát, mert a ventilátor a levegő nagy részét ezeken keresztül fogja elszívni.

**Vegyés rendszerű (szívó-nyomó rendszerű) por- és forgácselszívó berendezéseknél** a ventilátor a munkateremben levő fővezeték végén van. A porkamránál, finom porszűrőknél meglevő esetleges tömítetlenségek nem befolyásolják az elszívás hatékonyságát, ezért ha a csőkarimátömítések jók, ez a rendszer a legüzembiztosabb. Hátránya, hogy a szállított közeg átmegy a ventilátor járókerékén, ezért a lapátélek gyorsan leverődnek, tehát a lapát élettartama kisebb. A forgács áthaladása miatt a lapátszám is kisebb, azaz a kerék ritkított lapátózású, ezért a mechanikai hatásfoka kisebb ( $\eta = 50 - 60\%$ ). Ezeket a ventilátorokat a gyári katalógusokban külön ún. transzportventilátorként tüntetik fel. Megbízható működése miatt — hátrányai ellenére is — ez a rendszer a legelterjedtebb a faiparban (1-1/b ábra).

A koptató hatás kiküszöbölése és jó hatásfokú ventilátor alkalmazása végett szokásos a ventilátort a durva és finom leválasztóberendezés közé elhelyezni. A tapasztalat szerint azonban ez esetben is igen gondosan kell a ciklont és a porkamrát tömíteni és a tömítést meghatározott időszakonként átvizsgálni (1-1/c ábra).



1-1. ábra. Szívó- és vegyes rendszerű porleszívó berendezések

a) szívórendszerű; b) nyomórendszerű; c) vegyes rendszerű; 1. elszívófej; 2. csőszatona; 3. ventilátor; 4. előleválasztó; 5. finomporszűrő; 6. visszavezető légszatona; 7. befúvófej; 8. kürtő; 9. csapantyu

## 1.2. A por- és forgácselszívás és -szállítás elméleti alapelvei

A levegő áramlási alapegyenletei és törvényei megegyeznek a folyadékok áramlási törvényeivel.

Ha egy függőleges csőtartályban nyugvó folyadék van, akkor a ráható erők egyensúlya:

$$\gamma \cdot A \cdot \Delta h + p_1 \cdot A = p_2 \cdot A,$$

ahol  $A$  = a csőtartály keresztmetszete ( $m^2$ ),

$\Delta h$  = a folyadékoszlop magassága (m),

$p_1$  = a kezdeti nyomás ( $N/m^2$ ),

$p_2$  = a végső nyomás ( $N/m^2$ ).

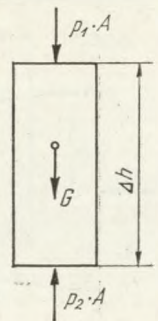
$$p_2 - p_1 = \gamma \cdot \Delta h \quad \Delta p = \gamma \cdot \Delta h.$$

A levegőre vonatkoztatva az atmoszferikus nyomást  $p = 1 \text{ atm}$  és a hőfokot  $t = 15^\circ\text{C}$ -nak vesszük

$$\frac{\Delta p}{\Delta h} = \gamma = 12,26 \text{ (N/m}^3\text{)}, \text{ illetve } \gamma = 1,226 \text{ kp/m}^3.$$

Az atmoszferikus nyomás megközelítőleg

$$1 \text{ atm} = 1 \text{ kp/cm}^2 = 10\,000 \text{ kp/m}^2 = 10\,000 \text{ v.o. mm.}$$



1-2. ábra. Folyadék nyomása egy csőtartályban

A légnyomás a magassággal változik és vele változik a levegő fajtérfogata is. Ha  $\Delta h = 10$  m, akkor ez nyomásváltozásban

$$\frac{\Delta p}{10\,000} = \frac{\gamma \cdot \Delta h}{10\,000} = \frac{1,226 \cdot 10}{10\,000} = 0,001\,226 \text{ atm,}$$

megközelítőleg 1/1000 atm, ezért a levegő- és gázszállításnál kis magasságok esetén a levegőt összenyomhatatlan közegként tárgyaljuk, mert 100 v.o. mm nyomásváltozás 1% nyomásváltozást jelent. A gyakorlatban a por- és forgácselszívásnál 500 mm v.o. nyomáson belüli értékekkel számolhatunk, ezért csak kismértékű depresszióról vagy túlnyomásról beszélhetünk állandó sűrűségű közeg mellett.

A por- és forgácsszállításnál ennél nagyobb nyomáskülönbségek is lehetségesek, de ha

$$p \leq 1000 \text{ v.o. mm,}$$

akkor a változásokat még elhanyagolhatjuk.

### 1.2.1. Az áramló levegő folytonossági (kontinuitás-) tétele

Zárt csőben áramló levegőre érvényes, hogy az időegység alatt átáramló közeg mennyisége egyenlő bármely szelvényben levő keresztmetszet és sebesség szorzatával (1-3. ábra).

$$V_1 = A_1 \cdot v_1$$

$$V_2 = A_2 \cdot v_2$$

$$v = v_1 = v_2,$$

ahol  $V_1, V_2$  az átáramló közeg mennyisége ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) vagy ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),

$A_1, A_2$  az adott szelvény keresztmetszete ( $\text{m}^2$ ),

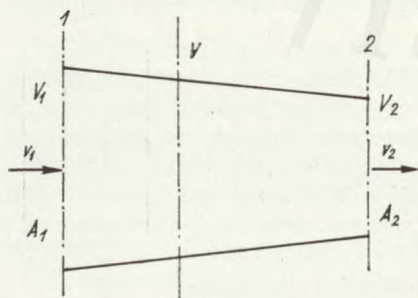
$v_1, v_2$  az adott szelvény keresztmetszetében fellépő sebesség (m/s).

Adott légcatornára a kezdeti sebesség ( $v_1$ ) ismeretében bármely keresztmetszetben fellépő sebesség meghatározható ( $V_1 = V_2$ )

$$v_2 = \frac{A_1}{A_2} v_1 \quad (1)$$

Stacionárius vagy egyenletes az áramlás, ha a sebességi vektor csak a hellyel, de az idővel nem változik.

**Példa.**  $V_1 = 1200$  ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) levegőt szívunk el egy 500 mm széles egyengető gyalutól. Milyen keresztmetszeteket kell alkalmazni, hogy a belépő- (elszívó-) nyílásnál a sebesség ( $v_1$ ) 10 m/s és a szállítósebesség ( $v_2$ ) 16,5 m/s legyen?



$$V_1 = V_2 = 1200 \text{ m}^3/\text{h} = 0,33 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A_1 = \frac{V_1}{v_1} = \frac{0,33}{10} = 0,033 \text{ m}^2, \text{ megfelel}$$

$d_1 = \varnothing 205$  mm csőátmérő a belépés helyén

$$A_2 = \frac{V_2}{v_2} = \frac{0,33}{16,5} = 0,02 \text{ m}^2$$

$d_2 = \varnothing 160$  mm a szállítócső átmérője.

1-3. ábra. Áramlási viszonyok egy csőszakaszban

### 1.2.2. A Bernoulli-törvény alkalmazása

Az ideális (súrlódás nélküli és összenyomhatatlan) folyadékoknál alkalmazott Bernoulli-féle törvény szerint:

$$\Delta h \cdot \gamma + (p_2 - p_1) + \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma = \text{konstans},$$

ahol  $\Delta h$  méterben a magasságkülönbség, amelynek  $\gamma$ -val való szorzata a helyzeti nyomásenergiát adja,

$(p_2 - p_1)$  a vizsgált két keresztmetszetben mért nyomáskülönbségből adódó energia,

$p_1, p_2$  (N/m<sup>2</sup>) vagy (v.o. mm), illetve (kp/m<sup>2</sup>),

$\gamma$  az áramló közeg fajsúlya (levegőre vonatkoztatva), (N/m<sup>3</sup>), illetve (kp/m<sup>3</sup>),

$\frac{v^2}{2g} \cdot \gamma$  az áramló közeg sebességéből eredő nyomásenergia,

ahol  $v$  (m/s) az áramló közeg sebessége,

$g$  a gravitációs gyorsulás értéke 9,81 m/s<sup>2</sup>.

A levegőre vonatkoztatva  $\Delta h$ -érték a kis magasságkülönbség miatt elhanyagolható, ezért a veszteségmentes áramlaskor a levegőre alkalmazott Bernoulli-féle egyenlet

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \text{konstans, más alakban}$$

$$\Delta p + \frac{\rho}{2} \cdot v^2 = \text{konst.} \quad (2)$$

ahol  $\rho = \frac{\gamma}{g}$  (kg/m<sup>3</sup>), illetve kp·s<sup>2</sup>/m<sup>4</sup>,

$\Delta p$  nyomást statikus nyomásnak ( $p_{st}$ ) nevezzük, amely a csőcsatorna valamely szelvényében a falakra ható levegő potenciális energiáját jelenti.

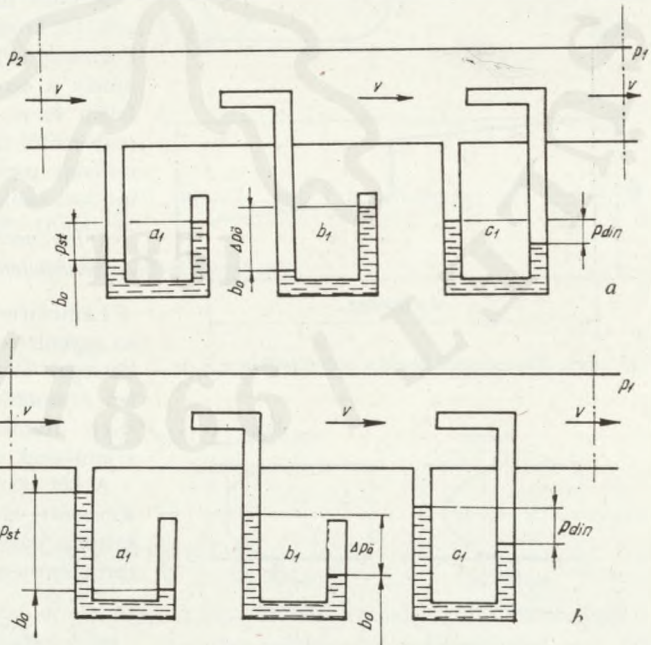
$\frac{\rho}{2} \cdot v^2$ -t dinamikus

nyomásértéknek

( $p_{din}$ ) nevezzük, amely egy csatornaszakaszban a mozgásban levő levegő nyomásenergiáját jelenti.

Az egyenlet másik oldalán levő konstans mint az áramlás összes nyomásértéke ( $\Delta p_\delta$ ) jelentkezik.

$$p_{st} + p_{din} = \Delta p_\delta$$



1-4. ábra. Nyomásviszonyok nyomott csővezetékben



Az 1-4/a ábrán látható ez egy nyomott csővezetékben. A légcatornába beépített U manométerek útján történik  $p_{st}$ ,  $p_{din}$  és  $\Delta p_{\bar{o}}$  mérése; „ $b_0$ ” az atmoszferikus nyomást (10 N/cm<sup>2</sup> vagy 10 000 mm v.o.) jelenti.

Az 1-4/b ábrán közöljük szivott légcatornaszelvényben a nyomások alakulását az atmoszferikus vonalhoz viszonyítva. (Ventillátor előtt szivottak, utána nyomottnak mondjuk a csőcatornarészt.)

Az 1-4/a ábrán a csőfalra ható statikus nyomást a vízoszlop magasságával közvetlenül mérhetjük ( $a_1$  jelzés). A középső esetben ( $b_1$  jelzés) a csőcatorna közepén elhelyezett csőre hat a  $p_{st}$  és  $p_{din}$  nyomás, amely együttesen adja  $\Delta p_{\bar{o}}$ -t.

Az 1-4/b ábrán — mivel a légcatornában depresszió van —  $p_{st}$  adja a legnagyobb értéket, mert  $p_{din}$  nyomás ellentétes hatású.

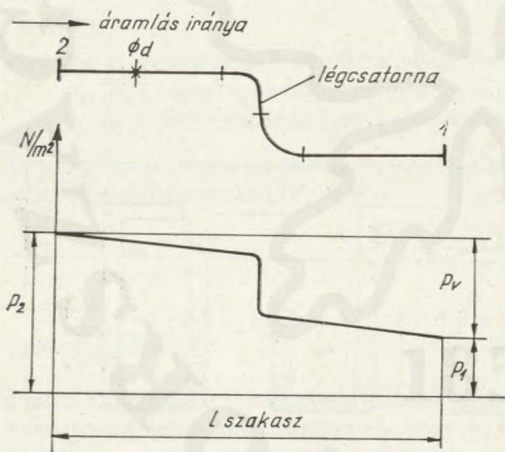
### 1.2.3. Nyomáscsökkenés meghatározása a csővezetékben

Az eddigi egyenletek sűrűdés nélküli áramlásra vonatkoznak. A valóságban a csővezetékben nyomáscsökkenés lép fel a levegőáramlás során a csőfalon való sűrűdés és idomdaraboknál fellépő ütközés miatt. A nyomáscsökkenés  $\frac{\rho}{2} \cdot v^2$  taggal arányos.

Az említettek alapján az 1-5. ábrán jelzett „2” és „1” számú szelvény között

$$p_2 + \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2 = p_1 + \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 + p_v$$

$p_v$  a sűrűdásos és ütközéses veszteségek miatt előálló nyomáscsökkenés (v.o. mm-ben).



1-5. ábra. Nyomáscsökkenés a csővezetékben

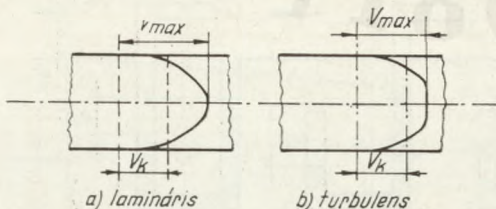
### 1.2.31. Csősűrűdés

A falak mentén fellépő sűrűdés a gázok viszkozitásától függ. A gázok viszkozitásán ( $\eta$ ) értjük azt a belső sűrűdést, amely a szomszédos határrétegek között fellép és az egyes molekulák közötti tapadóerőtől függ. Ez a sűrűdés lép fel a csőfalak mentén is. Kétféle áramlást különböztetünk meg:

- a) lamináris és
- b) turbulens áramlást.

Lamináris vagy réteges áramlás lép fel az egyenletes, lassú áramlásban. Nagy sebességek esetén, éles kanyarban, egyenletesen áramlaskor örvények képződnek, az ilyen áramlást turbulens vagy örvénylő áramlásnak nevezzük.

A két áramlás közötti határértékeket a Reynolds-szám jelzi, azaz egy bizonyos kritikus sebességen túl a lamináris áramlás turbulens lesz.



1-6. ábra. Sebességértékek csővezetékben turbulens és lamináris áramlás esetén

$$Re = \frac{\text{gyorsító munka}}{\text{sűrűdési munka}} = \frac{d \cdot v \cdot \rho}{\eta}, \quad (3)$$

ahol  $v$  a gáz vagy levegő sebessége (m/s),  
 $\rho$  a levegő sűrűsége (kg/m<sup>3</sup>),  
 $d$  a csőátmérő (m),  
 $\eta$  a dinamikai viszkozitás (N·s/m<sup>2</sup>).

A dinamikai viszkozitást úgy foghatjuk fel, mint az egyes különböző sebességű rétegek között fellépő nyíróerő által okozott súrlódási munkát.

$$\eta = d\tau \frac{dy}{dv},$$

ahol az ismert jelöléseken kívül  $dy$  az áramló rétegek közötti távolság.

A folyadékok vagy gázok áramlásánál az áramlatot körülvevő csövek felületei között is képződnek súrlódási erők.

A Reynolds-féle képletben alkalmazzák a kinematikai viszkozitás együtthatóját is.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}$$

$\nu = (\text{m}^2/\text{s})$  kinematikai viszkozitás

$$\text{Re} = \frac{d \cdot v}{\nu} \quad (3/a)$$

Ha  $\text{Re} < 2320$ , csak lamináris áramlás lép fel,

ha  $\text{Re} > 3000$ , csak turbulens áramlás lép fel.

A két szám közötti értékeknél átmeneti állapotot találunk. A tényleges áramlást a helyi körülmények, pl. a csőfal érdessége befolyásolja.

A turbulens áramlás sebességeloszlása kedvezőbb, mint a lamináris áramlásé, azaz jobban megközelíti a súrlódásmentes áramlást (6. ábra), bár a határrétegben a sebességváltozás jelentős, ezért az áramlást akadályozó erőt a dinamikus nyomással és a csőfelülettel vehetjük arányosnak.

$$S = \lambda' \cdot l \cdot K \cdot \rho / 2 \cdot v^2,$$

ahol  $l$  a cső hossza (m),

$K$  a cső kerülete (m),

$l \cdot K$  a cső felülete,

$\lambda'$  az arányossági tényező.

Ha a sebesség a csőkeresztmetszetben nem változik, akkor a csőszakasz két szelvénye között  $\Delta p$  nyomáskülönbségnek kell lennie.

$$\Delta p \cdot A = \lambda' \cdot l \cdot K \cdot \rho / 2 \cdot v^2$$

Kör keresztmetszetű csövekre.

$$\Delta p \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \lambda' \cdot l \cdot d \pi \cdot \rho / 2 \cdot v^2$$

$$\Delta p = 4\lambda' \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho / 2 \cdot v^2$$

Ha  $\lambda = 4\lambda'$  jelöljük, akkor

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho / 2 \cdot v^2$$

A  $\lambda$ , az ún. csőellenállási tényező értéke függ az áramló anyag minőségétől, a sebességtől és a cső átmérőjétől és a csőfal érdességétől.

$$\lambda = f(\eta, v, d, k_s)$$

Sima falú csövek esetében ( $k_s \approx 0$ ), a  $\lambda$  nagysága a Re-számtól függ, és így mérések alapján a kérdéssel foglalkozó kutatók számos képletet ajánlanak a  $\lambda$  értékének kiszámítására.

A Re-szám meghatározásához a levegő viszkozitása ALBRING után ajánlható értékek  $t = 20^\circ\text{C}$ -nál

$$\eta \cdot 10^7 \left( \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \right) = 1,85$$

$$v \cdot 10^7 = \eta / \rho \cdot 10^7 \left( \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right) = 15,1.$$

A faiparban por- és forgácselszívásoknál és -szállításoknál a turbulens áramlás a jellemző.

A csőellenállási tényező meghatározására szolgáló képletek:

SZTRAHAVICS, I. K. által ajánlott érték acélcsővekhez:

$$\lambda = 0,246 \text{ Re}^{-0,22}$$

BLESS-féle képlet:

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{D(\text{m})}$$

Lamináris áramlásnál általában:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$$

DR. PATTANTYÚS ÁBRAHÁM GÉZA által ajánlott érték turbulens áramlásnál:

$$\lambda = 0,02 \text{ új csővekre,}$$

$$\lambda = 0,03 \text{ régi csővekre.}$$

PRANDTL és KÁRMÁN szerint:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg (\text{Re} \sqrt{\lambda}) - 0,8$$

BLAZIUS képlete  $\text{Re} \cong 10^5$ -ig

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}}}$$

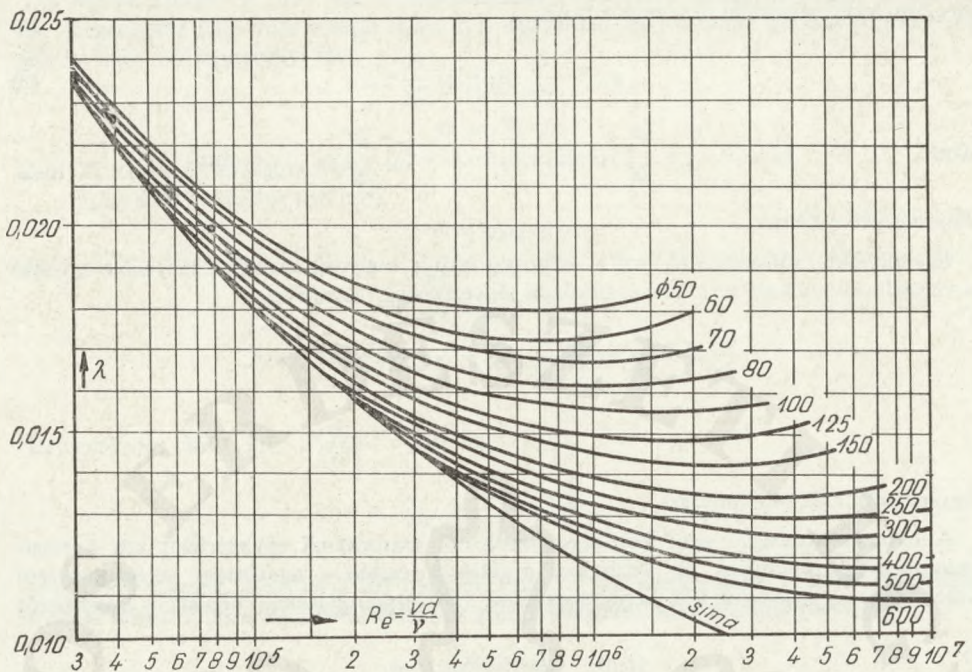
NIKURADSE képlete  $\text{Re} > 10^5$  fölött

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 \cdot \text{Re}^{-0,237}$$

BAUER és GLAVICS mérései (3) szerint „technikailag sima” csővekre az ellenállás-tényező változását az 1-7. ábra mutatja. A gyakorlatban a szerző által használt bevált érték turbulens áramlásra:

$$\lambda = 0,023 \dots 0,024.$$

A végzett tervezések azt mutatták, hogy elszívásnál a csőátmérő, légsebesség, keverék-arány változása miatt igen sok számítást kell végezni. Az állandó értékű  $\lambda$  felvételével a számítás egyszerűsödik, az elkövetett hiba pozitív jellegű, azaz növeli az elszívás hatékonyságát.



1-7. ábra. Technikailag sima acélcsővek ellenállás-tényezője

### Csőszúrlódási tényező ( $s$ )

A csővezetékben fellépő súrlódás arányos a számított csővezeték hosszával ( $l$ ) és az átmérővel ( $d$ ).

$$s = \lambda \frac{l}{d}, \quad (4)$$

ahol  $\lambda$  a csőellenállási tényező,  
 $l$  a csővezeték hossza (m),  
 $d$  a csővezeték átmérője (m).

### 1.2.32. Ütközési vagy alakí ellenállás ( $\zeta$ )

Az áramlás útjában levő idomdarabokban, szerelvényekben, berendezésekben ellenállás lép fel. Jele a görög zeta ( $\zeta$ ). A  $\zeta$  értékeit a 4. táblázatban foglaltam össze. Részben MAK-SZIMOV—ORLOV után, részben RIETSCHER és mások után.

### 1.2.33. A nyomáscsökkenés képlete

A fenti tényezők a dinamikus nyomással szorozva adják a levegő áramlásánál előálló nyomáscsökkenést:

$$p'_v = s \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma_1; \quad p''_v = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma_1$$

$$p_v = p'_v + p''_v$$

egy hosszabb csővezetékre vonatkoztatva

$$p_v = \sum_{i=1}^n (s_i + \zeta_i) \frac{v^2}{2g} \gamma_1, \quad (5)$$

azaz 
$$p_v = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \gamma_1 + (\zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n) \frac{v^2}{2g} \gamma_1 \quad (\text{v.o. mm}).$$

*Egyenértékű csőhossz*

Egyenértékű csőhosszon ( $l_e$ ) azt a csőhosszt értjük, melynek súrlódási tényezője egyenlő a vizsgált csőrendszer súrlódási és ütközési tényezőjének összegével.

$$\frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot \lambda \frac{l_e}{d} = \left( \lambda \frac{l}{d} + \zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n \right) \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

$$l_e = l + \frac{d}{\lambda} (\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \dots + \zeta_n)$$

*Egyenértékű csőkeresztmetszet*

A nyomásvesztés nem kör keresztmetszetű csatornánál egyenértékű kör keresztmetszetre ( $d_e$ ) számítjuk át. Turbulens áramlások esetén a tetszőleges keresztmetszetű csőcsatorna egyenértékű kör keresztmetszetre való átszámításának képlete a következő:

$$d_e = 4 \frac{A}{K},$$

ahol  $A$  a tetszőleges alakú csatorna keresztmetszete ( $\text{m}^2$ ),  
 $K$  a kerülete (m).

Az  $\frac{A}{K}$  viszonyt hidraulikai sugárnak ( $R_h$ ) nevezik.

A legtöbbször előforduló négyszögletes csőkeresztmetszetet kör alakú vezetékre a következő képlettel számítjuk át

$$d_e = 4 \frac{a \cdot b}{2(a+b)}$$

$$d_e = \frac{2(a \cdot b)}{a+b},$$

ahol  $a$ , és  $b$  a négyszög oldalai,

$d_e = a$ ,  $a = b$  esetében (négyzetnél). Ez esetben

$$p = \lambda \cdot \frac{l}{d_e} \cdot \rho / 2 \cdot v^2 \text{ adja a súrlódásból eredő nyomásvesztéséget.}$$

#### 1.2.4. A lebegtetési sebesség meghatározása

A szállított por és forgács visszamarad a levegőáramhoz képest, ezért a levegőáram a szilárd testecskékre torlónyomást fejt ki. A torlónyomásnak azt az értékét, melynél a levegőáramlat a szilárd részecskéket egy függőleges csatornában lebegő állapotban tartja, lebegtető nyomásnak, az áramlást lebegtetési sebességűnek nevezzük. A szilárd részecskék szállítása csak akkor következik be, ha a szállítóközeg sebessége a lebegtetési sebességnél nagyobb.

A légszatórnában a por- vagy forgácszemcsét elméletileg gömb alakúnak tételezzük fel. A szemcsére ható erők a saját súlya és a légáramlat felvivő ereje. Lebegtetés akkor áll elő, ha a két erő egyensúlyt tart.

$$F \cong G$$

$$G = V_a \cdot \gamma_a$$

ahol  $V_a$  az anyag térfogata ( $m^3$ ),  
 $\gamma_a$  az anyag fajsúlya ( $dN/m^3$ ).

$$F = p_{din} \cdot A \cdot w$$

$$p_{din} = \rho/2 \cdot v_1^2$$

$$V_a \cdot \gamma_a = \rho/2 \cdot v_1^2 \cdot A \cdot w$$

$$\frac{d_x^3 \cdot \pi}{6} \cdot \gamma_a = \rho/2 \cdot v_1^2 \cdot \frac{d_x^2 \cdot \pi}{4} \cdot w$$

Egyszerűsítés után  $\left(\rho/2 \approx \frac{1}{16}\right)$

$$d_x \cdot \gamma_a \cdot \frac{32}{3} = v_1^2 \cdot w$$

$A$  a gömb felszíne, amelyet a kis méretek miatt a keresztmetszettel veszünk egyenlőnek  $w$  alakú tényező, amelyet a nem szabályos gömb alak miatt alkalmazunk ( $w \approx 0,5$ ).

$$v_1 = 4,6 \sqrt{d_x \cdot \gamma_a} \quad (\text{m/s}) \quad (6)$$

Nagyobb faforgácsoknál, amelyek nem gömb alakúak, a  $d$  átmérőt a test térfogatából számítjuk ki

$$d_x = \sqrt[3]{\frac{6V_a}{\pi}} \quad (\text{m}) \text{ vagy } (\text{mm}),$$

ahol  $V_a$  ( $m^3$ ) vagy ( $mm^3$ ) a faforgács köbtartalma,  
 $d_x$  (m) vagy (mm) a szállított részecske névleges (ekvivalens) átmérője.

Gyakorlatilag a szállítósebességet a szállított anyag koncentrációjától és nedvességétől függően 25—100%-kal választjuk nagyobbra, mint a lebegtetési sebesség:

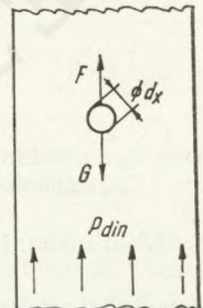
kis koncentrációnál, száraz pornál vagy apró szemcsénél	20—25%-kal,
közepes koncentrációnál, száraz faforgácsnál	25—50%-kal,
nagy koncentrációnál, darabos, nedves faforgácsnál	100%-kal.

Gyaluforgácsnál a lapos, nagy felület miatt kedvezőbb a helyzet, mint a darabos szemcse szállításánál, ezért a részecskéket olyan gömbbel helyettesítjük, amelynek köbtartalma fele akkora, mint a képlettel számított érték.

**Példa.** A szállítandó gyaluforgács méretei: hossza 100 mm, szélessége 20 mm, vastagsága 0,4 mm. Köbtartalma:  $100 \times 20 \times 0,4 = 800 \text{ mm}^3$ .

Ténylegesen számítóértéke  $\frac{800}{2} = 400 \text{ mm}^3$

$$d_x = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot V_a}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 400}{3,14}} = 9,15 \text{ mm}$$



1-8. ábra. Lebegtetési állapotban ható erők

1. táblázat. Gyakorlatilag elfogadott szállítósebességek táblázata különböző por- és forgácsféleségeknél

Fapor vagy faforgács megnevezése	Szállítósebesség $v$ (m/s)
Könnyű és száraz por (faköszörület)	10—12
Fűrészpor (légszáraz)	10—14
Nedves, darabos fűrészpor (keretfűrésznél)	15—17
Gyaluforgács (száraz)	15—18
Nedves gyalupor	14—16
Darabos, nedves faforgács	20—25
Gyufaszál	16—20
Len-, kenderpozdorja	18—22

keményfaforgács esetén  $\gamma_a = 800 \text{ kp/m}^3$

$$v_1 = 4,6 \cdot \sqrt{d_x \cdot \gamma_a} = 4,6 \sqrt{0,00915 \cdot 800} = 4,6 \sqrt{7,32} = 12,5 \text{ m/s}$$

$$v_1 \cong 13 \text{ m/s,}$$

közepes koncentrációnál száraz faforgácsnál ezt az értéket kb. 30%-kal növelve

$$v_1 = 1,3 \cdot 13 \text{ (m/s)}$$

$$v_1 = 17 \text{ m/s.}$$

### 1.2.5. Koncentrációtényező alapján a szükséges légmennyiség meghatározása

A koncentráción értjük a csöcsatornában szállított keverékben levő faszemcsék és a levegő súly ( $\mu_s$ ) vagy térfogat ( $\mu_v$ ) szerinti arányát.

$$\mu_s = \frac{G_a}{G_1} \text{ [10] dimenzió nélküli szám,}$$

ahol  $G_a$  a szállított anyag súlya,

$G_1$  a szállító levegő súlya.

Irodalom szerint: [9]  $\mu_s = 0,005 \dots 0,007$  facsiszolatra,

$$\mu_s = 0,05 \dots 0,02 \text{ fűrészporra,}$$

$$\mu_s = 0,2 \dots 0,5 \text{ forgácsra.}$$

$$\mu_v = \frac{V_a}{V_1} \text{ [11],}$$

ahol  $V_a$  a szállított anyag térfogata ( $\text{m}^3$ ),

$V_1$  a szállítólevegő térfogata ( $\text{m}^3$ ).

Irodalom szerint: [9]  $\mu_v = \frac{1}{750} \dots \frac{1}{2000}$

Szerző által ajánlott  $\mu_v$ -érték por- és forgácselszívás tervezésénél:

$$\mu_v = \frac{1}{5000} \dots \frac{1}{8000},$$

amit indokol a faipari gépeknél a por- és forgácselszívásnál alkalmazott nagyobb levegőmennyiség. A kisebb értéket puhafa-, a nagyobb értéket keményfapor- és -forgácsszállításához ajánlatos használni, illetve puhafánál nagyobb nedvességtartalom esetén.

Összefüggés  $\mu_s$  és  $\mu_v$  között:

$$\mu_s = \mu_v \frac{\gamma_a}{\gamma_1}$$

### 1.2.6. Nyomásvesztés meghatározása keverék szállítása esetén

Az eddigiekben a keverékmentes levegő áramlási törvényeit alkalmaztuk. Keverék szállítása esetén a nyomásvesztések nagyobbak, mint a tiszta levegőnél.

Számításainkban feltételeztük, hogy a keverékben levő faanyagrezecskék egyenletes eloszlásúak. A gyakorlatban ez függ az adagolási módtól, azaz a forgácsoló szerszámok működésétől is.

Jelöljük az időegység alatt áthaladó levegő súlyát  $G_1$ -val, a beadagolt faanyag súlyát  $G_a$ -val, az adagolási súlyarány  $\mu'_s$  lesz.

$$\mu'_s = \frac{G_a}{G_1}$$

Ez az érték kisebb, mint az általános súlyarány ( $\mu_s$ ), vagyis az időegység (pl. egy óra) alatt elszívott anyag és levegő súlyának aránya. Ezt az indokolja, hogy az anyag áramlási sebessége  $v_a$  elmarad a levegő sebessége ( $v_1$ ) mögött és egy ún. megcsúszás (*szlip*) jön létre.

$$s = \frac{v_1 - v_a}{v_1} = 1 - \frac{v_a}{v_1}, \quad \text{ezért}$$

$$s = \frac{G_a}{v_a} : \frac{G_1}{v_1} = \frac{G_a}{G_1} \cdot \frac{v_1}{v_1(1-s)} = \mu'_s \cdot \frac{1}{1-s}$$

Mérések alapján megállapítható, hogy keverék elszívása vagy szállítása esetén a nyomásvesztés nőtt a tiszta levegő áramlási veszteségéhez képest.

GASTERSTÄDT gabonával végzett kísérleteiben a keverék szállításakor a következő összefüggést találta:

$$p_v = p_1(1 + k \cdot \mu'_s),$$

ahol  $\mu'_s$  az adagolási súlyarány,

$k$  ún. *Gasterstädt-állandó* ( $k \cong 0,3$ ).

A szerző által végzett számítások azt mutatták, hogy a gyakorlatban por- és forgácselszívásnál, ahol nagy levegőmennyiséggel dolgozunk, a  $k$  tényező nagyobb mint 0,3.

A számítás egyszerűsíthető, mivel

$$\mu_s = \frac{k}{(1-s)} \cdot \mu'_s \quad \text{a képlet egyszerűsíthető,}$$

$$p_v = p_1(1 + \mu_s) = p_1 \left( 1 + \mu_v \frac{\gamma_a}{\gamma_1} \right) \quad (\text{v.o. mm}), \quad (7)$$

ahol  $p_v$  a keverék áramlásakor fellépő nyomásvesztés (v.o. mm),

$p_1$  tiszta levegő áramlásakor fellépő veszteség (v.o. mm),

$\mu_v$  a térfogat szerinti koncentráció értéke,

$\gamma_a$  a szállított anyag fajsúlya ( $\text{dN/m}^3$ ),

$\gamma_1$  a szállító levegő fajsúlya ( $\text{dN/m}^3$ ),

$\gamma_a$  értékére DR. PALLAY NÁNDOR adatai után a 2. táblázat értékei irányadók. 12%-nál nagyobb nedvességtartalom esetén  $\gamma_a$  értékét helyesbiteni kell.



2. táblázat. Fafajok fajsúlya légszáraz állapotban

Fafaj megnevezése	$\gamma_a$ (kp/m <sup>3</sup> )
1. kemény lombosfánál légszáraz állapotban ( $u_1 = 12\%$ nedv.)	750
2. lágy lombosfánál légszáraz állapotban ( $u_1 = 12\%$ nedv.)	570
3. fenyőnél légszáraz állapotban ( $u_1 = 12\%$ nedv.)	500

**Példa.** Egy keretfűrésznél a fenyőfarönkök átlagos nedvességtartalma  $u_2 = 35\%$

$$\gamma_a = \gamma_a \cdot \frac{100 + u_1}{100 + u_2} = 500 \frac{1,35}{1,12} = 600 \text{ kp/m}^3,$$

ahol  $u_1 = 12\%$ ,  
 $\gamma_a$  táblázati érték.

a) legyen  $\mu_v = \frac{1}{1500}$

$$p_v = p_1 \left( 1 + \mu_v \cdot \frac{\gamma_a}{\gamma_1} \right) = p_1 \left( 1 + \frac{1}{1500} \cdot \frac{600}{1,2} \right)$$

$$p_v = 1,33 p_1$$

Keverékáramlás esetén  $\frac{1}{1500}$  koncentrációnál a nyomásvesztés  $33\%$ -kal nőtt meg.

b)  $\mu_v = \frac{1}{5000}$  koncentráció esetén:

$$p_v = p_1 \left( 1 + \frac{1}{5000} \cdot \frac{600}{1,2} \right)$$

$$p_v = 1,1 p_1$$

### 1.2.7. Alkalmazható csőátmérők

A számított csőátmérők a gyakorlatban sokszor eltömődnek, ezért nagyobb keresztmetszetet kell alkalmazni. Ez esetben az elméletileg kiszámított levegőmennyiségnél nagyobb szállítómennyiséggel kell a fűrészport és forgácsot elszívni. Ez természetesen  $\mu_v$  értékét csökkenti, így helyesebb rögtön a szerző által ajánlott kisebb értékkel számolni

$$\left( \frac{1}{5000} \cdots \frac{1}{8000} \right).$$

A 3. táblázat tartalmazza az egyes gépeknél az eltömődés és lerakódás veszélyének megelőzése végett ajánlott legkisebb légsatorna-átmérők értékeit. Ha a számításban ennél kisebb csőkeresztmetszet adódik, akkor ajánlatos a legkisebb csőátmérőre felkerekíteni.

Többfejes gépeknél a megfelelő megmunkáló szerszámra az alkalmazható géptípus elszívó-jadatait kell betervezni.

3. táblázat. Különböző faforgácsoló gépekhez ajánlott csőátmérők

Szállított anyag és gép megnevezése	Szerző által ajánlott átmérő mm-ben
Finom fapor (facsiszolat)	100
Fűrészpor	100—120
Körfűrészgép $\varnothing$ 400 mm-ig	100—120
Ingafűrész	130—140
Szalagfűrész	120—180*
Hasító szalagfűrész	180—220
Keretfűrész (függőleges)	200—300
Marógép	120—160
Gyalugép	140—300
Csapológépek	140—160
Résvágó gépek	120—140
Korongcsiszoló gépek	120—160
Szalagcsiszoló gépek	$2 \times 140$ —180
Hengercsiszoló gépek	200—300

\* 2 elszívófejre számítva

### 1.2.8. Ütközési vagy alakí ellenállások értékei

Az előzőkben ismertettem, hogy a csővezetékben levő ívek, hirtelen keresztmetszetváltozások, elágazások stb. nyomásvesztést idéznek elő. Általában az irányváltozások következtében fellépő nagyobb súrlódás vagy ütközés miatt a részecskék elvesztik sebességüket és újabb felgyorsításukhoz szükséges energia nyomásvesztés formájában jelentkezik.

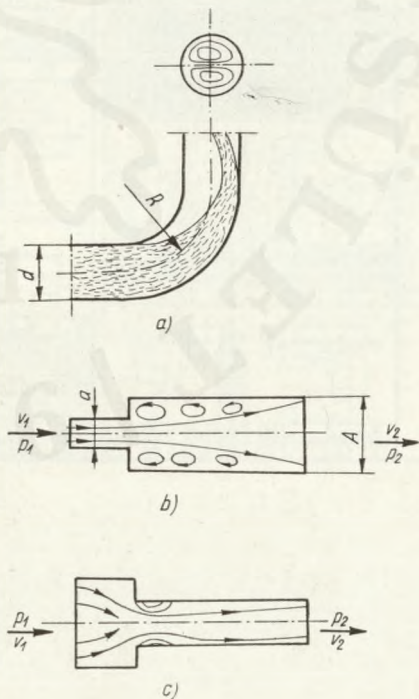
Néhány legtöbbször előforduló ütközési ellenállást az 1-9. ábrán mutatok be.

Az 1-9/a ábrán látható, hogy a csővezeték ivdarabjaiban a centrifugális erő hatására a keverék szétválik, a farészecskék az ív külső falához szorulva súrlódva csúsznak a falon. Az ív után az anyag újra keveredik a levegővel, és felgyorsul. Az áramlás közben azonban egy keresztirányú áramlás is keletkezik, mert a cső belső részén levő részecskék kifelé, a levegő pedig befelé igyekszik áramlani. Az ívben előálló nyomásvesztést tehát centrifugális erő okozta kiválás, súrlódás és keresztáramlás okozza. Ez a veszteség függ az ív közepek sugarának ( $R$ ) és a csőátmérőnek ( $d$ ) viszonyzatától. Az ellenállási tényezőket a 4. táblázatban tüntettem fel.

Az 1-9/b és 1-9/c ábrákon látható hirtelen keresztmetszet-növekedésnél, illetve -csökkenésnél a holtterben örvények jönnek létre. Ezen örvények létrehozása és fenntartása többletenergiát igényel, amely nyomásvesztést okoz.

1-9. ábra. Áramlási kép ívekben és a keresztmetszetváltozás helyén

a) 90°-os ív; b) keresztmetszet-nagyobbdás; c) keresztmetszet-csökkenés



4. táblázat. Ütközési vagy alak ellenállások

<p>1</p> <p><math>S_1 = a S_1</math></p>		<p>5</p> <p><math>S_5 = 0,73 A \cdot B \cdot C</math></p> <p><math>A = \sqrt{\frac{0,3}{R/b}} \quad \text{ha } \frac{R}{C} \leq 10</math></p> <p><math>B = 0,19 \sqrt{R/b}; \quad \text{ha } \alpha \leq 90^\circ</math></p> <p><math>C = 0,23 + 0,05 \sqrt{\frac{1,44}{(b/R)^2} + 1}</math></p> <p><math>\text{ha } \frac{b}{D} \leq B</math></p> <p><math>S_5 = 7 S_1 \quad S_5 = S_5 a</math></p>																																																																									
<table border="1"> <tr><th>R/D</th><td>0,5</td><td>0,75</td><td>1,0</td><td>1,5</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td></tr> <tr><th>S<sub>1</sub></th><td>1,0</td><td>0,5</td><td>0,25</td><td>0,17</td><td>0,14</td><td>0,1</td><td>0,1</td></tr> </table> <p>„a” érvényes 1,3,4,5,8,9 tételre</p> <table border="1"> <tr><th>D/b</th><td>50</td><td>100</td><td>300</td><td>500</td><td>1000</td><td>2000</td></tr> <tr><th>a<sup>a</sup></th><td>1,6</td><td>1,4</td><td>1,2</td><td>1,1</td><td>1,0</td><td>0,9</td></tr> </table> <p>„b” érvényes a 2. tételre</p> <table border="1"> <tr><th>D/b</th><td>50</td><td>100</td><td>300</td><td>500</td><td>1000</td><td>2000</td></tr> <tr><th>b<sup>b</sup></th><td>1,86</td><td>1,63</td><td>1,3</td><td>1,15</td><td>1,0</td><td>0,85</td></tr> </table>		R/D	0,5	0,75	1,0	1,5	2	3	4	S <sub>1</sub>	1,0	0,5	0,25	0,17	0,14	0,1	0,1	D/b	50	100	300	500	1000	2000	a <sup>a</sup>	1,6	1,4	1,2	1,1	1,0	0,9	D/b	50	100	300	500	1000	2000	b <sup>b</sup>	1,86	1,63	1,3	1,15	1,0	0,85	<table border="1"> <tr><th>b/h</th><td>0,25</td><td>0,5</td><td>0,66</td><td>0,8</td><td>1,0</td><td>1,25</td></tr> <tr><th><math>\eta</math></th><td>1,8</td><td>1,5</td><td>1,3</td><td>1,17</td><td>1,0</td><td>0,8</td></tr> <tr><th>b/h</th><td>1,5</td><td>1,75</td><td>2,0</td><td>2,5</td><td>3,0</td><td>7,5</td></tr> <tr><th><math>\eta</math></th><td>0,67</td><td>0,55</td><td>0,46</td><td>0,4</td><td>0,4</td><td>0,6</td></tr> </table>		b/h	0,25	0,5	0,66	0,8	1,0	1,25	$\eta$	1,8	1,5	1,3	1,17	1,0	0,8	b/h	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	7,5	$\eta$	0,67	0,55	0,46	0,4	0,4	0,6
R/D	0,5	0,75	1,0	1,5	2	3	4																																																																				
S <sub>1</sub>	1,0	0,5	0,25	0,17	0,14	0,1	0,1																																																																				
D/b	50	100	300	500	1000	2000																																																																					
a <sup>a</sup>	1,6	1,4	1,2	1,1	1,0	0,9																																																																					
D/b	50	100	300	500	1000	2000																																																																					
b <sup>b</sup>	1,86	1,63	1,3	1,15	1,0	0,85																																																																					
b/h	0,25	0,5	0,66	0,8	1,0	1,25																																																																					
$\eta$	1,8	1,5	1,3	1,17	1,0	0,8																																																																					
b/h	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	7,5																																																																					
$\eta$	0,67	0,55	0,46	0,4	0,4	0,6																																																																					
<p>2</p> <p><math>S_2 = b S_2</math></p>		<p>7</p> <p><math>t = 1,41 r</math></p> <p><math>n = 1,4 \frac{b}{r}</math></p> <p><math>n = \text{terhelési lapok száma}</math></p>																																																																									
<table border="1"> <tr><th>R/D</th><td>0,5</td><td>0,75</td><td>1,0</td><td>1,5</td><td>2,0</td></tr> <tr><th>3 sepm S<sub>2</sub></th><td>1,3</td><td>0,8</td><td>0,5</td><td>0,3</td><td>0,25</td></tr> <tr><th>5 sepm S<sub>2</sub></th><td>1,1</td><td>0,6</td><td>0,4</td><td>0,25</td><td>0,2</td></tr> </table>		R/D	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	3 sepm S <sub>2</sub>	1,3	0,8	0,5	0,3	0,25	5 sepm S <sub>2</sub>	1,1	0,6	0,4	0,25	0,2	<table border="1"> <tr><th><math>\alpha^\circ</math></th><td>90</td><td>120</td><td>135</td></tr> <tr><th>r/B = 0,25</th><td>0,25</td><td>0,13</td><td>0,08</td></tr> <tr><th>r/B = 0,10</th><td>0,40</td><td>0,20</td><td>0,13</td></tr> </table>		$\alpha^\circ$	90	120	135	r/B = 0,25	0,25	0,13	0,08	r/B = 0,10	0,40	0,20	0,13																																										
R/D	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0																																																																						
3 sepm S <sub>2</sub>	1,3	0,8	0,5	0,3	0,25																																																																						
5 sepm S <sub>2</sub>	1,1	0,6	0,4	0,25	0,2																																																																						
$\alpha^\circ$	90	120	135																																																																								
r/B = 0,25	0,25	0,13	0,08																																																																								
r/B = 0,10	0,40	0,20	0,13																																																																								
<p>3</p> <p><math>\phi S_3 = a S_2 M</math></p> <p><math>\square S_3 = a S_1 M</math></p>		<p>8</p> <p><math>S_8 = S_8 a</math></p>																																																																									
<table border="1"> <tr><th><math>\alpha^\circ</math></th><td>15</td><td>30</td><td>45</td><td>50</td><td>60</td><td>70</td><td>80</td></tr> <tr><th>M</th><td>0,25</td><td>0,45</td><td>0,63</td><td>0,68</td><td>0,77</td><td>0,86</td><td>0,94</td></tr> <tr><th><math>\alpha^\circ</math></th><td>90</td><td>100</td><td>120</td><td>140</td><td>160</td><td>180</td><td>-</td></tr> <tr><th>M</th><td>1,0</td><td>1,06</td><td>1,15</td><td>1,24</td><td>1,32</td><td>1,4</td><td>-</td></tr> </table> <p>R/D <math>\alpha^\circ</math></p> <table border="1"> <tr><th>R/D</th><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>75</td><td>90</td><td>105</td><td>120</td></tr> <tr><th>15</th><td>0,08</td><td>0,11</td><td>0,14</td><td>0,16</td><td>0,175</td><td>0,19</td><td>0,2</td></tr> <tr><th>20</th><td>0,07</td><td>0,1</td><td>0,12</td><td>0,14</td><td>0,15</td><td>0,16</td><td>0,17</td></tr> </table>		$\alpha^\circ$	15	30	45	50	60	70	80	M	0,25	0,45	0,63	0,68	0,77	0,86	0,94	$\alpha^\circ$	90	100	120	140	160	180	-	M	1,0	1,06	1,15	1,24	1,32	1,4	-	R/D	30	45	60	75	90	105	120	15	0,08	0,11	0,14	0,16	0,175	0,19	0,2	20	0,07	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16	0,17	<table border="1"> <tr><th>R/D = 15, <math>\alpha^\circ</math></th><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>90</td></tr> <tr><th>S<sub>8</sub></th><td>0,12</td><td>0,17</td><td>0,20</td><td>0,26</td></tr> </table>		R/D = 15, $\alpha^\circ$	30	45	60	90	S <sub>8</sub>	0,12	0,17	0,20	0,26						
$\alpha^\circ$	15	30	45	50	60	70	80																																																																				
M	0,25	0,45	0,63	0,68	0,77	0,86	0,94																																																																				
$\alpha^\circ$	90	100	120	140	160	180	-																																																																				
M	1,0	1,06	1,15	1,24	1,32	1,4	-																																																																				
R/D	30	45	60	75	90	105	120																																																																				
15	0,08	0,11	0,14	0,16	0,175	0,19	0,2																																																																				
20	0,07	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16	0,17																																																																				
R/D = 15, $\alpha^\circ$	30	45	60	90																																																																							
S <sub>8</sub>	0,12	0,17	0,20	0,26																																																																							
<p>4</p>		<p>9</p> <p><math>S_9 = S_9 a</math></p>																																																																									
<table border="1"> <tr><th>R/W = 0,5</th><td>0,75</td><td>1</td><td>2</td></tr> <tr><th>W<sub>1</sub>/W = 0,25</th><td>S<sub>4</sub> = 0,4</td><td>0,25</td><td>0,2</td><td>0,1</td></tr> <tr><th>W<sub>1</sub>/W = 0,5</th><td>S<sub>4</sub> = 0,5</td><td>0,3</td><td>0,2</td><td>0,1</td></tr> </table>		R/W = 0,5	0,75	1	2	W <sub>1</sub> /W = 0,25	S <sub>4</sub> = 0,4	0,25	0,2	0,1	W <sub>1</sub> /W = 0,5	S <sub>4</sub> = 0,5	0,3	0,2	0,1	<table border="1"> <tr><th>R/D = 15, <math>\alpha^\circ</math></th><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>90</td></tr> <tr><th>S<sub>9</sub></th><td>0,24</td><td>0,33</td><td>0,40</td><td>0,53</td></tr> </table>		R/D = 15, $\alpha^\circ$	30	45	60	90	S <sub>9</sub>	0,24	0,33	0,40	0,53																																																
R/W = 0,5	0,75	1	2																																																																								
W <sub>1</sub> /W = 0,25	S <sub>4</sub> = 0,4	0,25	0,2	0,1																																																																							
W <sub>1</sub> /W = 0,5	S <sub>4</sub> = 0,5	0,3	0,2	0,1																																																																							
R/D = 15, $\alpha^\circ$	30	45	60	90																																																																							
S <sub>9</sub>	0,24	0,33	0,40	0,53																																																																							
<p>6</p>		<p>10</p> <p><math>V = \frac{U}{S}</math></p> <p><math>\frac{U}{2} = 1,4 \cdot \frac{U}{S}</math></p>																																																																									
<table border="1"> <tr><th>R/W = 0</th><td>0,2</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1,0</td></tr> <tr><th>S = 1,4</th><td>1,0</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1,1</td><td>1,2</td></tr> </table>		R/W = 0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	S = 1,4	1,0	0,8	0,9	1,1	1,2	<table border="1"> <tr><th><math>\alpha^\circ</math></th><td>10</td><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>90</td></tr> <tr><th>S</th><td>0,1</td><td>0,3</td><td>0,7</td><td>1,0</td><td>1,4</td></tr> </table>		$\alpha^\circ$	10	30	45	60	90	S	0,1	0,3	0,7	1,0	1,4																																																
R/W = 0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0																																																																						
S = 1,4	1,0	0,8	0,9	1,1	1,2																																																																						
$\alpha^\circ$	10	30	45	60	90																																																																						
S	0,1	0,3	0,7	1,0	1,4																																																																						
<p>11</p> <p><math>c = \text{leágazások száma}</math></p> <p><math>2V = cU</math></p>		<p>12</p>																																																																									
<table border="1"> <tr><th>R/W = 0</th><td>0,2</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1,0</td></tr> <tr><th>S = 1,4</th><td>1,0</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1,1</td><td>1,2</td></tr> </table>		R/W = 0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	S = 1,4	1,0	0,8	0,9	1,1	1,2	<table border="1"> <tr><th>R/W</th><td>0,5</td><td>0,75</td><td>1</td><td>1,5</td><td>2</td></tr> <tr><th><math>\phi S</math></th><td>1,1</td><td>0,6</td><td>0,4</td><td>0,25</td><td>0,2</td></tr> <tr><th><math>\square S</math></th><td>1</td><td>0,5</td><td>0,25</td><td>0,15</td><td>0,1</td></tr> </table>		R/W	0,5	0,75	1	1,5	2	$\phi S$	1,1	0,6	0,4	0,25	0,2	$\square S$	1	0,5	0,25	0,15	0,1																																										
R/W = 0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0																																																																						
S = 1,4	1,0	0,8	0,9	1,1	1,2																																																																						
R/W	0,5	0,75	1	1,5	2																																																																						
$\phi S$	1,1	0,6	0,4	0,25	0,2																																																																						
$\square S$	1	0,5	0,25	0,15	0,1																																																																						
<p>13</p>		<p>14</p> <p>HA: <math>A_{II} \geq A_I</math></p>																																																																									
<table border="1"> <tr><th><math>\alpha^\circ</math></th><td>15</td><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>90</td></tr> <tr><th>S<sub>I</sub> = 0,1</th><td>0,3</td><td>0,5</td><td>0,7</td><td>1,2</td></tr> <tr><th>S<sub>II</sub> = 0,0</th><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr> </table>		$\alpha^\circ$	15	30	45	60	90	S <sub>I</sub> = 0,1	0,3	0,5	0,7	1,2	S <sub>II</sub> = 0,0	0	0	0	0	<table border="1"> <tr><th>R/D = 0,5</th><td>0,75</td><td>1</td><td>1,5</td><td>2</td></tr> <tr><th><math>\phi S = 1,3</math></th><td>0,9</td><td>0,8</td><td>0,6</td><td>0,5</td></tr> </table>		R/D = 0,5	0,75	1	1,5	2	$\phi S = 1,3$	0,9	0,8	0,6	0,5																																														
$\alpha^\circ$	15	30	45	60	90																																																																						
S <sub>I</sub> = 0,1	0,3	0,5	0,7	1,2																																																																							
S <sub>II</sub> = 0,0	0	0	0	0																																																																							
R/D = 0,5	0,75	1	1,5	2																																																																							
$\phi S = 1,3$	0,9	0,8	0,6	0,5																																																																							

16

$\frac{l}{D} > 0,75 \dots \xi = 0,65$   
 $\frac{l}{D} > 1 \dots \xi = 0,5$   
 $\frac{l}{D} > 2 \dots \xi = 0,6$   
 $\frac{l}{D} > 3 \dots \xi = 0,7$

25

$\xi = 10$

Hálójával  $\xi = 16$ , ha annak szabad keresztmetszete 80%

17

26

$\alpha = 7-15^\circ$

18

27

$\xi = 2,1$

A)  $\xi_A = 0,5 + 0,7 \left(\frac{a}{A}\right)^2$   
 B)  $\xi_B \approx 0,75 + 0,7 \left(\frac{a}{A}\right)^2$   
 C)  $\xi_C = \left(\frac{a}{A}\right)^2 + 0,2 \left(\frac{a}{A}\right)^2$

19

28

$\xi = 1$

20

Teljesen nyitva  
 $\xi = 0,05$

29

$h = 1,25d$   
 $\xi = 1$   
 Rács hasznos felülete 80%

30

$\xi_2 = 0,7 \left(\frac{A_2}{A_1}\right) - 0,2 \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^3$

$\frac{A_2}{A_1}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\xi_2$	0,5	0,42	0,34	0,25	0,15	0,00

33

$\xi = \left(1 - \frac{a}{A}\right)^2$

$\frac{a}{A}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$\xi$	1,0	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25

$\frac{a}{A}$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	-
$\xi$	0,16	0,09	0,04	0,01	0	-

31

$\xi = 0,47 \sqrt{\frac{Eg\alpha}{2} \left(\frac{A}{a}\right)^2}$

34

32

35

21

$\square \xi = 0,9$   
 $\square \xi = 1,25$   
 $\square \xi = 0,5$   
 $\square \xi = 0,7$

$\frac{A}{a}$	10	15	20	25	30	45
1,25	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06
1,50	0,02	0,03	0,05	0,08	0,11	0,13
1,75	0,03	0,05	0,07	0,11	0,15	0,20
2,0	0,04	0,06	0,10	0,15	0,21	0,27
2,25	0,05	0,08	0,13	0,19	0,27	0,34
2,5	0,06	0,10	0,15	0,23	0,32	0,40

22

$\frac{R}{D}$	0,25	0,5	0,75	1,0
$\xi$	0,2	0,1	0,06	0,05

23

36

$r = 0,2d$   $R = 1,2d$  37  
 $b = 0,7d$   $K = 1,9d$   
 $l = 1,25d$   
 $\xi = 1,0$   
 80% hasznos keresztmetszet

24

$\frac{A}{a}$	5	10	15	20	25	28
1,25	0,03	0,02	0,02	0,02	0,03	0,04
1,5	0,06	0,03	0,03	0,05	0,07	0,08
1,75	0,08	0,05	0,05	0,06	0,09	0,11
2,0	0,11	0,07	0,07	0,09	0,13	0,15
2,25	0,14	0,09	0,08	0,12	0,17	0,19
2,5	0,17	0,10	0,10	0,14	0,20	0,23

## 2.9. Áramlások egyesítése és szétválasztása

### 1.2.91. Áramlások egyesítése

A poreszívó vezetékek között sokszor kell a forgácsológépektől érkező légáramlatokat egyesíteni. Az áramlások egyesítésekor megváltozik a nyomás értéke mind a fővezetékben, mind az ágvezetékben. Ezt a változást alaki ellenállási tényezővel vesszük figyelembe. Az alaki tényező számítása az irodalom szerint különböző.

Elméletileg P. N. KAMENYEV szovjet professzor után az áramlatok egyesítésénél az impulzustörvény alapján a következő összefüggéseket írhatjuk fel.

$$V_{\bar{o}} \cdot v'_{\bar{o}} \cdot \rho = V_1 \cdot v_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \rho + V_2 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \rho,$$

ahol  $v'_{\bar{o}}$  az elméletileg legkedvezőbb sebességet jelenti, amely mellett a legkisebb a nyomáscsökkenés.

Izotermikus áramlásnál a levegő sűrűsége ( $\rho$ ) állandó, ezért a 10. ábrán látható jelölésekkel:

$$V_{\bar{o}} \cdot v'_{\bar{o}} = V_1 \cdot v_1 \cdot \cos \alpha_1 + V_2 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2, \text{ általános alakban:}$$

$$v'_{\bar{o}} = \frac{1}{V_{\bar{o}}} \sum_{i=1}^n V_i \cdot v_i \cos \alpha_i.$$

A keletkezett nyomásvesztéseket a dinamikus nyomáskülönbségekkel fejeztük ki:

$$p_i = v_i^2 \cdot \rho / 2 - v'_{\bar{o}}{}^2 \cdot \rho / 2 \quad i \text{ ágra vonatkoztatva}$$

$$p_i = \left[ \left( \frac{v_i}{v'_{\bar{o}}} \right)^2 - 1 \right] v'_{\bar{o}}{}^2 \cdot \rho / 2$$

$$p_i = \zeta_i \cdot v'_{\bar{o}}{}^2 \cdot \rho / 2,$$

ahol  $\zeta_i$  az  $i$  ág ütközési ellenállása

$$\zeta_i = \left( \frac{v_i}{v'_{\bar{o}}} \right)^2 - 1 \quad (8)$$

A gyakorlatban nem a legkedvezőbb, hanem a számításokból adódó sebesség ( $v_{\bar{o}}$ ) alakul ki.

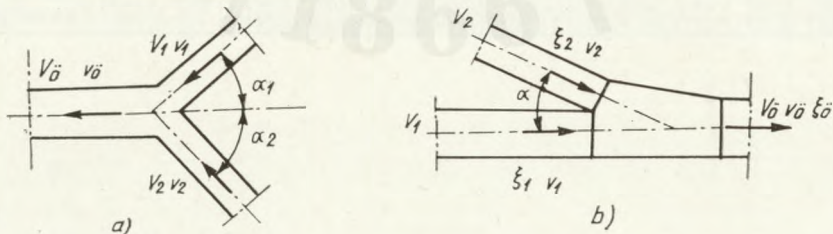
Itt három esetet különböztethetünk meg:

$$a) \quad v_{\bar{o}} = v'_{\bar{o}},$$

$$a/1 \quad v_i = v_{\bar{o}}$$

Kedvező sebesség alakul ki, nincs nyomásvesztés,

$$a/2 \quad v_i > v_{\bar{o}}$$



1-10. ábra. Áramlások egyesítése

a) szimmetrikus csőelágazás; b) aszimmetrikus csőelágazás

Az idézett képlet alapján az elszívásoknál alkalmazott  $v = 10 \dots 22$  m/s szállítósebesség mellett (számítás alapján):

1 m/s sebességkülönbség mellett  $\zeta_i = 0,2 \dots 0,1$

2 m/s sebességkülönbség mellett  $\zeta_i = 0,44 \dots 0,46$

értékig változik.

$$a/3) \quad v_i < v_{\text{ö}}$$

A főcsatornában levő nagyobb sebesség injektorszerű hatást hoz létre, és csökkenti az ágakban levő veszteséget. Sok esetben ezt egyes szerzők 0 értékkel javasolják figyelembe venni.

$$b) \quad v_{\text{ö}} < v'_{\text{ö}}$$

Ha a (8) képletet használjuk, számolni kell avval a veszteséggel is, amit a legkedvezőbb sebességtől való eltérés jelent. Ezt a becsatlakozó  $i$  ágra vonatkoztatva:

$$p_i = (v_i^2 - v_0'^2) \frac{\rho}{2} + (v_{\text{ö}}' - v_{\text{ö}})^2 \frac{\rho}{2}$$

$$p_i = \left[ \left( \frac{v_i}{v_{\text{ö}}} \right)^2 - \left( \frac{v_0'}{v_{\text{ö}}} \right)^2 + \left( \frac{v_{\text{ö}}'}{v_{\text{ö}}} - 1 \right)^2 \right] v_{\text{ö}}^2 \cdot \frac{\rho}{2}$$

$$\zeta_i = \left[ \left( \frac{v_i}{v_{\text{ö}}} \right)^2 - \left( \frac{v_0'}{v_{\text{ö}}} \right)^2 + \left( \frac{v_{\text{ö}}'}{v_{\text{ö}}} - 1 \right)^2 \right]$$

$$c) \quad v_{\text{ö}} > v'_{\text{ö}}$$

KAMENYEV szerint ugyancsak az egyesített főágban levő sebességre vonatkoztatjuk a nyomásvesztés kiszámolását.

$$\zeta_i = \left[ \left( \frac{v_i}{v_{\text{ö}}} \right)^2 - \left( \frac{v_0'}{v_{\text{ö}}} \right)^2 \right] + \psi \left[ 0,7 \left( 1 - \frac{v_{\text{ö}}'}{v_{\text{ö}}} \right) - 0,2 \left( 1 - \frac{v_{\text{ö}}'}{v_{\text{ö}}} \right)^3 \right],$$

ahol  $\psi$  értéke G. A. MAXIMOV után

$$\psi = \frac{\sin \alpha}{2};$$

$\psi$  értéke  $\alpha = 15^\circ$ -nál 0,13.

A képletből látható, hogy ez esetben a második tag értéke – nagyobb  $v_{\text{ö}}$  sebességnél – kis értékű lesz.

d) A gyakorlatban elszíváskor az 1-10/b ábra szerinti eset a legáltalánosabb.

$$v_{\text{ö}}' \cdot V_{\text{ö}} = V_1 \cdot v_1 + V_2 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha$$

$$v_{\text{ö}}' = \frac{V_1}{V_{\text{ö}}} v_1 + \frac{V_2}{V_{\text{ö}}} v_2 \cdot \cos \alpha$$

$$\zeta_1 = \left( \frac{v_1}{v_{\text{ö}}} \right)^2 - 1; \quad \zeta_2 = \left( \frac{v_2}{v_{\text{ö}}} \right)^2 - 1$$

Az a/2. esethez hasonlóan változik  $\zeta_1$  értéke.

e) A bonyolult számítási mód miatt az irodalom szerint egyszerűbb a 10/b ábra jelöléseivel az 5. táblázat értékeinek felhasználása.

5. táblázat. Áramlatokat egyesítő idomdarabok ellenállásainak táblázata

$\zeta = 12^\circ - 20^\circ$ -nál

$v_2/v_1$	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
1	0,4	0,36	0,20	0,10	0	0
2	0	0	0	0,10	0,25	0,35

f) A szerző számításai szerint a nadrágidomnál figyelembe kell venni, hogy ez konfuzorként is szerepel, továbbá a két áramlás keveredése nemcsak az ágakra hat ki, hanem a főágban is nyomásvesztést hoz létre.

A számítások leegyszerűsítése végett az áramlatok egyesítésénél, ha  $v_2$  és  $v_0$  között 1 m/s-nál kisebb a különbség ( $v_2 > v_0$ ), akkor

$$\Delta p_0 = \zeta_0 \cdot v_0^2 \cdot \frac{\rho}{2} \quad \text{képletben } \zeta_0 \cong 0,3$$

Az egyszerűsítés a gyakorlatban jó eredményt adott.

Ha  $v_2 > v_0$ -nél és 1 m/s különbségnél nagyobb, akkor az ágaknál is figyelembe kell venni a KAMENYEV szerinti számolt  $\zeta_i$  értékét hozzáadva a becsatlakozó ág ütközési ellenállási tényezőihez. A számítási mód használhatóságát az is indokolja, hogy a fővezeték — tehát a leghosszabb légcsatorna — mentén az áramlatok egyesítésénél a  $\zeta_0$  alkalmazása növeli a nyomásvesztést, ami többletbiztonságot és a hatásosabb elszívást ad.

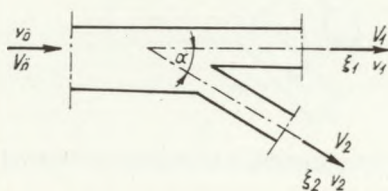
### 1.2.92. Áramlások szétosztása

Ez az eset elszívóberendezéseknél a ciklonsoportoknál és a levegőpótlásnál fordul elő. Elvileg ugyanúgy járunk el, mint a levegőáramlatok egyesítésekor. Általában arra kell törekedni, hogy  $v_i = v'_i$  azaz az ágakban a legkedvezőbb sebesség legyen. Ez esetben a nyomásvesztés képlete az 1-11. ábra jelölése szerint:

$$\Delta p = \frac{v_0^2}{2g} \gamma_1 - \frac{v_i^2}{2g} \gamma_1 = \left(1 - \frac{v_i}{v_0}\right)^2 \cdot \frac{v_0^2}{2g} \cdot \gamma_1$$

$$\zeta_i = 1 - \left(\frac{v_i}{v_0}\right)^2$$

$$p = \zeta_i \cdot \frac{v_0^2}{2g} \cdot \gamma_1,$$



ha  $v_1 = v_0$  és  $\alpha = 0$ , akkor  $\zeta = 0$ ,  
azaz az egyenes ágakban nyomáscsökkenés nincs.

1-11. ábra. Áramlások szétválasztása

6. táblázat.  $\sin^2\alpha$  értékei

	15°	30°	45°
$\sin \alpha$	0,259	0,5	0,71
$\sin^2 \alpha = \zeta_2$	0,067	0,25	0,5

7. táblázat. Áramlatokat szétválasztó idomdarabok ellenállásainak táblázata

$v_2/v_0$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	2,7	1,7	1,1	0,7	0,4	0,25	0,15	0,10	0

a) Ha  $v_2 \cong v_0 \cdot \cos \alpha$  és  $v_1 = v_0$ , akkor

$$\zeta_2 = 1 - \left( \frac{v_0 \cdot \cos \alpha}{v_0} \right)^2 = 1 - \cos^2 \alpha = \sin^2 \alpha$$

b) Ha  $v_2 < v_0 \cos \alpha$ , akkor

$$\zeta_2 = \sin^2 \alpha + \left( \cos \alpha - \frac{v_2}{v_0} \right)^2$$

c) Ha  $v_2 > v_0 \cos \alpha$ , akkor KAMENYEV szerint:

$$\zeta_2 = \sin^2 \alpha + \psi \left[ 0,7 \left( 1 - \frac{v_0 \cdot \cos \alpha}{v_2} \right) - 0,2 \left( 1 - \frac{v_0 \cdot \cos \alpha}{v_2} \right)^3 \right] \cdot \left( \frac{v_2}{v_0} \right)^2$$

A  $\psi$  szorzót általában eggyel lehet egyenlőnek venni.

Az áramlatok szétválasztásakor az ellenállási tényezők mindig pozitívak.

Megjegyzem, hogy ORLOV után a 7. táblázatot is alkalmazzák.

### 1.3. Por- és forgácselszívó berendezések alkatrészei

Az elszívóberendezéseknél a következő fontosabb berendezési elemcsoportokat különböztetjük meg:

Légszatornák és tartozékaik

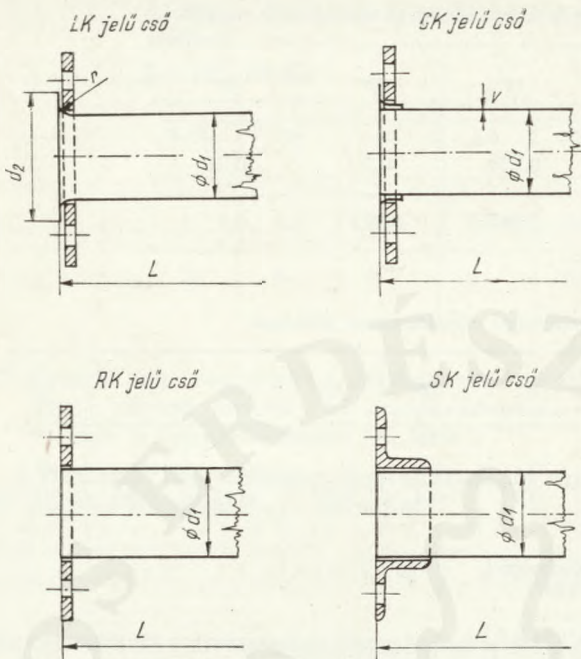
Por- és forgácsfelfogó burkolatok vagy elszívófejek

Por- és forgácsleválasztó vagy -ülepítő berendezések

#### 1.3.1. Légszatornák és tartozékaik

A légszatorna vagy csővezeték az elszívóberendezés része; a por és forgács szállítására alkalmas acél- vagy egyéb fémelemből készült csőrendszer.





1-12. ábra. Karimakötések

A szabványok részletesen tartalmazzák a szabványos átmérőket ( $d_1$ ), a kiperemezés sugarát ( $r$ ) és a kiperemezett cső átmérőjét ( $d_2$ ), a lemezvastagságot ( $v$ ), a cső hosszát ( $L$ ) és az ehhez tartozó folyómétersúlyt.

A lemezcsövek hossza általában 2000 mm, 4000 mm-nél hosszabb csöveket nem gyártanak szerelési nehézségek miatt.

A lemezcsövek anyaga:

finom lemezből, acélból	MSZ 23
horganyzott acéllemezből	MSZ 466
saválló acéllemezből	MSZ 4360
ötvözött alumínium lemezből	MSZ 9322

Kivételre vonatkozóan:

0,75...1,25 mm vastagságig a lemezcsövek korcolva (MSZ 11 505 szerint), pont- vagy gázhegesztéssel,

1,50...3,00 mm falvastagságig villamos vagy gázhegesztéssel készülnek.

A csöveket rozsdavédő és fedőmázolással kell ellátni (MSZ 12 295). Gumiburkolattal (savas gázoknál) az MSZ 12 914 és 12 915 szerint kell készíteni.

A kiírás általában:

Könnnyű lemezcső K, acéllemezből, korcolt LK 300×1—1950 MSZ 12 958: A H3F MSZ 23, ahol a számok közül a csőátmérő  $\varnothing$  300 mm, a lemezvastagság 1 mm, míg az utolsó szám a cső hosszát jelenti. A H3F MSZ 23 a csőanyag jelzése.

Két csatorna összejöveteli, illetve elágazási helyén csőelágazást vagy csőnadrágot használunk.

A csőelágazás egyik ágában az áramló levegő egyenes vonalban halad, s csak a másik hajlik el, csőnadrágban az áramlás iránya mindkét ágban meghatározott szög alatt hajlik.

### 1.3.11. A csőcsatornák kiképzése és szabványai

A kör keresztmetszetű lemezcsövet 1600 v. o. mm nyomásig az MSZ 12 958 szerint kell készíteni. Megkülönböztetünk:

a) LK jelű egyenes csődarabot, kiperemezve laza karimával. A karima szabvány száma MSZ 12 965.

b) CK jelű egyenes csődarabot, ráhegeszhető csőszegéllyel. Ezt az MSZ 12 961 szerint kell elkészíteni.

c) RK jelű egyenes csődarabot, ráhegeszhető sima acélkarimával. A karima szabványa MSZ 12 962.

d) SK jelű egyenes csődarabot, ráhegeszhető idomacél karimával. Az idomacél karima szabványa MSZ 12 963.

Az említett karimakötések az 1—12. ábrán láthatók.

Az erre vonatkozó szabvány: MSZ 12 959.

Az áramlás irányvonalának szöge ( $\alpha^\circ$ ) lehet:  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ . Általában  $30^\circ$ -nál nagyobb elágazás tervezése nem ajánlatos csak körívvel, a „t” toldat hossza legalább 50 mm. Ellenőrizni kell, hogy a karimát összeerősítő csavarok elférnek-e! Az idomdarabok anyaga és kivitelezése megegyezik az egyenes lemezcső anyagával, ill. kivitelezésével.

**Kiírása:**

Csőnadrág K acéllemezről  $330 \times 220 \times 15^\circ \times 1$  MSZ 12 959. A II. 23. MSZ 23, ahol  $\varnothing 330$  mm a főcsonk, míg az  $\varnothing 220$  mm a nadrágok átmérője.

Csőelágazás K acéllemezről  $300 \times 260 \times 150 \times 15^\circ \times 1$  MSZ 12 959, illetve A H3F MSZ 23, ahol  $\varnothing 330$  mm a főcsonk és  $\varnothing 260$ , illetve  $\varnothing 150$  mm az elágazások átmérője.

A csőíveknél (1—16. ábra) 2 d ívet alkalmazunk. Ettől eltérni csak indokolt esetben ajánlatos. A csőív szabványszáma MSZ 12 960.

A  $90^\circ$ -os ívet csőkönyökek, az ennél kisebb szögű íveket csőívnek nevezzük. Anyaguk kivitelezése általában megegyezik az eddig ismertekkel.

**Kiírásuk:**

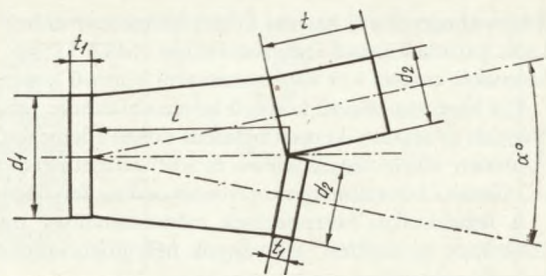
Csőkönyök LK jelű csőcsatlakozáshoz K acéllemezről  $300$  1-R = 450 MSZ 12 960; A H3F MSZ 23, ahol  $\varnothing 300$  mm a csőátmérő, 450 mm a sugár nagysága, a lemez vastagsága 1 mm.

Egy  $60^\circ$ -os csőív kiírása:

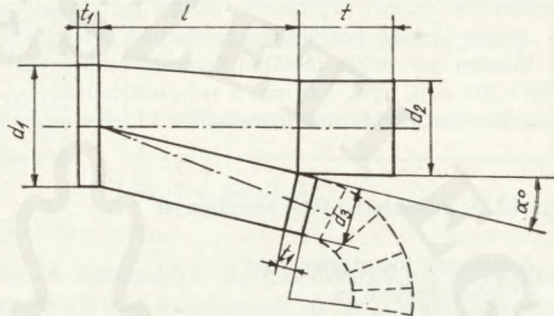
Csőív finomlemez acélból  $300$  1-R = 450  $\times 60^\circ$  MSZ 12 960; A H3F MSZ 23.

A tervezéshez szükséges szabványok megnevezése

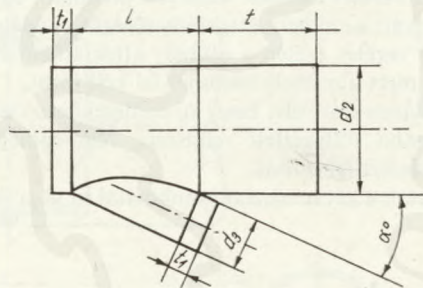
Egyéb, a kör keresztmetszetű csőívknél alkalmazható csőszegély kör keresztmetszetű könnyű lemezcsőhöz: MSZ 12 961.



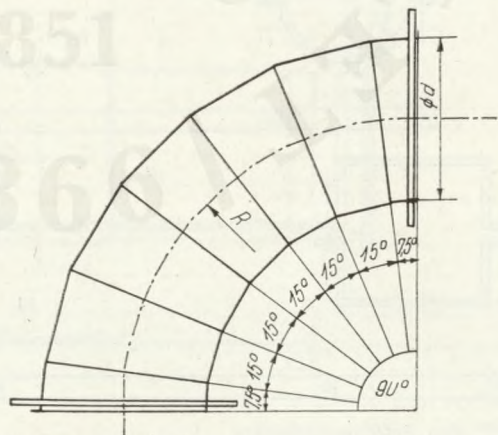
1-13. ábra. Szimmetrikus elágazású csőnadrág



1-14. ábra. Csőelágazás kis átmérőkülönbségek esetén



1-15. ábra. Csőelágazás nagy átmérőkülönbségek esetén



1-16. ábra.  $90^\circ$ -os csőkönyök

Síma ráhegeszhető karima könnyű lemezcsővekhez: MSZ 12 962.

Laza karima könnyű lemezcsővekhez: MSZ 12 965.

Idomacél karima kör keresztmetszetű könnyű lemezcsővekhez: MSZ 12 963. Lapos tömítés kör keresztmetszetű könnyű lemezcsővekhez: MSZ 12 964.

Négyzet és téglány keresztmetszetű könnyű lemezcső: MSZ 12 966.

Átmeneti idom négyszögletes és kör keresztmetszetű könnyű lemezcsőhöz: MSZ 12 967.

A műszaki követelményekre vonatkozólag felvilágosítást az MSZ 12 969 ad.

A légtechnikai berendezések csőcsatornáinak méretezéséhez és a terveken való helyes kiírásához az említett szabványok nélkülözhetetlenek, ezért tervezés előtti beszerzésük feltétlenül szükséges.

A csatlakozó csővezetékét gondosan tömíteni kell, erre legalkalmasabb az azbesztszínór, miniumban itatott papírlemez, esetleg gumi vagy parafa. Rosszul tömített légcsőcsatornánál a „hamis” levegő beáramlása az elszívás hatékonyságát rontja.

Minden nem teljes táblából kikerülő csőhossznál illesztési darabot kell alkalmazni. Pl. 700+200 mm, ahol 700 mm a tervezett cső hossza, 200 mm az illesztési darab, amellyel szerelésnél a kisebb pontatlanságokat ki lehet egyenliteni.

### 1.3.12. A csőcsatorna főbb szerelvényei

A tervezett főcsatorna lehet

— felső vezetésű és

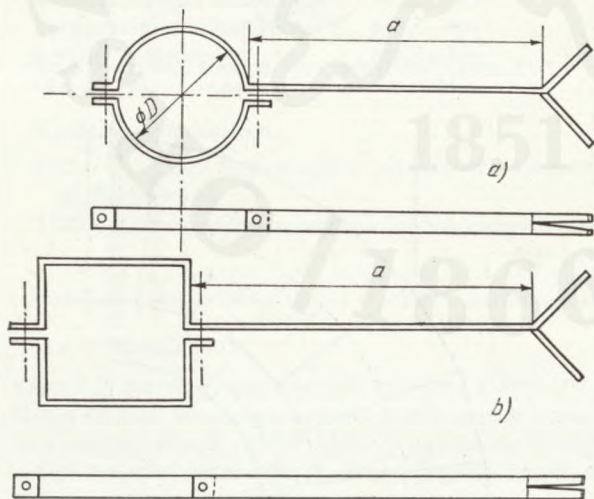
— alsó vezetésű (padlószint alatti).

A felső vezetésű csőcsatornát felfüggesztőelemekkel az üzem mennyezetére erősítjük fel. A felső vezetés előnyei: könnyen javítható, egyes gépek áthelyezés esetén újra beköthető. Hátrányai: a műhely áttekinthetőségét akadályozza, zsúfolttá teszi, és porfogó.

Alsó vezetés esetén a műhely áttekinthetősége jobb, rendezettebb, de új gépek bekötése nehéz, mert a műhely betonját fel kell törni.

Általános irányelv, hogy új épületekhez, kialakult technológiákhoz alsó vezetésű, betoncsatornába süllyesztett rendszert, régi épületben, változó technológiához felső vezetésű csőrendszert tervezünk.

Szokták a két rendszert kombinálni is, pl. a ventilátort és az utána következő csővezetékét süllyesztik a padlózatba.



1-17. ábra. Felfüggesztőbilincs

a) kör keresztmetszetű és b) négyszögletes csővezeték részére

#### a) Felfüggesztőbilincs

Mennyezetbe vagy betongerendárra erősítve helyezik el.

#### b) Tartóbak

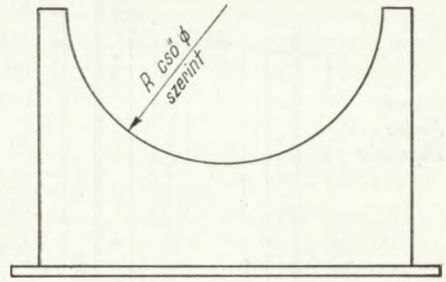
Alsó vezetésű csőcsatornához alkalmazzák a változó keresztmetszetből adódó magasságkülönbségek kiegyenlítésére. Anyaga acéllemez A.00 MSZ 33.

#### c) Tisztítóajtó

Minden nadrágidom után és alsó elszívófejnél (pl. egyengetőgyalunál) a tisztítóajtót is be kell tervezni az esetleges eldugulások kitisztítására.

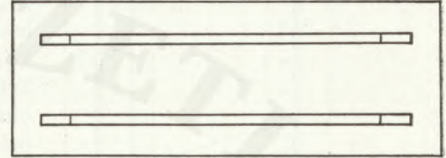
d) *Tolózár*

Minden gép felszálló ágában, kb. 1000—1200 mm-re a padlótól, tolózarat kell alkalmazni. A tolózárral a gépnél az elszívás lezárható. A tolózár jelentősége a szakaszosan üzemeltetett gépeknél nagyobb. Egy-egy gép lezárásával a többi gépnél az elszívás hatékonysága javul. Folyamatosan üzemeltetett gépeknél jelentősége kisebb.



e) *Rezgéscsillapító*

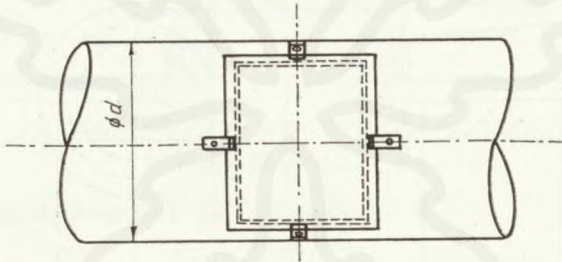
Alkalmazása a ventilátor előtt és után indokolt, hogy a ventilátor nagy fordulatszáma által keltett rezgések ne terjedjenek át a csövezeték útján a falakra. A ventilátorra a közvetlenül rákapcsolt csövezeték sok esetben megrepszti a falakat, a rezgések következtében le hull a vakolat.



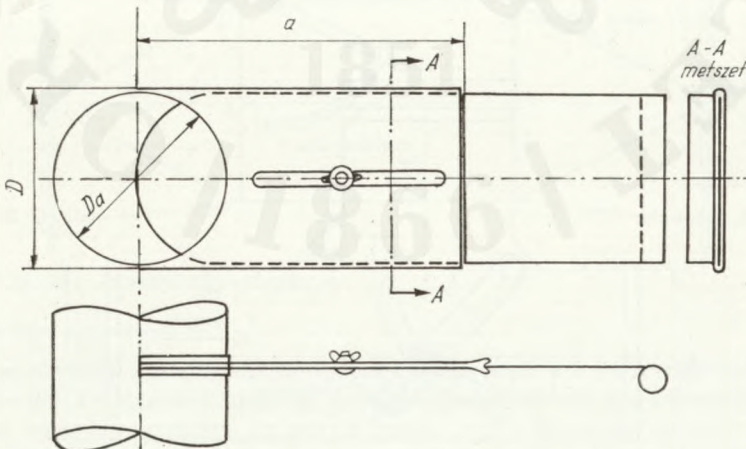
1-18. ábra. Tartók

f) *Darabfogó*

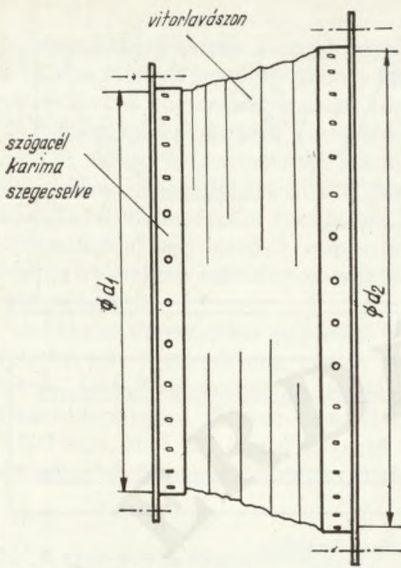
Célja a ventilátor lapátjainak védelme. A légáramlat a nagyobb darabokat a csövezeték alján gördíti előre, míg a darabfogóhoz nem érnek. Itt a kitágult térben a szállítósebesség csökken, és így a nehezebb darabok leesnek a darabfogóba. Ezt naponta ürítik.



1-19. ábra. Tisztítóajtó



1-20. ábra. Tolózár



1-21. ábra. Regzéscillapító

védőelem. Az 1-25. ábrán látható kiképzést ajánlom lapos tetőknél. Az alkalmazott papucos felerősítés rövidebb csöveknél egyben pótolhatja a kifestítőhuzalokat is.

g) Elágazócsappantyú

Ott használják, ahol a levegőt egyik vagy másik irányba akarják terelni, pl. levegő-visszavezető berendezéseknél.

h) Seprőnyílás

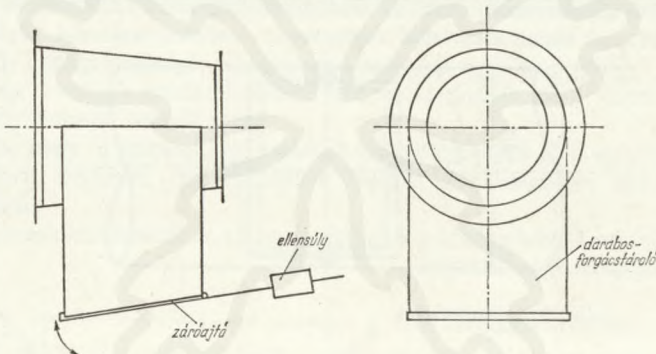
A kipattanó forgácsok eltakarítására vagy kisgépeknél (pl. fűróknál) elszívófej helyett alkalmazzák.

i) Flexibilis vagy sokszögű tömlő (MSZ 6204)

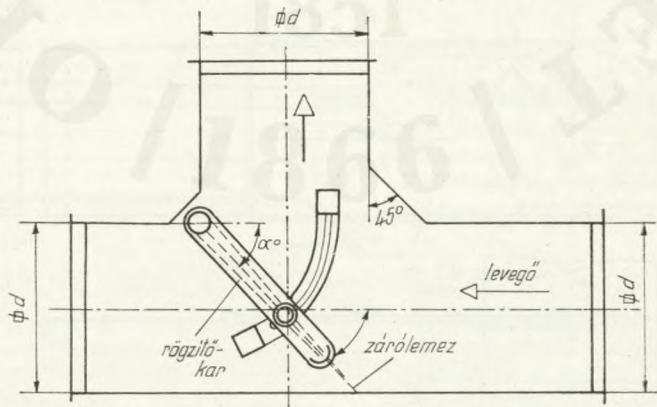
Mind gyakoribb az alkalmazása elszívófejek és a gyűjtőcsatorna összekapcsolására. Előnyük, hogy lehetővé teszik a mozgatható elszívófejek becsatlakozását, hátrányuk, hogy bennük a csősúrlódás kétszerese a lemezvezetéknek, ezért  $2\lambda$ -val kell számolni. Por, forgács elszívására legfeljebb  $1 \text{ kp/cm}^2$  belső túlnyomásra készülnek.

k) Esőgallér

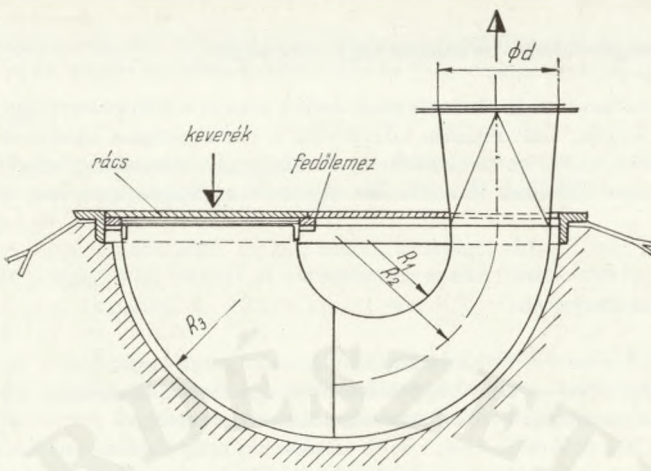
Födémeken keresztül menő vezetékekhez feltétlenül szükséges a beázások elkerülése végett a megfelelő



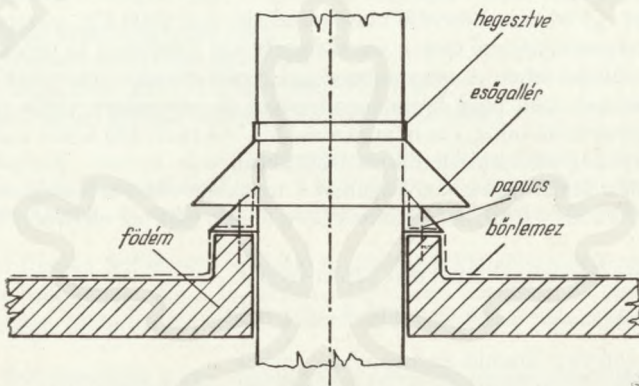
1-22. ábra. Darabfogó



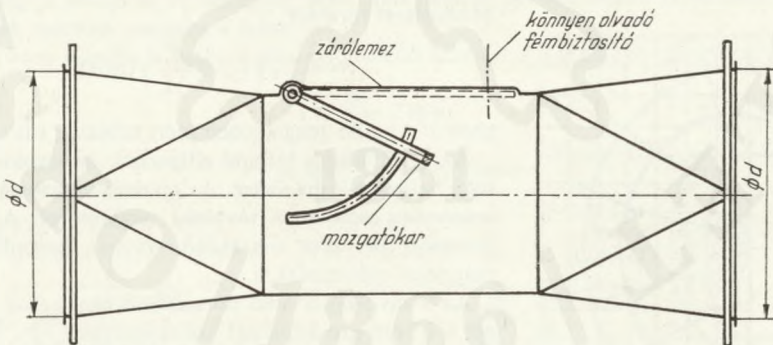
1-23. ábra. Elágazócsappantyú



1-24. ábra. Seprőnyílás



1-25. ábra. Esőgallér



1-26. ábra. Tűzbiztonsági csappantyú

### 1) Tűzbiztonsági csappantyú

A jelenlegi tűzrendészeti előírások szerint tűz kitörése esetén a forró levegő által könnyen olvadó (60—100 °C) biztosíték útján egy torló csappantyúval lezárja a csővezeték, így a tüzet élesztő huzatot megszünteti. Ez azért is fontos, hogy a légáramlat más helyekre (pl. a forgácskamrákba) ne vigye át a tüzet. A csappantyú kar útján és biztosíték behelyezésével állítható vissza. A csappantyút a FÜTŐBER is gyártja házi szabványosított formában.

### 1.3.2. Por- és forgácsfelfogó burkolatok vagy elszívőfejek

Elszívőburkolatokon vagy elszívőfejeken értjük azokat a felfogóburkolatokat, amelyeket a fűrészpor és forgács eltávolítására közvetlenül a por és forgács keletkezési helye mellett vagy körülötte helyezünk el, rendszerint egyben a forgácsolószerszám részbeni burkolására is szolgál. Anyaga általában K acéllemez, újabban a gépgyártó művek által felszerelve, öntött vas.

#### 1.3.21. Tervezési irányelvek

Az elszívőfejbe a por- és forgácszemcsék két úton kerülhetnek be:

- a ventilátor által az elszívőfejben létesített depressziós légáramlat által elragadva és
- a forgácsolószerszám kerületi sebességétől nyert sebességgel.

Az *a)* pont alatti működési elvet kisebb szemcséjű anyag elszívásánál használjuk. Általános szabály, hogy az elszívőfejeket mindig a leváló forgács áramlásának irányában kell elhelyezni. A nagy fordulátú faipari gépeknél a fűrészpor vagy forgács a szerszámsebesség értékével válik le (pl.  $\varnothing 80$  mm átmérőjű marókésnél, ha  $n = 6000$  f/p, a szerszámsebesség 25 m/s); ezt gazdaságosan elszívni csak a szerszámsebesség irányában (a forgácsolás síkjában) elhelyezett elszívőfejjel lehet. A nagy sebességgel repülő forgács irányának megváltoztatására a szívónyílásban igen nagy levegőmennyiségre és -sebességre volna szükség. Ettől a berendezés túlméretezetté válna, s ez nem gazdaságos. Az elszívőfej körül kialakuló áramvonalakat DALLA-VALLE után ismertetjük az 1-27. ábrán.

Az elszívónyílás átmérőjének távolságában a torokban mért sebességnek ( $v$ ) körülbelül 7,0%-a van meg. Ez azt jelenti, hogy hatásos portalanítás csak az elszívőfej közvetlen közelében érhető el.

Az áramlási erővonalakra vonatkozó képlet szerint

$$V = v_x(10x^2 + A) \text{ (m}^3\text{/s)}, \quad (9)$$

ahol  $V$  az elszívőfejben áramló légmennyiség ( $\text{m}^3\text{/s}$ ),

$v_x$  a levegő áramlási sebessége az elszívónyílástól  $x$  távolságra (m/s),

$A$  az elszívónyílás keresztmetszete ( $\text{m}^2$ ).

Módosított formája:

$$v = v_x \left( 1 + 10 \frac{x^2}{A} \right) \text{ (m/s)}, \quad (9/a)$$

ahol  $v$  a nyílás tengelyében mért sebesség (m/s).

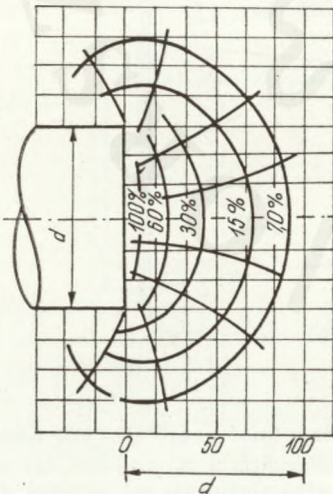
Az 1-27. ábrán látható ellipszisek az egyenlő sebességű helyeket kötik össze. Az elszívás hatásossága közel arányosan csökken a távolság négyzetével. Az azonos sebességi helyeket összekötő vonalak hasonlítanak a mágneses erővonalakra.

Az  $x$  távolságra levő porszemcse elragadási sebességét a következő képlettel számolhatjuk:

$$v_x = v \frac{1}{1 + 10 \frac{x^2}{A}}$$

az  $x = d$  távolságban levő  $v_x$  nagysága:

$$v_x = v \frac{1}{1 + 10 \frac{4d^2}{d^2 \cdot \pi}} = 0,073v.$$



1-27. ábra. Elszívócső körüli áramvonalak

Peremes elszívófej esetén kb. 30%-kal nő az elszívás hatékonysága, azaz  $x = d$  távolságnál  $V_x = 0,1 v$ . A 14. képlet jól felhasználható kör és □ keresztmetszetnél, ahol az oldalak aránya  $\frac{a}{b} > 0,1$ -nél.

Az elszívófej belépőnyílásának nagyságát az ott fellépő zárósebesség adja meg, illetve megfordítva: a forgácsológép adottságaihoz igazodó elszívófej nyílásában a megfelelő zárósebességnek meg kell lennie.

Zárósebéségen azt a légsebességet értjük, amely szükséges ahhoz, hogy a farészecskék biztosan kövessék a légáramlat irányát. A zárósebesség értéke fűrészpornál annak darabossága szerint 3—4 m/s, forgácsnál 6—10 m/s között van. Különösképpen eseteknél ennél jóval nagyobb is lehet.

Az elmondottak alapján egy elszívófej annál hatékonyabb, minél közelebb van a por vagy forgács keletkezési helyéhez és minél nagyobb a nyílásban fellépő zárósebesség.

A zárósebesség, illetve az elszívónyílás keresztmetszetének számítására a folytonossági törvény alapján a következő képletet használjuk.

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2,$$

ahol  $A_1$  az elszívófej keresztmetszete ( $m^2$ ),

$A_2$  a csatlakozócső keresztmetszete ( $m^2$ ),

$v_1$  a levegő zárósebessége  $A_1$  keresztmetszetben (m/s),

$v_2$  a csőcsatornában áramló szállítólevegő sebessége (m/s).

Pl. egy marógépnél, ahol az elszívó csőtorokban ( $d = 120$  mm) levő sebesség  $v_2 = 18$  m/s, a képződő forgács miatt a zárósebesség  $v_1 = 6$  m/s. Ezt  $v_1 = 6$  m/s mellett  $A = 150 \times 226$  mm elszívónyílás esetén kapjuk. A nagyságot és a kialakítást természetesen a gép szerkezeti adottságai befolyásolhatják.

b) A berepülő forgács felfogására szolgáló elszívófejek kialakításának tervezését Sz. N. SZVJATKOV után ismertetjük. Az 1-28. ábrán látható egy körfűrész és egy marószerszám forgácsszórási kúpja, melyet a leningrádi Fatechnikai Intézetben fényképfelvételek alapján értékelt ki.

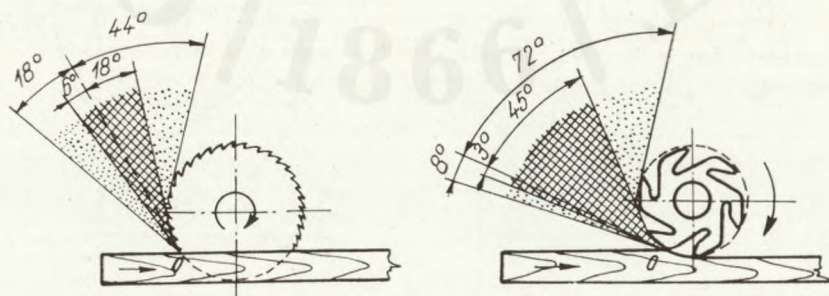
A forgács sűrűbb szóródása a kúp tengelyétől a szerszám forgási irányában eltér, az eltérés nagysága azonban különböző szerszámoknál más és más. Az elszívófejet úgy kell kialakítani, hogy a leváló és az elszívófej falai által határolt térben bejutó részecskék sehol se ütközzenek meredek szögben a falba.

A kísérletek alapján a hatásos elszívófej kialakításakor a következő összefüggéseket kell betartani:

$$\operatorname{tg} \beta \approx 2 \operatorname{tg} \alpha,$$

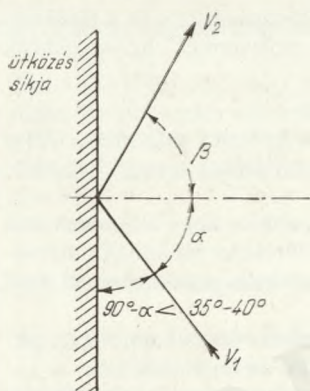
$$v_2 = 0,4 \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot v_1 \text{ (m/s),}$$

$$(90^\circ - \alpha) < 35^\circ \dots 40^\circ,$$



1-28. ábra. Körfűrészlap és marószerszám szórási kúpja





1-29. ábra. Forgács ütközési ábrája

ahol  $\alpha$  a farészecskék beesési szöge,  
 $\beta$  a farészecskék visszaverődési szöge,  
 $v_1$  a farészecskék sebessége a falba ütközés előtt,  
 $v_2$  a farészecskék sebessége a falba ütközés után,  
 $\alpha$ - és  $\beta$ -szögeket az ütközőfal kialakításával tudjuk befolyásolni.

A szerző tapasztalata szerint  $(90 - \alpha) < 35^\circ$  érkezési szög betartása a legfontosabb, mert ez esetben a falról visszaverődő farészecske elkerüli a szerszám által keltett ventilációt, így a szívótorok hatása alá kerül. Nagyobb szögnél a por és forgács a szerszám közelébe kerül, és az körbe forgatja. Sok esetben — különösen körfűrészgépeken — a szerszám kihordja a farészecskéket.

Az említett tervezési irányelvek alapján minden egyes gépnél külön meg kell vizsgálni az elszívófej legjobb kialakítási lehetőségét.

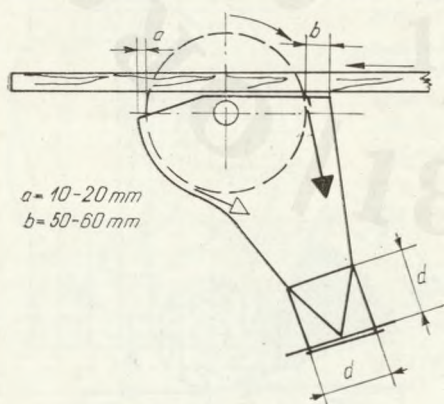
### 1.3.22. Az egyes faipari forgácsológépeknél alkalmazható és a gyakorlatban bevált elszívófejtípusok

#### a) Körfűrész-elszívófej

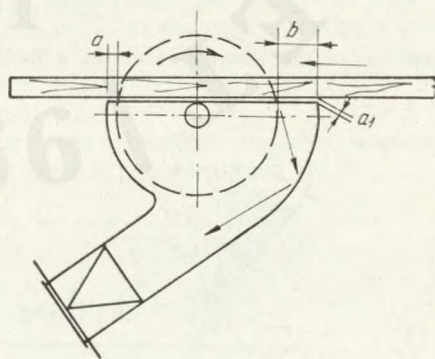
Az 1-30. ábrán bemutatom a leningrádi Fatechnikai Intézet által javasolt elszívófejformát.

Az ábrán láthatjuk, hogy a szórásúp a csőtörök felé irányul, és lapos szögben érinti a homloklemez, ezért a  $b$  távolságnak legalább 50—60 mm-nek kell lennie. Az elszívófej első része szorosan záródik a gépasztalhoz, hogy a réseken beáramló levegő minimális legyen. A depressziósterbe a levegő a burkolat hátsó részén át jut be. Az  $a$  távolság 10—20 mm, hogy az ellenáramú levegő egyben a fogak körül levő fűrészport is magával ragadja.

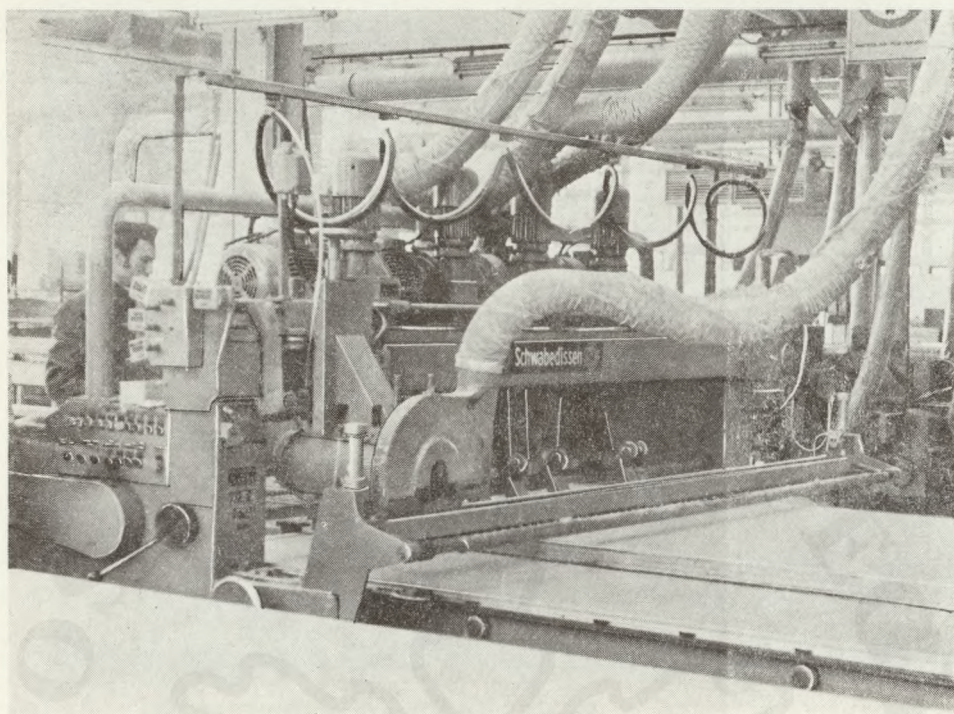
Az új típusú elszívófejek az adott gépkonstrukciók miatt nem mindig alkalmazhatók, ezért igen gyakori az 1-31. ábrán látott típus is. Az elmondottak itt is érvényesek, különösen a körfűrészlap előtt levő  $b$  távolságra, mert ezt a szóródási kúp figyelembevételével kell meghatározni. Az  $a_1$  rés az asztal kialakításától függ (1. kép).



1-30. ábra. Körfűrészlap új típusú elszívófeje



1-31. ábra. Körfűrészlap régi típusú elszívófeje



1. kép. Felső elhelyezésű körfűrész-elszívófej (Molnárné, FAKI)

b) Marógépeken alkalmazott elszívófejek

Általában megegyeznek a körfűrészgépnél tárgyalt típusokkal (1-32. ábra).

Az 1-32/a ábra a leningrádi elvek szerint, a b ábra az általában elterjedt típust mutatja. Mindkét fejnél hatékony az elszívás, ha a tervezési irányelveket megfelelően alkalmazták.

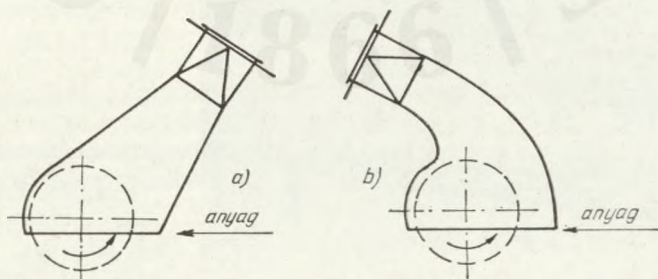
c) Egyengető gyalugép elszívófeje

A különböző gépkonstrukciókhoz alkalmazkodik, sok esetben gyárilag beépítik. Az ív után az eltömődés miatt tisztítóajtót kell betervezni.

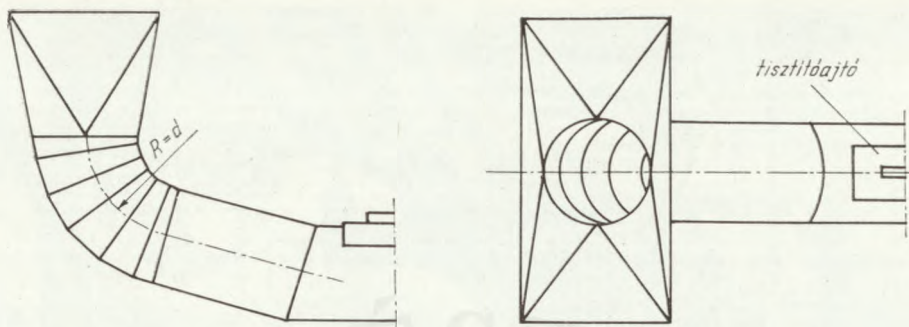
d) Vastagsági gyalugép elszívófeje

Általában közvetlenül csatlakozik a vastagsági gyalugép forgácsolójához.

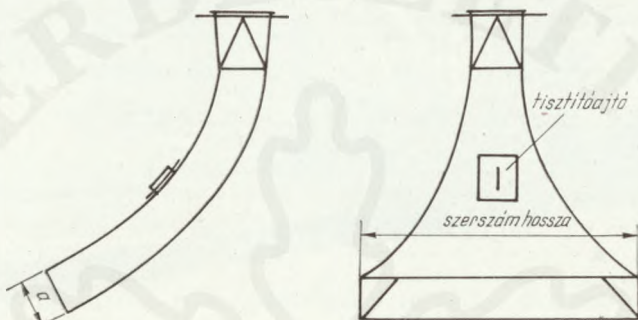
Az a-val jelölt nyílást úgy kell megválasztani, hogy a zárósebesség megfelelő legyen. A gép nagysága szerint a nyílás 80—120 mm széles szokott lenni. A mellő lapra ajánlatos tisztító-



1-32. ábra. Marószerszám új (a) és régi (b) típusú elszívófeje

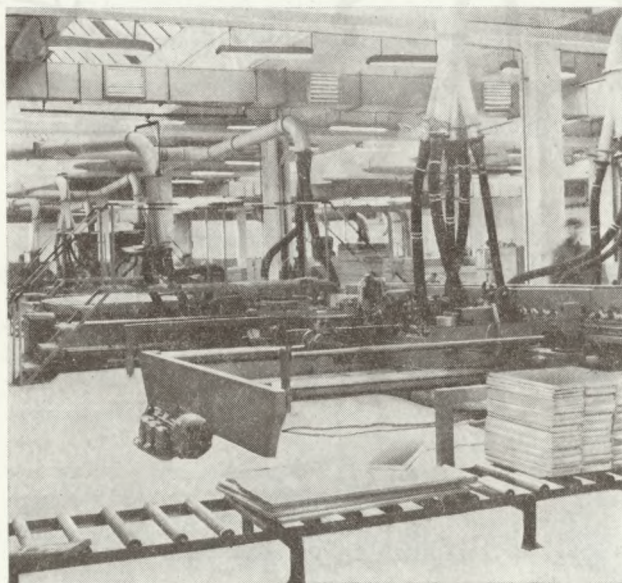


1-33. ábra. Egyengető gyalugép elszívófeje



1-34. ábra. Vastagsági gyalugép elszívófeje

ajtot tervezni. Többfejes gyalu — marógépeknél az elszívófej kiképzése függőleges, itt különösen fontos a nagyobb zárósebesség, hogy a forgács vissza ne hulljon.



2. kép. Többfejes gépeken alkalmazott gyűjtődombok (Molnárné, FAKI)

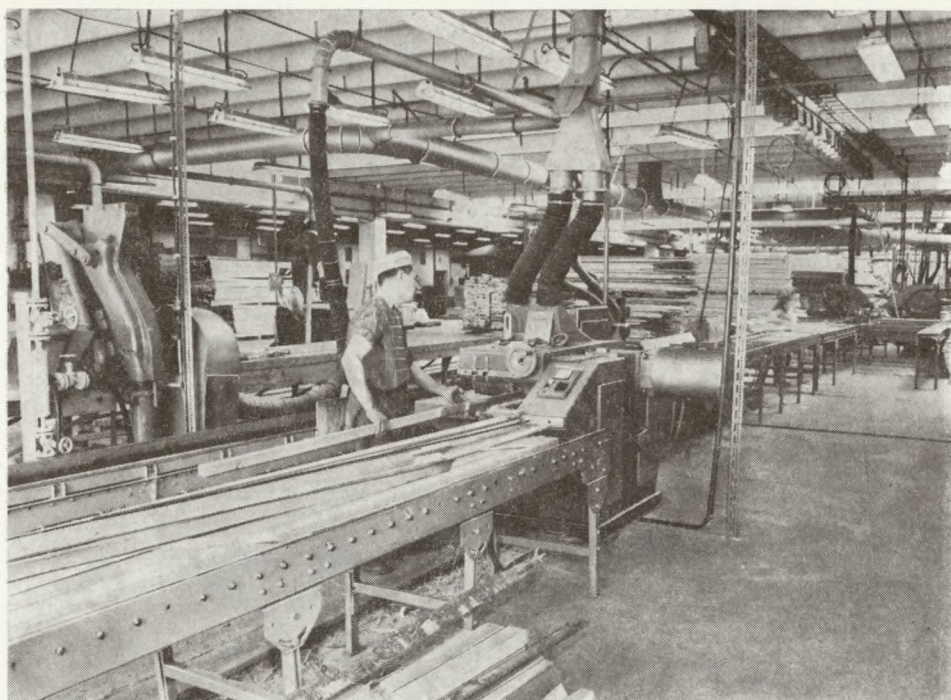
e) Csapoló többfejes gépeken az elszívófejek kiképzése megegyezik az a—d pont alatt ismertetettekkel (2—3. kép).

f) Fűrőgépeken és láncmarón az elszívófejet nem kell közvetlenül a gépre szerelni, helyette padlóba süllyesztett ráccsal ellátott szívónyílást (seprőnyílást) alkalmazhatunk. A láncmaró felső részén levő nyílást kb.  $\varnothing 60$  mm csővel bekötik a gyűjtővezetékbe vagy a seprőnyílás felmenő csővezetékébe.

g) Szalagfűrészgép elszívófeje

A gép konstrukciójától függően többféle elszívófejformát ismerünk.

Az 1-35. ábrán a teljes alsó tér burkolt. Előnye, hogy ki-



3. kép. Gyűjtőidom többfejes gépekhez (Molnárné, FAKI)

porzás úgyszólván nincs, hátránya a szalagfűrészcszeréknél a nehézkes ajtókezelés és a drágább kivitel. Az elszívófej burkolatát nagyobb méretű gépeknél ( $D > 800$  mm) ajánlatos merevíteni. A kezelőajtónak légtömör zárásúnak kell lennie. Az ábrán bemutatott két kivezetőnyílás közül a hatékonyabb, de drágább kivitelű (betonfeltörés stb.) a szaggatott vonallal jelzett, mert ebben a levegő a falon lecsúszó fűrészport hatásosabban ragadja el. Kellő zárósebesség esetén a másik elszívótorok is hatásos.

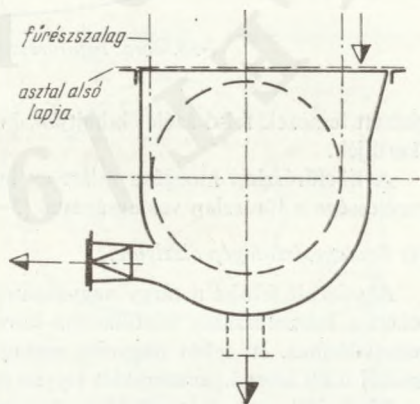
Az 1-36. ábrán látható táskamegoldás sokkal kisebb költséget jelent, de a kiporzás nagyobb. A kiporzás csökkentése végett az elszívótáska alsó részén — a fűrészszalag kivezetőnyílásánál — falemezt helyeznek el; a nyílást ezzel szűkítve nem teszik tönkre a fűrészszalag fogait. Ezt az elszívófejet készítik teljesen zárt dobozként is, amelybe a levegő a résekben keresztül hatol be igen nagy sebességgel, így a kiporzást megakadályozza. A tapasztalat szerint az 1-35. ábrán látható megoldás hatásosabb.

Mindkét típus mellett a fűrészáru elvágásakor keletkezett fűrészpor egy része a vágásrésben marad, és a kettévágás után a szalagfűrészgép-asztal túlsó oldalán le hull a földre.

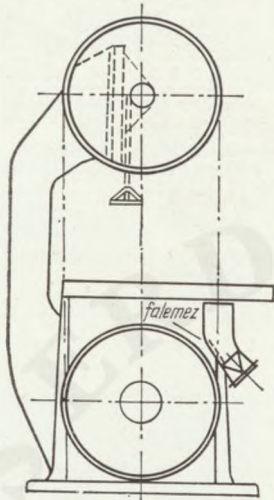
Ennek a pornak az elszívására az 1-37. ábrán látható elszívófejet építhetjük be. Kis terheléskor  $d = \varnothing 80$  mm cső is alkalmazható. A csatlakozást legjobb fémtömlővel megoldani.

#### h) Ingafűrész elszívófeje

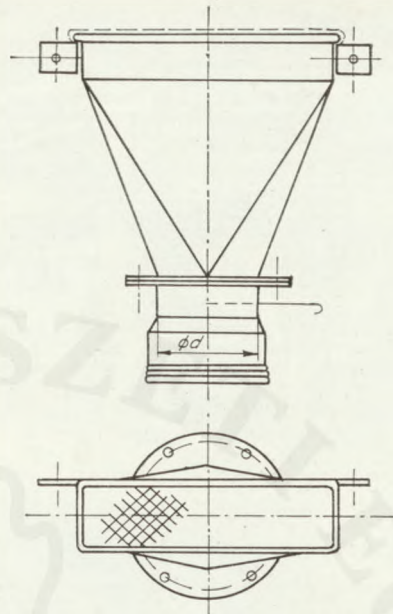
Az elszívófej alakját a fűrészlap előre-hátra mozgásának megfelelően kell kiképezni. Az a-val



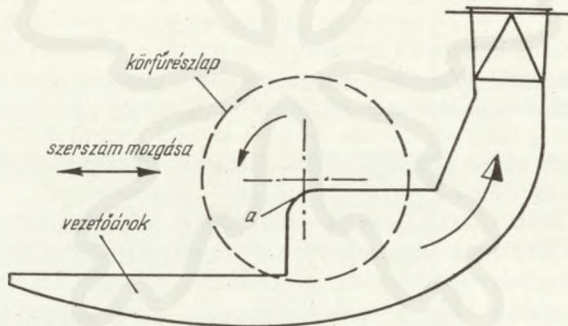
1-35. ábra. Szalagfűrészgép elszívófeje két kivezetési megoldással



1-36. ábra. Szalagfűrészgép „táska” elszívőfeje



1-37. ábra. Szalagfűrészgép lehúzóoldali elszívőfeje



1-38. ábra. Ingafűrészgép elszívőfeje

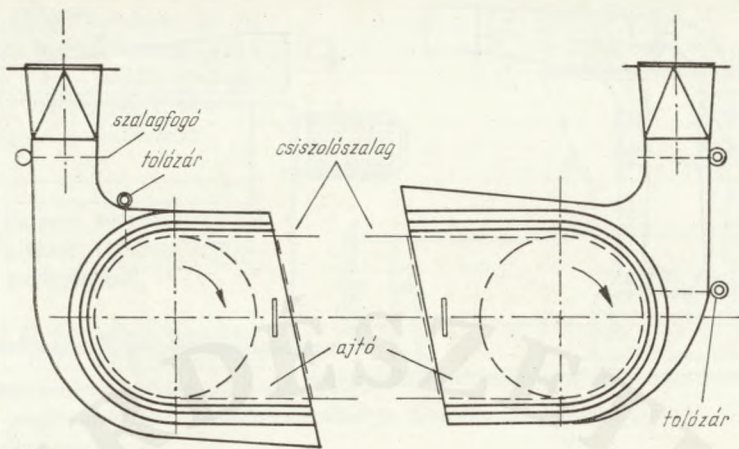
jelzett lemezek felső szélét kihajtják, hogy a gépalkatrészekkel való esetleges súrlódást elkerüljék.

A körfűrészlap mozgása miatt az ingafűrész padjába vezetőárat építünk be, melynek szélessége a fűrészlap vastagságának 3—5-szöröse.

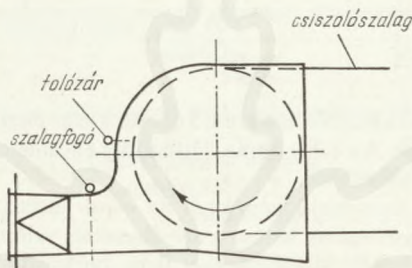
#### i) Szalagcsiszológép elszívőfeje

A csiszolt felület a tárgy nagyságától függően 0,5—1 m távolságra van az elszívőfejtől, ezért a csiszolószalag ventilációja kevés ahhoz, hogy a porszemcséket mind elszállítsa az elszívőfejhez. Itt tehát nagyobb mennyiségű levegőt kell elszívni, hogy az áramló levegő minél több levegő porszemcsét vigyen magával.

Elszívőfejet mindkét oldalra szokás tervezni, mert egyes munkadarabokat a felső szalagon csiszolnak le. Az elszívőfejben a szalag által okozott ventilációt tolózárral, kefével vagy sűrített levegő ráfúvásával csökkentik, egyben a két utóbbi eljárással tisztítják a csiszolószalagot



1-39. ábra. Szalagcsiszológép elszívőfeje



1-40. ábra. Szalagcsiszológép vízszintes irányú elszívőfeje

is. A kiképzésből látható, hogy az aktív I. elszívőfejen az alsó rész, a II. fejen a felső rész diffúzerszerűen van kiképezve a hatásosabb elszívás érdekében. A csiszolószalag gyakori szakadása miatt az elszívótorokba szalagfogó szegeket tervezünk be gömbacélból. Szokásos a kiporzás elleni védelem miatt az egész felső szalagot burkolni.

#### k) Tárcsás csiszolókorong elszívőfeje

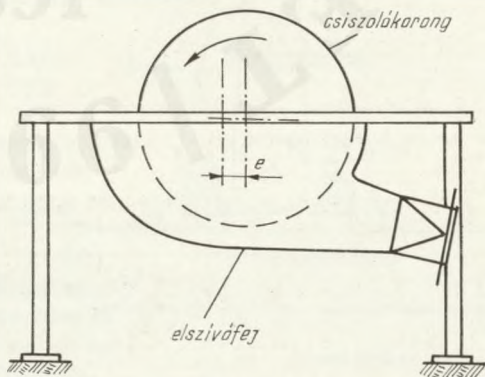
Az elszívőfej kiképzésének excentrikusnak kell lennie, hasonlóan a körfűrészgépehez. Szokásos a felső rész burkolása is, ha csak élciszolásra használjuk.

#### l) Hengercsiszológép elszívőfeje

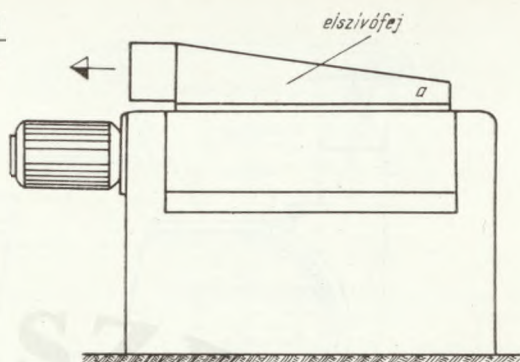
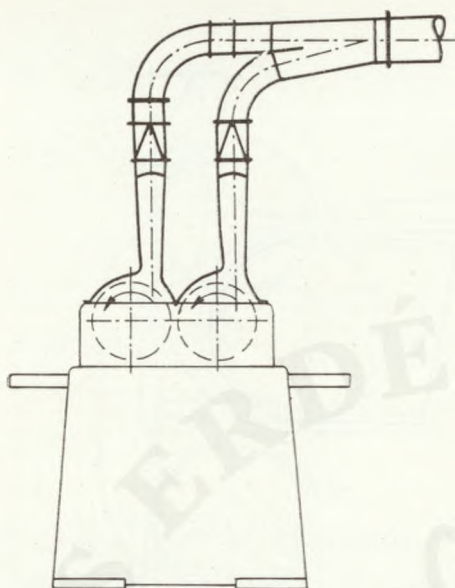
Általában két típust különböztetünk meg:

- a) felsővezetésű és
- b) oldalvezetésű elszívőfejet, ha a csiszolóhengerek felül vannak.

Azokon a gépeken, melyeken az anyagot a hengerek alul csiszolják, a hengerek alatt egy négyszögletes tér alakul ki, amelyet alulról kell megszívni az egyengető gyalugépre kiképzett elszívőfej működéséhez hasonlóan. A hengercsiszológépen a csi-



1-41. ábra. Tárcsás csiszolókorong elszívőfeje



1-43. ábra. Felső vezetésű hengercsiszológép vízszintes irányú elszívófeje

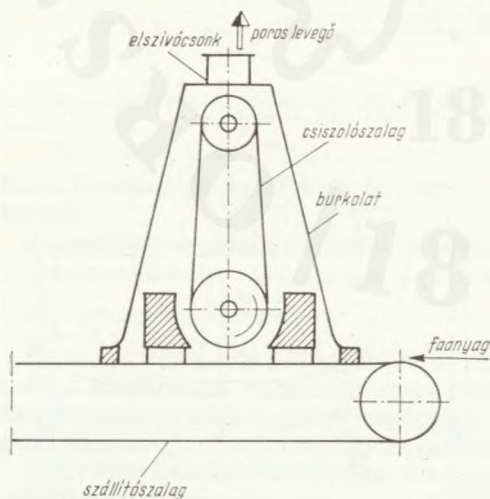
1-42. ábra. Felső vezetésű hengercsiszológép elszívófeje

szólóhengereket teljes szélességükben burkolni kell. Ez széles elszívófejeket és nagy levegő-mennyiséget tesz szükségessé. Az 1-42. ábrán látható fej egyenletesebb elszívást ad, de több helyet foglal el és szerelése nehezebb.

Az 1-43. ábrán látható elszívófej-kiképzésnél az *a*-val jelzett részben az elszívás hatékonysága kisebb, mert az erővonalak hatása a szivótoroktól való távolság négyzetével csökken. Az újabban gyártott hengercsiszológépeket ilyen burkolattal látják el.

#### m) Széles szalagú és kontakt csiszológépek elszívófejeinek kiképzése

A faiparban újabban elterjedt széles szalagú és kontakt csiszológépeknél a szerkezeti kialakítás miatt a csiszolóhengereket acéllemezéből készült burkolattal készítik. Ilyen esetben a burkolatot látják el elszívócsonkokkal és kapcsolják a fővezetékhez. Az elszívott levegő-mennyiség függ a hengerek hosszától és számától.



1-44. ábra. Kontakt csiszológép elszívófeje

Az 1-44. ábrán mutatjuk be egy kontakt csiszológép burkolatának vázlatát az elszívócsonkkal.

#### n) Keretfűrészgép elszívófeje

A keretfűrészgép kerete alatt általában rázóvályút találunk, s a fűrészpor az ennek végén elhelyezett rostán hullik át az 1-45. ábrán látható elszívófejbe. Erre azért van szükség, mert a rönk fűrészeléskor sok széldarab és kéreg is lehull, s ezek hamar eltömítenék az elszívófejet.

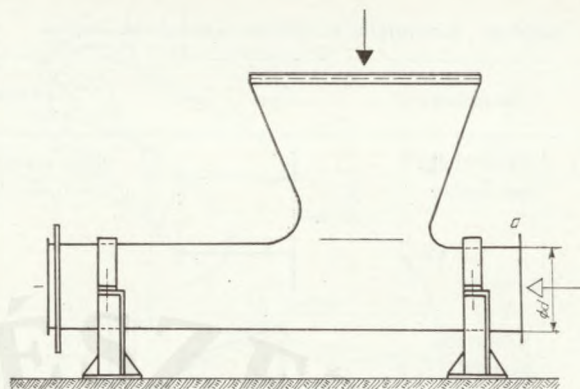
Az elszívófej tetején így is ajánlatos kb.  $1 \text{ cm}^2$  lyukbőségű dróthálót elhelyezni. A gyantás fűrészpor néha boltozódik a hálón is, ezért nem jó a kis lyukú háló. A szivóhatást csökkenti az oldalt elhelyezett nyílás (*a*). Több sorban elhelyezett keret-

fűrészgépeken szokásos az az elrendezés, hogy a rázóvályúról a fűrészpor egy szállítószalagra hullik, és ezt vezetik az elszívófejhez vagy a porbunkerbe.

### 1.3.23. Faipari forgácsológéptől javasolt elszívott levegőmennyiségek

Az 1.3.21. fejezetben hivatkoztam arra, hogy hatásos elszívást akkor érünk el, ha a forgácsológéptől meghatározott levegőmennyiséget szívunk el.

A javasolt minimális légmennyiségeket a 8. táblázatban tüntettem fel.



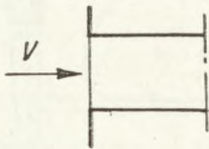
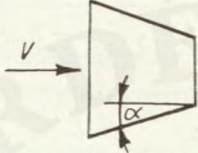
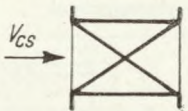
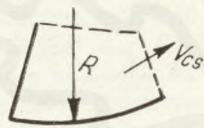
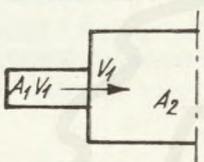
1-45. ábra. Keretfűrészgép elszívófeje

8. táblázat. Faipari forgácsológépekhez javasolt minimális légmennyiségek

Gép megnevezése	$V \text{ m}^3/\text{h}$	Megjegyzés
Asztalos körfűrész	kflap átmérő minden 1 mm-re 1,4—1,7	légszáraz anyagnál
Körfűrész $\varnothing d > 600 \text{ mm}$	900—1000	
Asztalos szalagfűrészgép $D = 800 \text{ mm}$	720 + 400 (II. fejre)	
Szalagfűrészgép $D > 800 \text{ mm}$	minden további 1 mm-re 1-5	nagyobb érték rönkvágó szfgépnél
Vastagsági gyalugép $B = 600 \text{ mm}$	1000	B a gyalugépasztal szélessége
Vastagsági gyalugép $B > 600-800$	1200	
Vastagsági gyalugép $B > 800 \text{ mm}$	1500—2000	
Egyengető gyalugép $B \approx 400 \text{ mm}$	800	
Egyengető gyalugép $B > 400 \text{ mm}$	minden 1 mm-re 2,5	
Marógép (forgács-vtg. szerint)	800—1200—1500	
Keretfűrészgép		B a keretnyílás
$B = 310 \text{ mm}$	2500	
$B = 710 \text{ mm}$	3500	
$B > 710 \text{ mm}$	4500	
Szalagcsiszoló gép	I. aktív fejre min. 1500 II. fejre min. 1000	$v_{cs} = 15-20 \text{ m/s}$
Hengercsiszoló gép	minden hengerre min. 1500	$v_{cs} = 15-20 \text{ m/s}$
Korongcsiszoló gép $D = 650$	700—900	D korongátmérő
Széles szalagú csiszológép	csiszolóhengerhossz 1 mm-ére $10 \text{ m}^3/\text{h}$	
Kontakt csiszológép	csiszolóhengerenként 8—10 000 $\text{m}^3/\text{h}$	



9. táblázat. Elszívófejek ellenállási tényezőinek értékei

Megnevezés	Ábra	Ellenállási tényező $\zeta$	Megjegyzés															
1. Elszívófejbe beáramlás		éles; kiperemeztet; lekerekített $\zeta = 0,45; 0,25; 0,05$	$p_d$ a $v$ -re vonatkoztatva															
2. Kónuszba belépés		<table border="1"> <tr> <td><math>\alpha</math></td> <td>15°</td> <td>30°</td> <td>45°</td> <td>60°</td> </tr> <tr> <td><math>\zeta_{\square}</math></td> <td>0,1</td> <td>0,1</td> <td>0,15</td> <td>0,25</td> </tr> <tr> <td><math>\zeta_{\square 0}</math></td> <td>0,15</td> <td>0,15</td> <td>0,25</td> <td>0,35</td> </tr> </table>	$\alpha$	15°	30°	45°	60°	$\zeta_{\square}$	0,1	0,1	0,15	0,25	$\zeta_{\square 0}$	0,15	0,15	0,25	0,35	$p_d$ a $v$ -re vonatkoztatva
$\alpha$	15°	30°	45°	60°														
$\zeta_{\square}$	0,1	0,1	0,15	0,25														
$\zeta_{\square 0}$	0,15	0,15	0,25	0,35														
3. Átmeneti idom		$\zeta = 0,1$	$p_d$ a $v_{cs}$ -re vonatkoztatva															
4. Köríves kialakításnál		kb. $\zeta = 0,15$	$p_d$ a $v_{cs}$ -re vonatkoztatva															
5. Kis nyíláson belépés		<table border="1"> <tr> <td><math>A_2/A_1</math></td> <td>1,2</td> <td>1,5</td> <td>2</td> <td>3</td> <td>5</td> <td><math>\infty</math></td> </tr> <tr> <td><math>\zeta</math></td> <td>0,03</td> <td>0,11</td> <td>0,25</td> <td>0,45</td> <td>0,64</td> <td>1</td> </tr> </table> $\zeta = 1 - (A_1/A_2)^2$	$A_2/A_1$	1,2	1,5	2	3	5	$\infty$	$\zeta$	0,03	0,11	0,25	0,45	0,64	1	$p_d$ a $v_1$ -re vonatkoztatva	
$A_2/A_1$	1,2	1,5	2	3	5	$\infty$												
$\zeta$	0,03	0,11	0,25	0,45	0,64	1												

A  $\zeta$  értékei Rötischer után

A fellépő nyomásvesztések számításához szükséges az elszívófejek ütközési ellenállásának értéke is. Erre a következő alapelv szerint kidolgozott értékeket ajánlom: minden olyan elszívófejnél, ahol a belépőnyílás négyszögletes, konfúzszerű kialakítású és átmeneti idommal csatlakozik a csővezetékhez, alkalmazhatók a 9. táblázat alapján összeállított ütközési ellenállási tényezők.

A táblázat alapján egy marófejre a következőképpen számítjuk ki az elszívófej ellenállását az 1-46. ábra alapján:

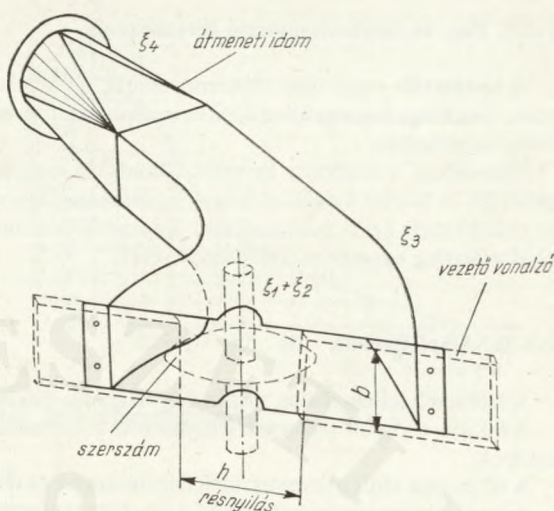
- belépés a külső térből a vezetőlínia levő nyíláson át 1—9/1 pont alapján  $\zeta_0 = 0,25$ ;
- belépés a kis nyílásból az elszívófej terébe (1—9/5. pont) kb.  $A_2/A_1 = 3$ ,  $\zeta_1 = 0,45$ ;
- köríves kialakításnál  $\zeta_2 = 0,15$  (1—9/4. pont);
- átmeneti idom ellenállása  $\zeta_3 = 0,1$  (1—9/3. pont).

Az említett ütközési ellenállásokat összegezve:

$$\zeta = \zeta_0 + \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 = 0,25 + 0,15 + 0,3 + 0,1 = 0,8$$

Az áramló levegő sebessége közel azonos, mert a belépőnyílás a legtöbbször megegyezik a csőkeresztmetszettel, az elszívófejben a görbület mentén a sebesség még nagyobb a szerszám ventilációjá miatt, ezért a számolás egyszerűsége végett  $p_{din}$  nyomást a csőcsatorna szállítósebességére vonatkoztathatjuk.

Az említett számítási móddal nyert adatokkal a marószerszámoknál, körfűrészlapoknál, egyengető gyalugépnél saját méréseim megegyeztek, azaz  $\zeta = 0,9-1$  értéket mérünk az elszívófej kiviteli alakja szerint. Más a helyzet a szalagsziszoló gépek, vastagsági gyalugépek elszívófejénél, ahol a fej belépőnyílása nagyobb, mint a csőkeresztmetszet, ezért az ellenállási tényező kisebb.



1-46. ábra. Marógép axonometrikus elszívófeje

A gyakorlati számítások céljára ezért ajánlom:

- maró-, alsótengelyes körfűrészgépeknél, egyengető gyalugépnél  $\zeta = 0,9-1$ ,
- vastagsági gyalu-, szalagsziszoló-, felsőtengelyes körfűrészgépeknél  $\zeta = 0,6$  értékkel számolni (a csőcsatorna sebességére vonatkoztatva).

Az elszívófej ellenállási tényezőivel összefüggésben az irodalom szerint [16] alkalmaznak más számítási módszert is, amelynél az elszívófejen levő rés dinamikus nyomásának és az ütközési ellenállásnak ( $\zeta$ ) a szorzata adja a fellépő statikus nyomásvesztéséget. Néhány ismertebb faipari forgácsológépre vonatkozó adatokat a 10. táblázatban ismertetek.

A tervezéskor a résen át beáramló levegő sebességének felvétele jelent nehézséget, ezért is ajánlom az előbbi számítási módszert.

10. táblázat. Elszívófejek irodalmi ellenállási tényezői

Megnevezés	Ütközési ellenállás $\zeta$ értéke	$p_v$ vonatkozási alapja
Egyengető gyalugép elszívófejénél	1 + irányváltozások	Az elszívófejen levő résen beáramló $p_{din}$ -ra vonatkoztatva
Körfűrészgép ef.	1 + iv.	
Ingafűrészgép ef.	1,78 + iv.	
Szalagfűrészgép ef.	1,78 + iv.	
Szalagsziszoló gép ef.	0,65 + iv.	
Tárcsás csiszológép ef.	1 + iv.	

### 1.3.3. Por- és forgácsleválasztó berendezések

A leválasztó- vagy ülepítőberendezésnek az a feladata, hogy a ventilátor által elszívott port, forgácsot összegyűjtse és a keveréket szállító levegőt a szennyeződéstől a kívánt mértékig megtisztítsa.

Elszíváskor a szállított keverék különböző nagyságú por- és forgácszemcsék halmazából áll. A faipari forgácsológépek sajátossága, hogy nagyobb méretű forgács képződésekor is keletkeznek apró porszemcsék. Egyszerűbb a helyzet a facsiszolatlán és fűrészpornál, ahol aránylag egyenletesebb a szemcsézet.

#### 1.3.31. Alapfogalmak

A szemcsék jellemzésére, illetve nagyságának mérésére a  $\mu\text{m}$ -t és a  $\text{mm}$ -t használjuk.

A  $60 \mu\text{m}$ -en felüli szemcsék jellemzésére a normálsziták  $\square$  nyílású szitalyukbőségét alkalmazzuk.

A  $60 \mu\text{m}$ -en aluli porszemcsék jellemzésére az ekvivalens átmérőt ( $d_x$ ) használjuk.

A leválasztóberendezés hatásfokán azt a számot értjük, amely megmutatja, hogy a keverékben levő porból (forgácsból) hány százalékot választott le a berendezés.

$$\varepsilon_{\bar{0}} = \frac{G_a - G'_a}{G_a} = 1 - \frac{G'_a}{G_a}$$

$$(1 - \varepsilon_{\bar{0}}) = \frac{G'_a}{G_a},$$

ahol  $\varepsilon_{\bar{0}}$  a leválasztó összportalanítási hatásfoka,

$G_a$  a leválasztóba érkező anyagmennyiség (N/s),

$G'_a$  a leválasztóból a levegővel távozó anyagmennyiség (N/s),

$\varepsilon_{\bar{0}}$  értékét szokás százalékban is megadni.

A leválasztandó por szemcsenagysága különböző. A leválasztók hatásfoka a szemcsenagyságtól függően más és más, és van egy határértéke, például az  $50 \mu\text{m}$ -nél kisebb szemcséket átengedi. Azt a szemcsét, amelyet még éppen leválaszt, a berendezés határszemcséjének nevezzük.

A leggyakrabban előforduló méretű szemcsét főszemcsének nevezzük.

A frakció vagy szemcsenagyság-fokozat fűrészpor- vagy forgácszemcsézetre vonatkoztatva meghatározott alsó és felső méret közé eső szemcsék összessége.

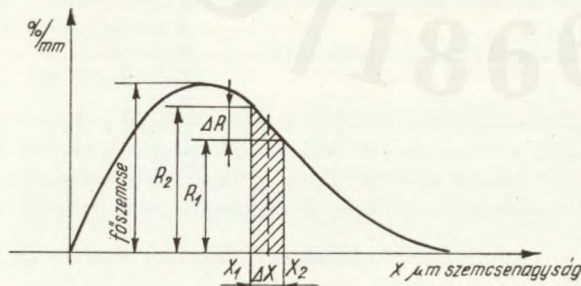
A porszemcsézet összetételét ún. normálszitákkal határozzuk meg. A szitákkal osztályozott por- vagy forgácszemcsézetet szemcseeloszlási görbével jellemezhetjük.

Az abszcisszára a szemcsenagyságot, az ordinátóra a szemcsehatárokra vonatkoztatott frakciósúlyt tüntetjük fel százalékban. Az  $x_1$  és  $x_2$  közé eső frakcióra a vonalkázott terület adja meg a frakció súlyszázalékát.

Az egész görbe alatti területet 100%-nak véve, a  $\Delta x \cdot \frac{R_1 + R_2}{2}$

összefüggés adja az  $x_1 - x_2$  szemcsehatár közé eső frakciósúly százalékát.

Szemléltetőbb az ún. maradványgörbe szerkesztése, ahol az abszcisszára a szitanyílás nagyságát  $\mu\text{m}$ - vagy  $\text{mm}$ -ben, az ordinátóra a szitamaradványt tün-



1-47. ábra. Szemcseeloszlási görbe

tejtjük fel (vagyis azt a szemcsészet-súlyt százalékban, amely a szítán rajta maradt  $x_1 \dots x_n$  szemcsenagyságnál). Ha ezeket a pontokat felrajkjuk, akkor az ún. maradványgörbét meg tudjuk szerkeszteni.

A görbe kiindulópontja a (elméleti) 0 lyuknagyságú szita, és addig tart, míg a legnagyobb szemcse, illetve a legnagyobb forgács is át nem hull a szita lyukjain.

A főszemcse a maradványgörbén egy inflexiós pontban fog mutatkozni.

A görbének az X tengely felé eső részén levő ordinátanagyságok adják a szítán levő maradvány súlyát százalékban, a görbe feletti ordináták az áthullott anyagmennyiséget százalékban a kérdéses szemcsenagyságnál.

A maradványgörbe alapján felvilágosítást kapunk a porszemcsészet nagyságrendi összetételéről, azaz hogy az milyen finomságú, apróbb vagy nagyobb szemcsékből áll.

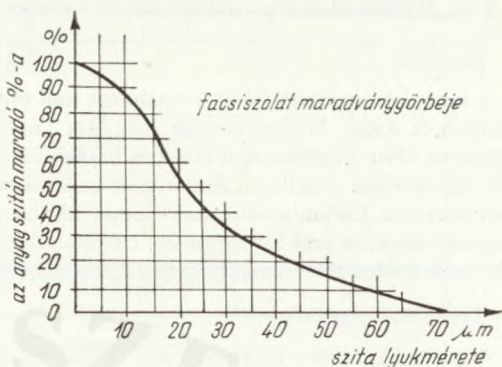
A frakcióportalanítási hatásfokon ( $\epsilon_f$ ) azt értjük, hogy valamilyen leválasztóberendezésben meghatározott alsó és felső szemcsehatárok között a porszemcsék leválasztása milyen hatásfokú.

KONCZ I. után közlöm különböző porleválasztókra az ún. frakcióhatás fokot ( $\epsilon_f$ ), melynek értéke alapján a keletkező porokhoz a legalkalmasabb porleválasztót ki lehet választani (1-50. ábra).

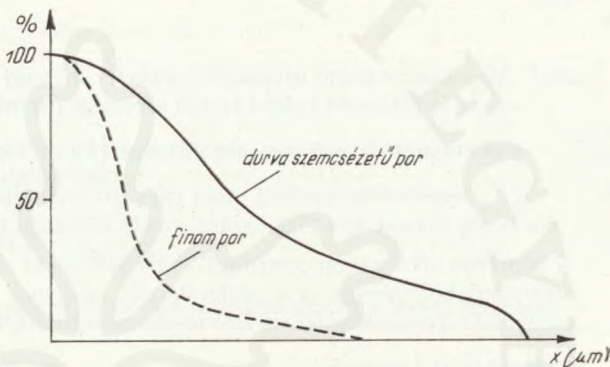
Az ábrán láthatók

- a, b gyengébb minőségű,
- c jó minőségű centrifugál (multiciklon),
- d elektrofilter porleválasztó hatásfokgörbéi.

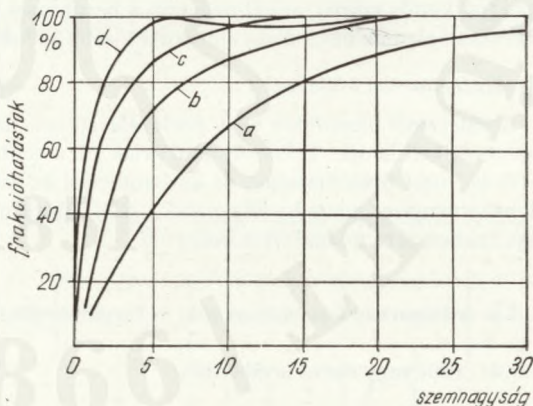
Az ember egészségére legártalmasabbak a  $10 \mu\text{m}$  alatti porszemcsék, ezért ajánlatos tervezéskor a keletkezett porok maradványgörbéjét meghatározni és a porleválasztó típusát ennek alapján kiválasztani az üzemen megengedhető portartalom koncentrációjának figyelembevételével. A por-koncentráció mérőszáma a szennyezett levegőben levő összes por súlya. Ez az ÁBEO szerint növényi eredetű porok esetén  $1000 \text{ db szemcse}/\text{cm}^3$ . Gyakoribb a levegő térfogategységére megadni a pormennyiséget  $\text{mg}/\text{m}^3$ -ben. Ez az érték pl. szovjet MAK-érték szerint a növényi eredetű por esetében  $10\%$ -nál kevesebb szabad kovásvartalommal  $4 \text{ mg}/\text{m}^3$  (ABEO II. Függelék).



1-48. ábra. Maradványgörbe



1-49. ábra. Különböző porok maradványgörbéi



1-50. ábra. Frakcióportgörbék

### 1.3.32. A porleválasztók kiválasztásának szempontjai

#### a) Hatásfok

A hatásfok szempontjából vizsgálnunk kell mindazokat az igényeket, amelyeket az egészségügyi és üzemi követelmények előírnak. Durva, darabos apríték forgácsolásokor lakott területen kívül megfelel egy közepes hatásfokú leválasztóberendezés is, de lakott területen álló üzemekben feltétlenül finom port is leválasztó berendezést kell alkalmazni. Sok esetben ezeket a kívánalmakat csak kettős leválasztóberendezéssel tudjuk kielégíteni, azaz a nagyobb szemcsézetű forgácsot ún. előválasztó berendezéssel (ciklon), a port jobb leválasztási hatásfokkal bíró berendezéssel (szöveteleemes szűrő) választjuk le.

#### b) Teljesítményszükséglet

A porleválasztóban meghatározott nyomásellenállás ( $\Delta p_c$ ) lép fel. Ezt a nyomásellenállást a ventilátornak le kell győznie, amihez meghatározott teljesítményre van szüksége. Ez a nyomásellenállás arányos a ciklon alaki tényezőjével és a belépő levegő dinamikus nyomásával:

$$\Delta p_c = \zeta_c \cdot \rho / 2 \cdot v_{cs\delta}^n \quad (10)$$

ahol  $\Delta p_c$  a porleválasztó nyomásellenállás ( $N/m^2$  vagy  $kp/m^2$ ),

$v_{cs\delta}$  a leválasztóba belépő levegő sebessége (típusként váltakozik) (m/s),

$\rho$  az átáramló levegő vagy gáz sűrűsége ( $kg/m^3$  vagy  $\frac{kp/s^2}{m^4}$ )

$\zeta_c$  a leválasztóberendezés alaki vagy ütközési ellenállási tényezője,

$n$  a közeg áramlásától függő szám, amely általában turbulens áramlásoknál 2.

A faiparban alkalmazott centrifugálleválasztóknál ez az eset áll fenn. Teljesítményszükséglet szempontjából előnyös az a porleválasztó, amelynek  $\zeta$  tényezője és  $v_{cs}$  csősebessége alacsony. Ez azonban ellentétben áll a leválasztási hatásfok növekedésével.

#### c) Beruházási költségek

Minél jobb a leválasztás hatásfoka, minél nagyobb minőségi követelményeket kell kielégíteni (pl. kettős szűrő), annál nagyobb a beruházási költség. Beruházási szempontból a típus szerkezeti elemek használata előnyös a kisebb költségek miatt.

#### d) Karbantartási költségek

A választott ülepítőnek vagy porleválasztónak üzembiztosnak és lehetőleg egyszerű szerkezetnek kell lennie. Ezért oly gyakoriak pl. a centrifugálleválasztók rossz hatásfokuk ellenére is, mert üzembiztosak, és karbantartási költségük minimális. Ez azonban nem lehet döntő szempont, mert ha jellemzőik nem felelnek meg az egészségügyi és ipari kívánalmaknak, akkor nem szabad őket beépíteni.

### 1.3.4. A faiparban használatos por- és forgácsleválasztók típusai

#### 1.3.41. Elő- vagy durva leválasztók

Csak nagyobb (kb. 50–100  $\mu m$ -en felüli) durva szemcsék leválasztására alkalmas berendezések.

#### 1.3.411. Por- és forgácskamra

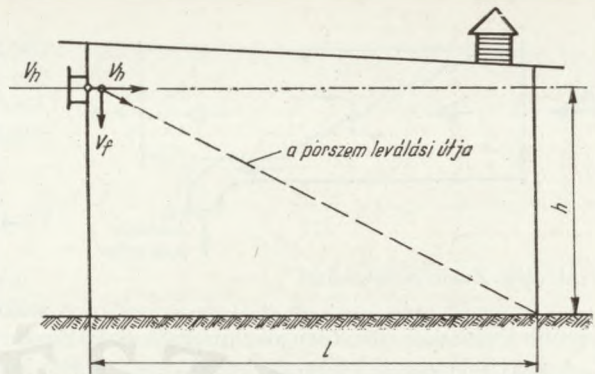
Kisebb üzemekben a leggyakrabban alkalmazott leválasztó. Szokásos előválasztóként is alkalmazni. Rendszerint olyan zárt tér, amelybe a port és forgácsot szállító csövet bekötik. A beáramló por és forgács a kamrában lerakódik, míg a túlnyomásos levegő szellőzőkürtön

vagy zsalun keresztül a szabadba távozik.

A por és forgács a nehézségi erő hatása alatt üleptődik. A vízszintesen bejövő levegő (1-51. ábra) hatására turbulens áramlások keletkeznek, ezért a kisebb porszemcsék nehezen ülepednek, és az eltávozó levegővel kiáramlanak.

A porkamra méretezési alapelvei:

A kamrában üleptethető szemcse nagysága függ a nehézségi erő hatására létrejövő esési sebességtől ( $v_f$ , m/s) és a beáramlási vízszintes sebességtől ( $v_h$ , m/s)



1-51. ábra. Porkamra vázlata

$$\frac{v_h}{v_f} = \frac{l}{h}$$

ahol  $l$  a porkamara hossza, (m)

$h$  a porkamara magassága, (m)

$b$  a porkamara szélessége, (m)

$V$  a kamrán átáramló légmennyiség ( $\text{m}^3/\text{h}$ ).

$$v_f = \frac{V(\text{m}^3/\text{h})}{3600 \cdot b \cdot h}$$

Méretezéskor a szemcse leválasztásának útját az esési sebessége ( $v_f$ ) és a levegő sebessége ( $v_h$ ) határozza meg.

$v_h = 0,3-0,5$  m/s között lehet választani

$v_f$  értékét STOKES képlete alapján táblázatból a szemcse nagyság szerint lehet választani

$$v_f(\text{cm/s}) = \frac{1}{18} d_x^2 \frac{\rho}{\eta} g, \quad (10)$$

ahol  $d_x$  a szemcse ekvivalens átmérője (cm),

$\rho$  az anyag sűrűsége ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ),

$\eta$  a levegő viszkozitása ( $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ ),

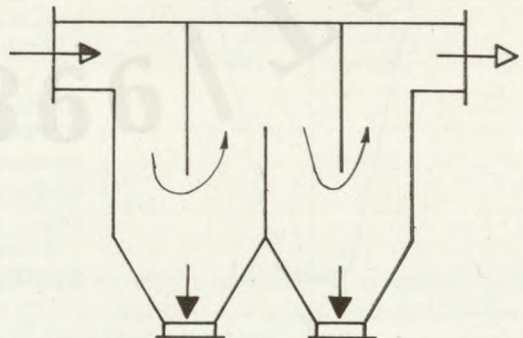
$g = 9,81$  ( $\text{m}/\text{s}^2$ ).

A kamra méretezése szempontjából fontos  $l/h$  viszony elméleti úton számítható. A kis szemcsék üleptetéséhez ( $d_x < 100 \mu\text{m}$ ) nagyméretű porkamrák szükségesek.

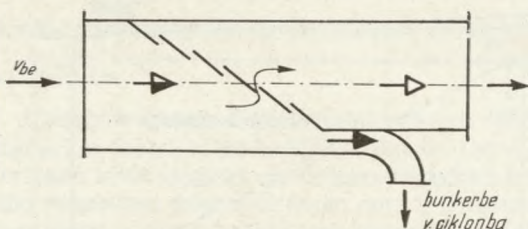
### 1.3.412. Irányváltós porkamrák

A leírt méretezési elvek szerint nagyobb légmennyiség ( $V$ ) és finom por esetén a kamrák méretei nagyra adódnak. A méretek csökkentésére alkalmazzzák az irányváltós porkamrákat (1-52. ábra).

A beáramló keverék a lemezeknek ütközve lelassul és megindul a részecs-



1-52. ábra. Irányváltós porkamra



1-53. ábra. Zsalus porleválasztó

apróbb forgácshoz előnyösen alkalmazható. Szerkezetét az 1-53. ábrán mutatom be.

A nagy sebességgel beáramló keverék ( $v_{be} \cong 14-25$  m/s) a ferdén elhelyezett zsalukon ütközik: a darabos rész leesik, mert a levegő irányváltozását csak a finom porszemcsék tudják követni.

A lehullott por- és forgácszemcséket a teljes levegőmennyiség 5–10%-ával szivatjuk el és ciklonban leválasztjuk.

Irodalom szerint [4]

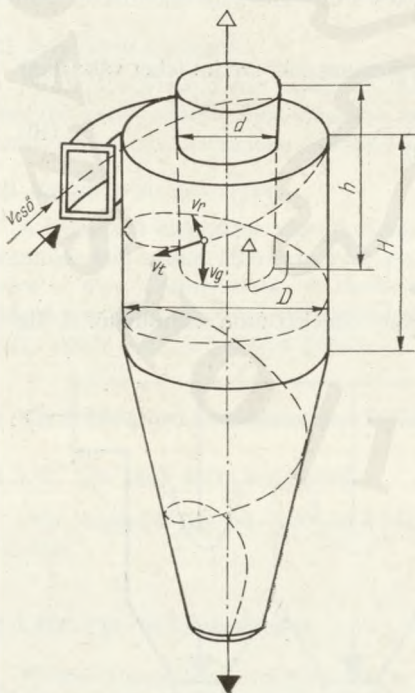
$$\zeta_z = 2,7-3,5 \text{ } v_{be}\text{-re vonatkoztatva}$$

$$\Delta p_z = 40-80 \text{ v. o. mm között váltakozik.}$$

Készül kúpos és ferde sík ráccsal. Tapadós porok leválasztására nem alkalmas, mert eldugul.

### 1.3.414. Centrifugál porleválasztók (ciklonok)

A faiparban legelterjedtebb por- és forgácsleválasztó berendezés a ciklon (1-54. ábra): egy henger alakú acéltartály, melynek alsó része kúpos. A levegő négyzetes nyíláson érintőlegesen áramlik a tartályba. A fűrészpor és forgács a tartály falához sűrűlve lefékeződik, elválik a tovább áramló levegőtől, s a ciklon belső terében kialakult nyomás és gravitációs erő hatására a kúpos részen át le hull a forgácskamrába. A túlnyomásos levegő a ciklon közepén levő hengeres csővezetéken át távozik a szabadba.



1-54. ábra. Ciklon

A ciklonban a levegő a bevezetés hatására körbe forog, amelynél a szemcséket a centrifugális erő a henger fala felé mozgatja. A nagy, durva szemcsék a hengerfalhoz szorúlnak, a közép nagyságú szemcsék ellipszis alakú pályán mozognak lefelé, a kis szemcsék, mivel tömegük kicsi, a ciklonkürtő elszívó légáramlata hatására a kürtőn keresztül távoznak.

A ciklonokban az áramlás nagyon bonyolult. Az elméleti levezetéseket a legtöbb esetben nem alkalmazhatjuk megfelelő biztonsággal. Ezért a méretezéshez szükséges adatokat különböző ciklontípusokon végzett mérések alapján adjuk meg.

A tangenciális irányban belépő keverékre ható centrifugális erő

$$C = \frac{m \cdot v_t^2}{r}$$

a szemcsékre ható centrifugális erő

$$C = \frac{G}{g} \frac{v_t^2}{r_c}$$

$$\frac{C}{G} = S = \frac{v_t^2}{g \cdot r_c},$$

ahol  $C$  centrifugális erő (N),

$G$  nehézségi erő (n),

$v_t$  a por-, illetve forgácsszemcsék érintőleges áramlási sebessége, megközelítőleg megegyezik a levegő áramlási sebességével (m/s),

$r_c$  a porszemcse körpályájának sugara, amelyen mozog, gyakorlatilag a ciklonhenger sugara (m),

$g = 9,81 \text{ (m/s}^2\text{)}$ .

Az  $S$  azt mutatja, hogy a centrifugális erő a nehézségi erőnél hányszor nagyobb erővel választja ki a szemcsét;  $S$  egyenesen arányos a belépő levegő sebességével és fordítva arányos a ciklon sugarával. Az  $S$ -t leválasztási tényezőnek is nevezik.

A leválasztás hatékonyságát befolyásolja a szemcsék ciklonban megtett útja is, mert hosszabb úton több szemcse jut el a ciklonhenger falához és esik le a csonkakúp tölcserén keresztül a bunkerbe.

$$C = m \frac{v_t^2}{r_c}$$

$$S_0 = \mu \cdot m \cdot \frac{v_t^2}{r_c},$$

ahol  $\mu$  súrlódási tényező

$v_t \approx v_{cső}$  a ciklonba belépő anyag sebessége.

Az  $S_0$ , a fellépő súrlódási erő egyenlő a tömeg és ez esetben a negatív gyorsulás szorzatával, ami a szemcse ciklonban megtett útja alatt lép fel.

$$\mu \cdot m \cdot \frac{v^2}{r_c} = -m \frac{dv}{dt}$$

$$-\frac{\mu}{r_c} \cdot dt = \frac{dv}{v^2}$$

$$-\frac{\mu}{r_c} \cdot t = -\frac{1}{v} + c_1,$$

ahol  $v$  a farészecske sebessége a ciklonban.

A kezdeti feltételek megválasztásával az integrálállandó értéke:

$$t = 0 \quad v = v_t \quad c_1 = \frac{1}{v_t}$$

$$t = \frac{r_c}{\mu} \left( \frac{1}{v} - \frac{1}{v_t} \right) \text{ (s)}$$

A  $t$  az az idő, amely alatt a sebességsökkenés  $v_t$ -ről  $v$ -re beáll, ez függ a megtett úttól, amely a sebességsökkenéshez szükséges, a ciklon sugarától ( $r_c$ ), a belépő tangenciális sebéségtől ( $v_t$ ), a ciklon fala és farészecskék között fellépő súrlódástól.

A  $\mu$  értéke jó megközelítéssel 0,3 körüli.



A ciklonban még leválasztható legkisebb szemcsét határszemcsének nevezzük. A szemcse méretét következő képlettel határozhatjuk meg [2]:

$$d_h = K \sqrt{g \cdot \frac{\eta_l}{\gamma_a} \cdot \frac{d_{cs}^2}{v_l} \cdot \frac{1}{D}} \text{ (m)},$$

ahol  $\eta_l$  a levegő viszkozitása,

$\gamma_a$  a leválasztandó anyag fajsúlya,

$v_l$  a gáz sebessége a ciklonba való belépéskor,

$d_{cs}$  a szállítócső átmérője,

$D$  a ciklonátmérő,

$K$  a ciklonban kialakuló levegőelosztástól függő tényező, értéke a geometriai alaktól függően, jó kialakítás esetén  $K = 3 \dots 6$ .

A ciklon kürtőjén eltávozó levegő szekunder áramlást hoz létre, amelynek sugárirányú sebessége ( $v_r$ ) magával ragadja azokat a kistömegű porszemcséket, amelyeknél a rájuk ható centrifugális erőt ( $C$ ) le tudja küzdeni.

Ez a sebesség annak alapján számítható ki, hogy a levegő milyen nagy felületen áramlik át.

$$v_r = \frac{V}{2r \cdot \pi \cdot c \cdot H} \text{ (m/s)},$$

ahol  $v_r$  a sugárirányú sebesség (m/s),

$V$  a ciklonon átáramló levegőmennyiség (m<sup>3</sup>/s),

$r$  a ciklon sugara (m),

$H$  a ciklon palástjának magassága (m),

$c$  arányossági tényező, mely megmutatja, hogy a levegő a palást milyen hosszán áramlott át.

A ciklonok kiválasztásakor figyelembe kell venni még a megfelelő légelnyelő képességét, azaz a szennyeződésektől megtisztítandó levegő mennyiségét is. Ezt általában a gyári katalógusok tartalmazzák. Ismeretlen ciklonnál a légelnyelő képességet a következő képlettel számolhatjuk

$$V_{sz} = a \cdot b \cdot v_{cs} \text{ (m}^3\text{/s)},$$

ahol  $a$  és  $b$  a bemenőcsonk méretei (m),

$v_{cs}$  a csonkban fellépő sebesség (16–18 m/s).

Az említett elméleti megállapítások arra mutatnak, hogy a leválasztás határfoka szorosan összefügg a ciklonok geometriai alakjával. Az első ciklonok nagy átmérővel készültek, ma ugyanazon légmennyiségre inkább több kisebb sugarú ciklont alkalmaznak. A geometriai alakra vonatkozóan PÁPAI LÁSZLÓ ciklonkísérletei után a következő legfontosabb összefüggéseket közöljük:

a) *A leválasztáskor jelentkező nyomásesés* nem függ a ciklonba érkező anyagmennyiségtől és terhelten kisebb, mint üresjáráskor

$$(p_c < p_{co}).$$

b) *A bemenőcsőben* vagy -csonkban a *levegő legkedvezőbb sebessége*  $v_{cs} = 15\text{—}20$  (m/s) közötti.

c) *A cikloncsonk keresztmetszete* egyezzen meg a bemenő szállítócső keresztmetszetével. A ciklonátmérő ( $D$ ) és a bemenő szállítócső átmérőjének ( $d_{cs}$ ) aránya

$$\frac{D}{d_{cs}} \cong 5$$

A bemenőcső csatlakozásának a külső körhöz kell érintőlegesnek lennie és a palásthoz csatlakozásnál kb. 10°-kal lefelé irányuljon.

d) A kimenőcső vagy kürtő ( $d$ ) átmérőjének csökkentése a leválasztást javítja, de növeli a ciklon nyomásellenállását. Ajánlott érték:

$$d \cong 1,2 \dots 1,5 d_{cs}$$

A kürtő javasolt hossza:  $h = 0,75 d$ .

A nyomásellenállás csökkentése céljából a kürtőt diffúzorként kell kiképezni. A kürtőn kiáramló levegő sebessége 10 m/s-nál nagyobb ne legyen, javasolt érték 4–8 m/s.

e) A leválasztás mindig a hengeres és nem a kúpos részben történik, ezért a henger hossza ( $H$ ) az átmérőhöz ( $D$ ) viszonyítva előnyös, ha nagyobb

$$H = 1,0 \dots 1,3 D.$$

f) A por- és forgácskamrának, amelybe a ciklon ülepít, légtömörnek kell lennie, mert különben a kamrán keresztül kapott, ún. „hamis levegő” a ciklon áramlási viszonyait megzavarja és a hatásfokát lerontja.

Az elmondott alapelvek alapján a PÁPAI L. által tervezett ciklon leválasztási hatásfoka kenyérlisztaszemcséknél, melynek 90%-a 20–120  $\mu\text{m}$  közötti,  $\varepsilon_{\delta} = 99,9\%$  volt.

A faipari elszívóberendezésekhez, különösen forgácsképző gépekhez általában a Szellőzőművek által gyártott SP ciklonokat alkalmazták (11. táblázat).

A hatásfokuk finomabb fűrészpороknál gyenge, kb. 20  $\mu\text{m}$ -ig 60–65%, ezért csak durva szemcsékhez vagy előleválasztóként ajánlhatók. Ellenállási tényezőjük  $\zeta_c = 1,6–2$ , gyakorlatilag  $\Delta p_c = 25–30$  v. o. mm.

PÁPAI L. elvei alapján a Könnyűipari Tervezőiroda két sorozat ciklontípust alakított ki (12. táblázat). Hatásfokukat 95% körül tervezték. Az I. sorozat ellenállása 40 v. o. mm, a II. sorozatét 80 v. o. mm, ellenállási tényező  $\zeta_c = 2,5 \dots 5$ .

Hasonló elgondoláson épülnek fel a multiciklonok is (4. kép). Ezeket azon elv alapján fejlesztették ki, hogy a ciklonok hatásfoka javul, ha a ciklon átmérőjét ( $D$ ) csökkentjük (mert nő a centrifugális erő) és a henger hosszát ( $H$ ) növeljük. A Szellőzőművek MC típusú multiciklon főbb jellemzői:

$$v_{cs} = 16–18 \text{ m/s,}$$

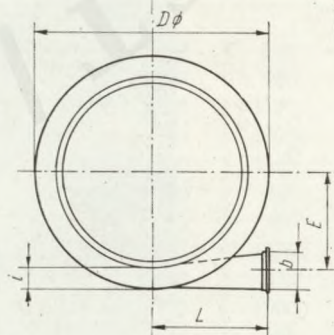
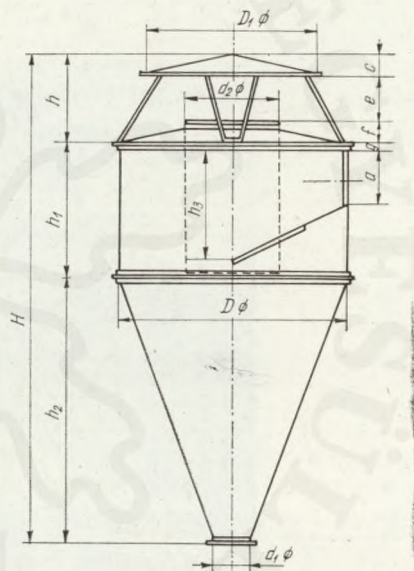
$$\zeta = 6–7,5$$

$$p_c = 100–120 \text{ v. o. mm.}$$

Irodalom szerint [5] 20  $\mu\text{m}$ -en aluli szemcsét is leválasztanak.

Ez alkalmassá teszi őket finom por leválasztására is. A Szellőzőművek a kis légelnyelő képesség miatt 2, 4, 6 elemből álló multiciklontelepet is kifejlesztett. Ezek minden száraz, nem tapadó fapor leválasztására használhatók, de nem alkalmasak gyantás, nedves fűrészpapor ülepítésére. A multiciklon elemeket tangenciális kivezetőfejjel kötik össze.

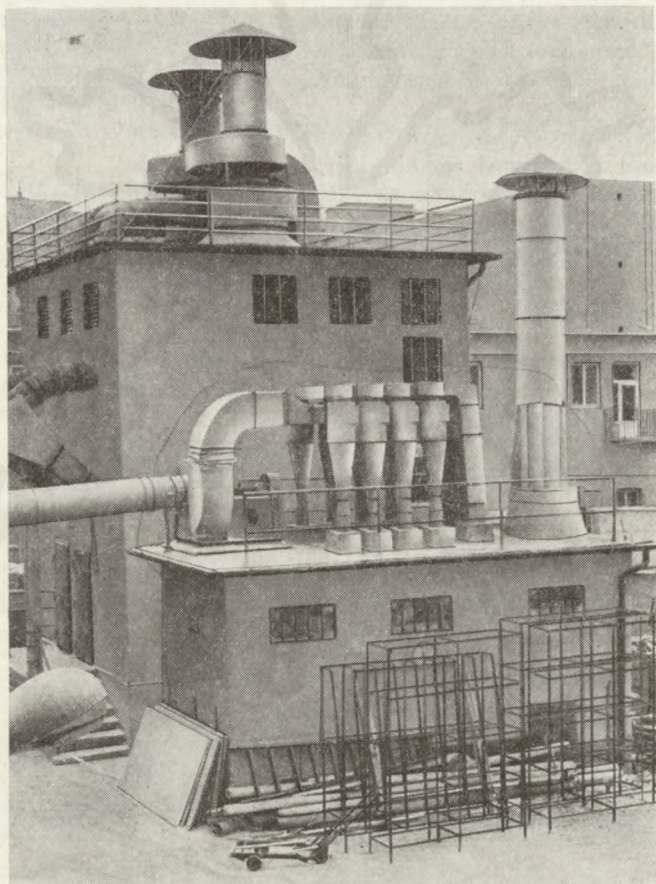
A méretezéskor a katalógus alapján 3 fő szempontot kell figyelembe venni: a portalanítási



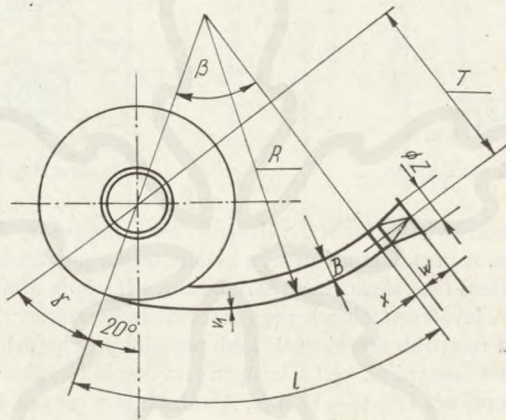
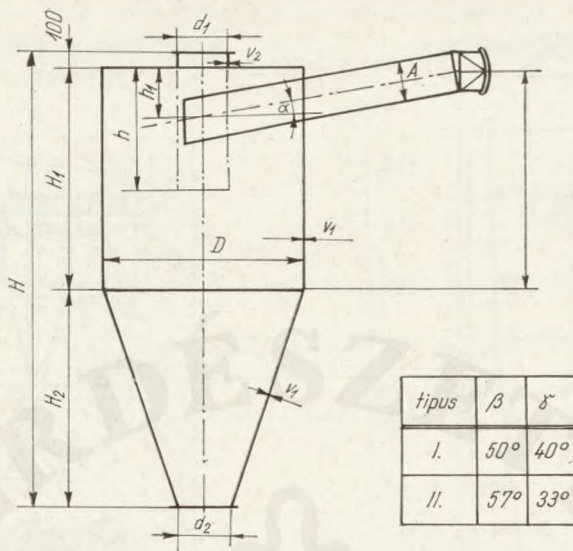
1-55. ábra. SP ciklon

11. táblázat. SP ciklon főbb méretei

Tip.	Legfőbb méretek				Magassági méretek		Súly kg	Befúvó légseb. $v_1$ m/s	Távozó légseb. $v_2$ m/s	Légmennyiség $m^3/h$
	$D\varnothing$	$H$	$L$	$E$	$h_1$	$h_2$				
20	800	1800	400	328	750	775	63	16—18	5,2	1 800— 2 000
25	1000	2080	500	410	750	980	87	16—18	4,9	2 800— 3 200
30	1200	2450	600	493	820	1230	118	16—18	5,1	4 000— 4 500
35	1400	2900	700	575	985	1440	160	16—18	4,9	5 400— 6 100
40	1600	3250	800	655	985	1725	240	16—18	5,2	7 200— 7 900
45	1800	3800	900	740	1235	1940	305	16	4,9	8 800—10 000
50	2000	4136	1000	820	1236	2200	360	16	4,8	11 500—12 500
55	2200	4450	1100	903	1250	2400	465	16	5,0	12 500—14 600
60	2400	5000	1200	985	1500	2625	550	16	5,1	16 000—17 800
65	2600	5300	1300	1068	1500	2875	640	16	5,0	18 600—21 000
70	2800	5870	1400	1150	1750	3120	750	16	5,1	21 600—24 300
75	3000	6220	1500	1233	1750	3400	1015	16	5,2	24 500—32 000



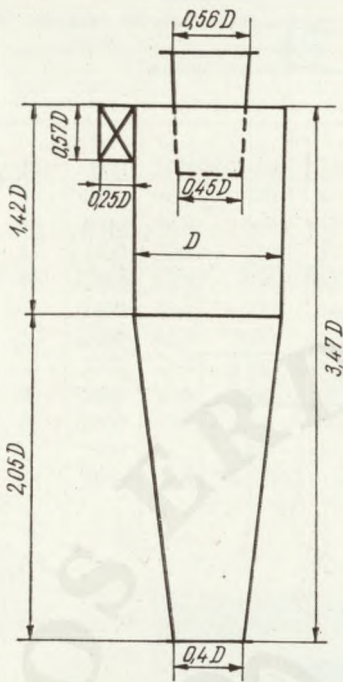
4. kép. Ciklontelep (Szellőzőművek)



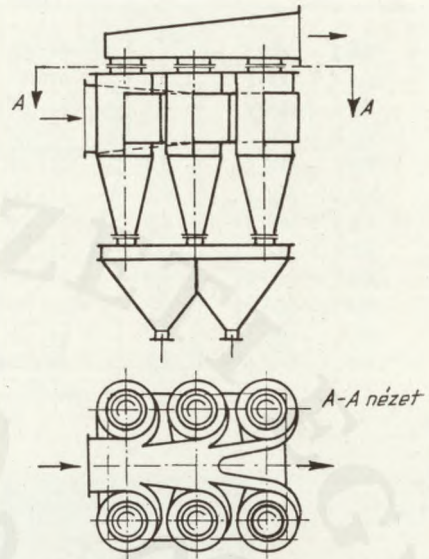
1-56. ábra. PLC ciklon

12. táblázat. PLC ciklon főbb méretei

Tipus	$V$ m <sup>3</sup> /h	$D$	$A \times B$	$A$ m <sup>2</sup>	$H_1$	$H_2$
CPLI 60	650	600	130 × 90	0,0113	660	660
CPLI 80	1150	800	175 × 115	0,0200	880	880
CPLI 100	1810	1000	220 × 145	0,0314	1100	1100
CPLI 120	2600	1200	260 × 175	0,0452	1320	1320
CPLI 140	3540	1400	305 × 200	0,0615	1540	1540
CPLII 50	1020	500	165 × 110	0,0177	540	420
CPLII 60	1450	600	190 × 135	0,0254	650	500
CPLII 80	2610	800	260 × 175	0,0454	865	1630
CPLII 100	4100	1000	330 × 220	0,071	1080	835
CPLII 120	5850	1200	390 × 260	0,102	1300	1000
CPLII 140	8000	1400	455 × 305	0,139	1515	1165



1-57. ábra. MC-2 jelű multiciklon



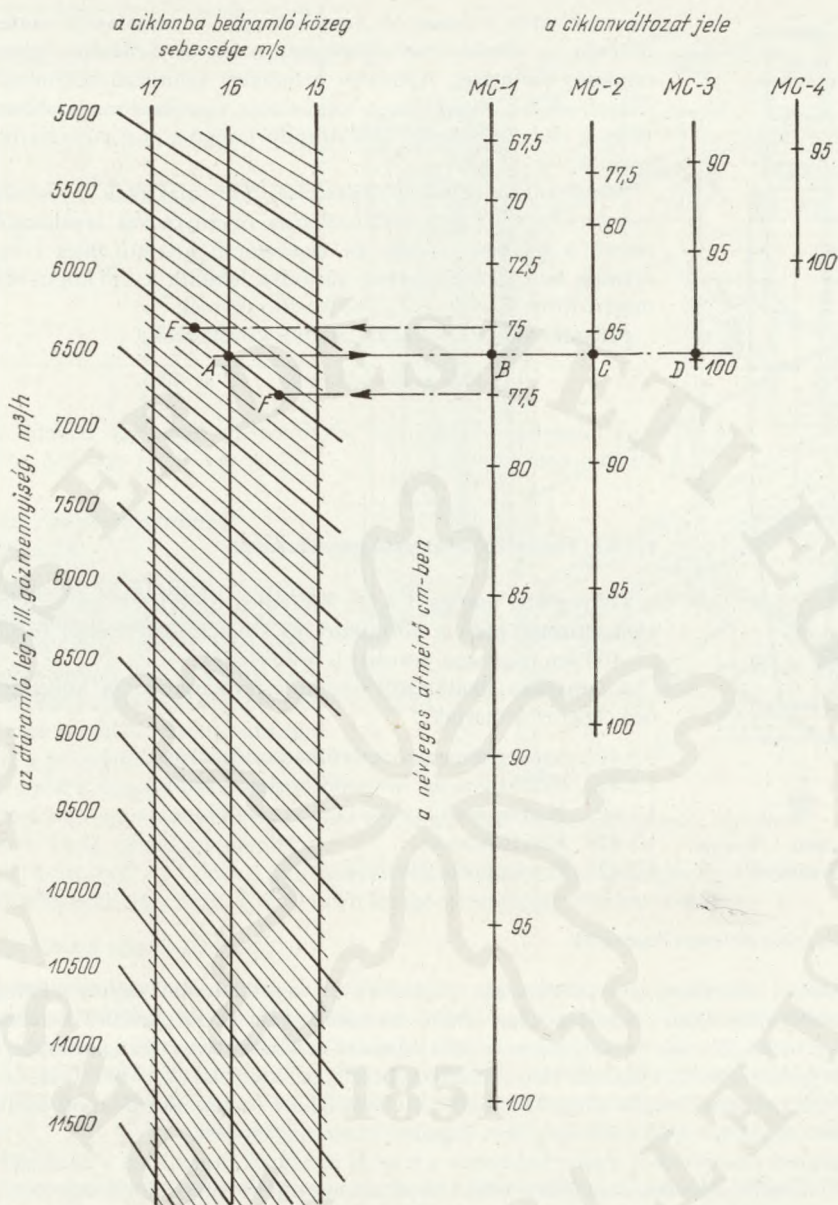
1-58. ábra. Multiciklontelep

fokot, adott közegmennyiség esetén a választott elem nagyságát és az ehhez tartozó statikus ellenállásértéket. A portalanítási fokot a katalógusok rendszerint nem tartalmazzák a sok tényező miatt. Az elem nagyságának kiválasztását a gyártómű által megadott táblázat alapján kell elvégezni. A leválasztótelepek négy sorozatban készülnek: MC—1, MC—2, MC—3, MC—4 jelöléssel, a nagyobb számjegyek jobb portalanítási hatásfokot jelentenek. A ciklontelep kiválasztásához ismernünk kell a levegőmennyiséget ( $V$ ) és a belépő levegő sebességét ( $v_{cs}$ ). Ez az MC telepeknél 15—16—17 m/s. A választható telepek lehetnek 2, 4, 6 elemesek, ezért meghatározzuk először az egy-egy elemre ( $n$ ) eső légmennyiséget ( $V/n = V_e$ ). Ehhez kiválasztjuk a bemenősebességet (legoptimálisabb a  $v_{cs} = 16$  m/s). Nomogramból ezen adatok alapján pl.  $V = 12\,000$  m<sup>3</sup>/h és  $v_{cs} = 16$  m/s melletti adatokhoz a választott típus MC—3/100/II., ahol II. az elemek számát jelenti. A  $v_{cs} = 16$  m/s és  $V = 6000$  m<sup>3</sup>/h adatok mellett (A pont) a nomogramból leolvasható, hogy a B, C, D pontok alapján megfelel az MC—1 és az MC—2 típus is az MC—3 mellett. Pl. az MC—1 típus választása esetén a 75, illetve a 77,5 cm átmérőjű ciklont alkalmazhatjuk. A típusnagyságot visszavetítve a légmennyiség vonalára, megkapjuk a multiciklonba ténylegesen belépő levegő sebességét (E és F pontok).

Az elemekre és telepekre vonatkozó ellenállástényezőket a 13. táblázat tartalmazza.

13. táblázat. MC jelű ciklontelepek ellenállás-tényezői ( $\zeta$ )

Jel	MC-1	MC-2	MC-3	MC-4
Elem	6,5	7	7,5	9,5
Telep	8,5	9	9,5	11,5



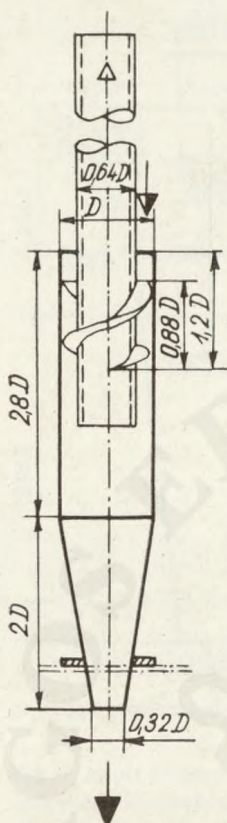
1-59. ábra. Nomogram az MC ciklonok kiválasztásához

Az MC—3/100/II. telepellenállása az említett adatokkal a befűvónyilásban levő sebességre (15,8 m/s) adott:

$$\Delta p_c = \rho / 2 \cdot v_{cs}^2 \cdot \zeta_c = \frac{1,2}{19,62} \cdot (15,8)^2 \cdot 9,5 = 145,05 \text{ v. o. mm.}$$

A példából is látható: a multiciklonok energiaigényes berendezések.

A multiciklontelegek általában az üzemelésre szolgáló ventillátor elé kerülnek beépítésre, tehát depresszió alatt üzemelnek. Ezért rendkívül fontos az illeszkedő alkatrészek jó tömítése,



1-60. ábra. Örvény-  
csöves leválasztó

mert a réseken át behatoló „hamis levegő” a portalanítási határfokot lerontja. A tömítés teszi szükségessé a bunker ürítéséhez adagolóberendezés beépítését. Ajánlatos a bunkert szintjelző berendezéssel is ellátni, mert ha a bunker a kúpos rész szintjénél magasabban megtelik, a ciklonelemből alul kiáramló levegő a port a bunkerben felkavarja.

A multiciklonok továbbfejlesztése során alakultak ki *perdületelemes örvénycsövek*. A perdületelemes örvénycsöves leválasztókba a levegő a leválasztóhenger és kivezetőcső közötti teljes körgyűrűn áramlik be. A por a falhoz sűrűlve le hullik a cső kúpos részén, a megtisztított levegő a középső kürtön távozik el.

Műszaki adataik KONCZ I. után a következők:

$$V_b = 8 \cdot \dots 12 \text{ m/s}, \quad \zeta = 10,5.$$

A faiparban jelenleg nem alkalmazzuk őket, így bővebb tárgyalásukra nem térek ki.

### 1.3.42. Finompor-leválasztó berendezések

Lényegében már az 1.3.41. fejezetben ismertetett multiciklonok is ide tartoznak, mert a porfajtától és szemcsőösszetételtől függően az 5–100  $\mu\text{m}$  nagyságú porokat is leválasztják.

A faiparban alkalmazott finompor-leválasztókat a következőképpen csoportosíthatjuk:

- 1.3.421. Szövetelemes porszűrők (tömlősűrők),
- 1.3.422. Töltőanyaggal működő porleválasztók,
- 1.3.423. Nedves leválasztók vagy vizes ciklonok,
- 1.3.424. Elektrofilterek,
- 1.3.425. Egyéb porleválasztók.

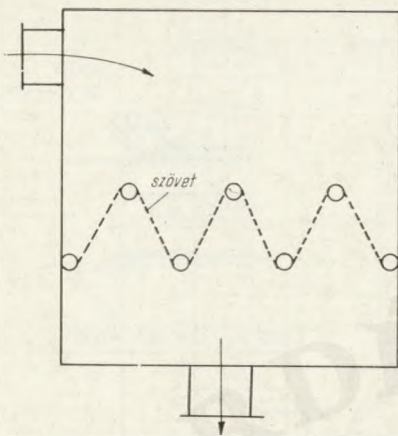
### 1.3.421. Szövetelemes légszűrők

Általában előleválasztó berendezéssel, porkamrával vagy ciklonnal együtt alkalmazzuk mint utóleválasztókat, csiszolatporhoz önálló berendezésként is. A porszűrő berendezés a durva szemcséktől megtisztított poros levegőt műszaki szöveten átvezetve megtisztítja, illetve a finom porszemeket leválasztja. Helyes méretezés esetén a hatásfoka ( $\varepsilon_0 = 98\%$ ) jó, úgyhogy az így megtisztított levegőt a munkaterembe is vissza lehet vezetni, illetve lakott területen a környező házaknak nem okoz meg nem engedett porszennyeződést.

Szerkezeti szempontból legelterjedtebbek a tömlős légszűrők, amelyeket a Szellőzőművek és a FÜTŐBER több típusban gyárt. Működtetés szempontjából megkülönböztetünk *kézi és gépi* rázású szövetelemes szűrőket. A rázás vagy a szövetelem tisztítása meghatározott időnként azért szükséges, mert a porszemek lerakódnak a szövet rostjai közé (filcelődés), és ezért a szűrő ellenállása nagymértékben megnő, az elszívott levegő mennyisége pedig csökken. A Szellőzőművek adatai szerint 1000  $\text{g}/\text{m}^2$  porterhelés mellett a szűrőszövet ellenállása ötszörös is lehet. Ennek kiküszöbölésére rázószerveket építenek be. Az 1-61, -62, -63, -64. ábrákon különböző típusú szövetelemes szűrőket mutatunk be.

#### a) Sejt- vagy cellás légszűrő

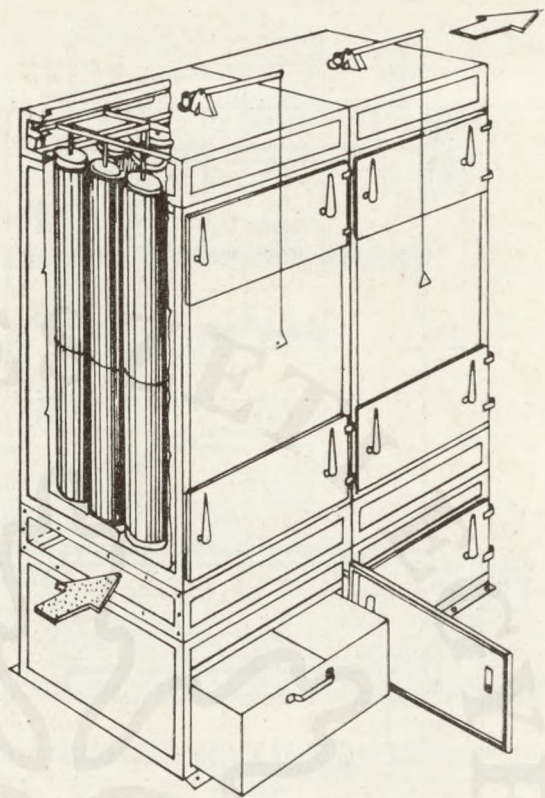
A legegyszerűbb szűrőberendezés cső vagy idomvasra V alakban kifeszített szövetelem. Tisztítása kefével vagy seprűvel történik. Kisebb berendezésekben jól alkalmazható (1-61. ábra).



1-61. ábra. Sejt-vagy cellás szövetszűrő

b) Kézi rázású szövettömlős légszűrők

Tipusként a FÜTŐBER gyártmányát mutatom be az 1-62. ábrán. A tömlők alsó vége nyitott, itt áramlik be a poros levegő. Felső végük zárt, ezért a levegő a szöveten áthatolva távozhat csak a nyíllal jelzett irányban. A szövet a porszemcséket nem engedi át, ezért azok a tömlők belső oldalán lerakódnak, ahonnan a rugókra támaszkodó keret rázásával távolíthatók el. A rázást ismételve a por a szűrőszövetről leválik és az alsó tartályba hull. A kézi rázású porszűrők légtisztításra max. 10 000 m<sup>3</sup>/h levegőmennyiségig alkalmazhatók.



1-62. ábra. Kézi rázású szövettömlős légszűrő

c) Gépi rázású tömlős légszűrő

Nagyobb teljesítmények esetén ( $V > 5000$  m<sup>3</sup>/h) gépi rázású tömlős légszűrőt alkalmaznak. A gépi rázás lehet bütykös tárcsás és excenteres. Az 1-63. ábrán látható berendezés porgyűjtő bunkerrel, kihordó szállítócsigával és forgócellás adagolóval is fel van szerelve. Hátránya, hogy a bütykös tárcsás rázás gyakran kiszakítja a tömlőket, és a poros levegő kiáramlik a nyíláson. A szállítócsiga és az adagoló sok esetben okoz üzemzavart, ha durvább forgács kerül a por közé, mert hirtelen megnövekszik a teljesítményigény, amitől a villamos motor leáll.

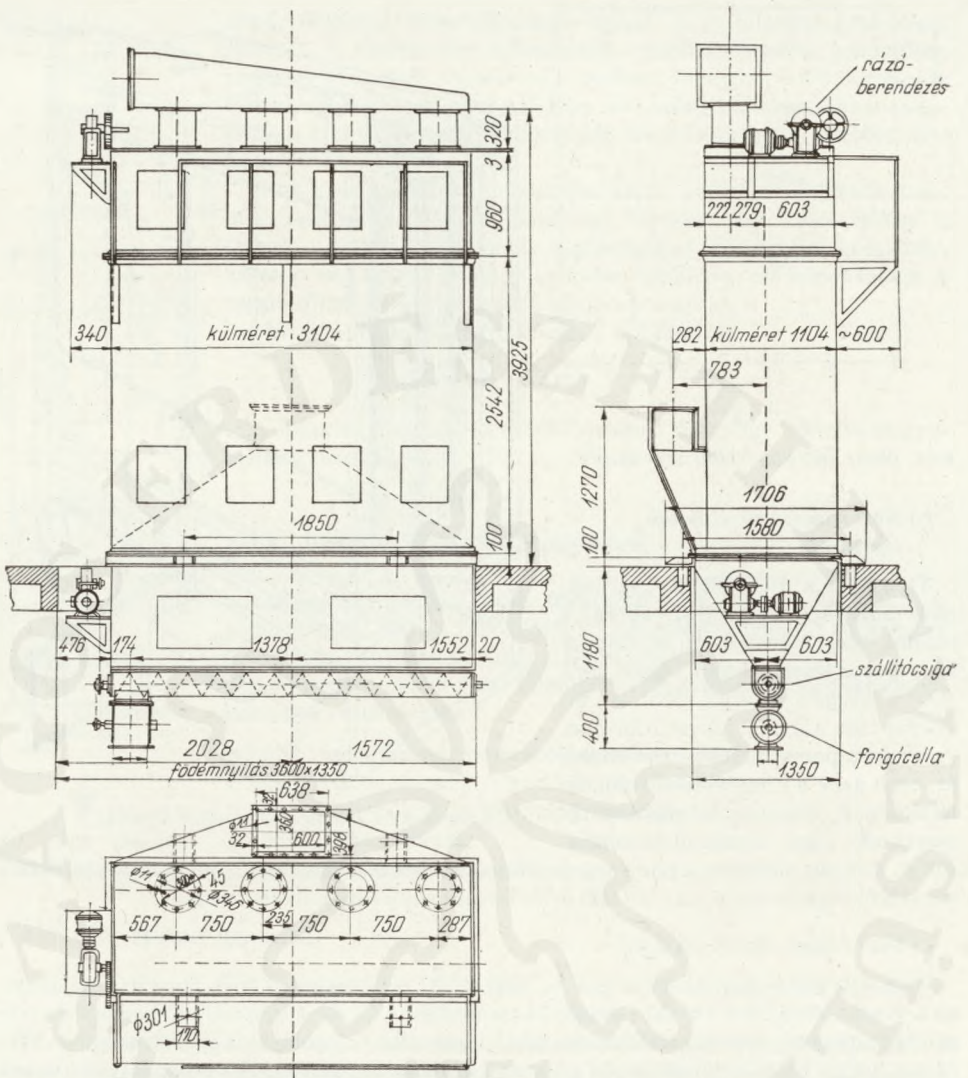
A lengőrázású tömlős szűrő helyigényesebb, de kíméletesebb a rázása. Az 1-64. ábrán látható, motorral meghajtott excenter kerékről (1) egy egyenesbe vezetett rúd (2) mozog vízszintes irányban. A rudat csuklósan csapágyazott karok tartják. A rúdról jobbra-balra fapofák fogják meg a tömlőzsákok 1/3 részénél bevarrt huzalgyűrűket. A rázásszám:  $n \approx 100$ /perc. A rázáskor lehullott por a tömlőszűrők alatti porkamrában (4) gyűlik össze.

A tömlőszűrők anyaga általában egyszer bolyhozott szövet (Újszegedi Textilgyár MD 4722 jelű gyártmánya), ellenállási értékeit különböző porterhelés mellett az 1-65. ábrán tüntetem fel.

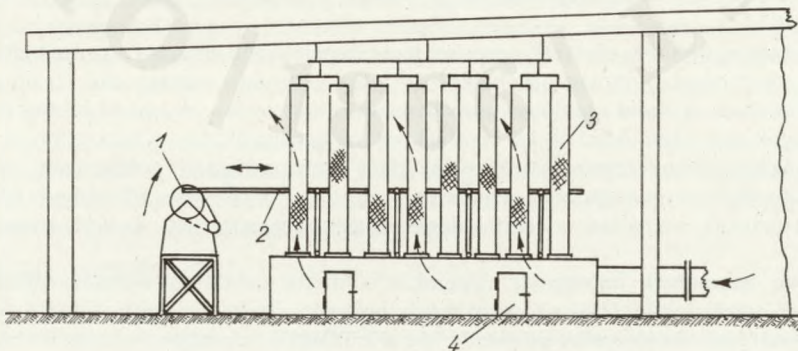
Újabbban használnak impregnált anyagokat is, illetve műszálból készült szövetet, erre vonatkozó megbízható adatok azonban még nincsenek.

A rázással járó nehézségeket küszöböli ki a FÜTŐBER lefuvatással tisztított PSz típusú szövettömlős porszűrő berendezése, amely jól alkalmazható nem tapadó, finom faporok ese-

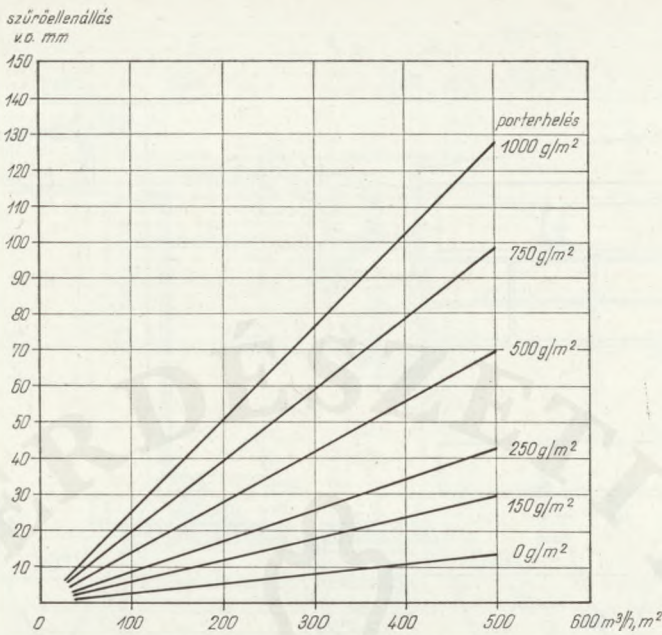




1-63. ábra. Gépi rázású szövettömlős légszűrő



1-64. ábra. Lengőrázású szövettömlős szűrő



1-65. ábra. Szóvetőmlős szűrők ellenállásának diagramja

tében légszűrőként száraz csiszolatpornál, farostlemez-faforgácslap fűrészpornál stb. (1-66. ábra).

Működési elve az, hogy alul-felül nyitott szűrőzsákokba felülről áramlik be a poros levegő, és alul hull ki a leválasztott por a bunkerbe. A zsákok belső felületére rátapadt port a szűrőzsákokat kívülről körülvevő mozgó befúvatógyűrűk távolítják el. A gyűrűk belső részén keskeny rés van, amelyen keresztül nagy nyomással tiszta levegőt fúvatnak a zsákra. Ez a levegő áthatolva a szöveten, eltávolítja a belső felületre filcelődött port. A gyűrűk föl-alá mozgása folyamatos.

Előnye, hogy

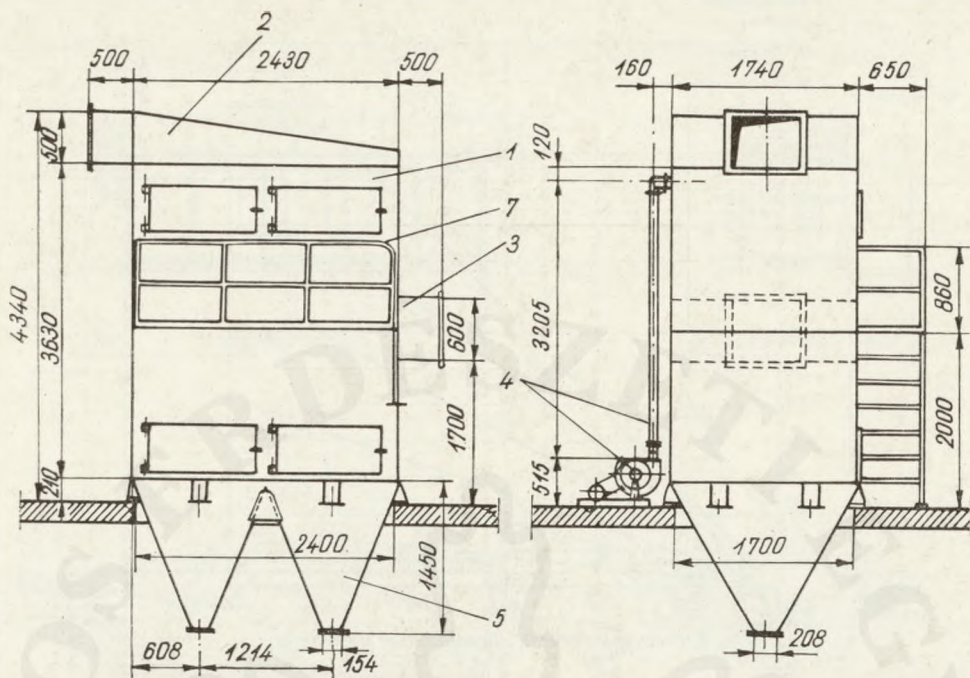
— folyamatos üzemeltetésű, azaz a folyamatos tisztítás következtében a szűrő légteljesítménye alig változik;

— a hatásosabb tisztítás következtében az üzemeltetés során kisebb a szűrő ellenállása, így nagyobb fajlagos szűrőterhelésre lehet méretezni.

Hátránya, hogy külön tiszta levegőt befúvó kis ventilátor kell hozzá. A jellemző adatokat a 14. táblázatban tüntettem fel, a szűrő szerkezete az 1-66. ábrán látható.

14. táblázat. PSz típusú befúvatással tisztított porszűrő berendezések jellemző adatai

Típusjel	Névleges szűrőfelület (m <sup>2</sup> )	Légteljesítmény (m <sup>3</sup> /h)	Szóvetőmlő	
			db	∅ × hossz (mm)
PSz-2	20	2 000— 3 000	16	∅ 200 × 2100
PSz-4	40	4 000— 6 000	32	
PSz-10	100	10 000—15 000	48	∅ 200 × 3500
PSz-15	150	15 000—22 500	72	



1-66. ábra. A FŰTŐBER cég PSz típusú szövettömlős porszűrő berendezése

1. szűrőtest; 2. bevezetőidom; 3. kivezetőidom; 4. befűtatóventillátor és -csövezeték; 5. porbunker

A legújabb kutatások alapján további előrelépést jelent a Keller (NSZK) cég toronyszűrője és a Hódgép SzC—125 típusú szűrőciklonja. Mindkét berendezés egyesíti a ciklon és szövetelemes szűrők működési elvét.

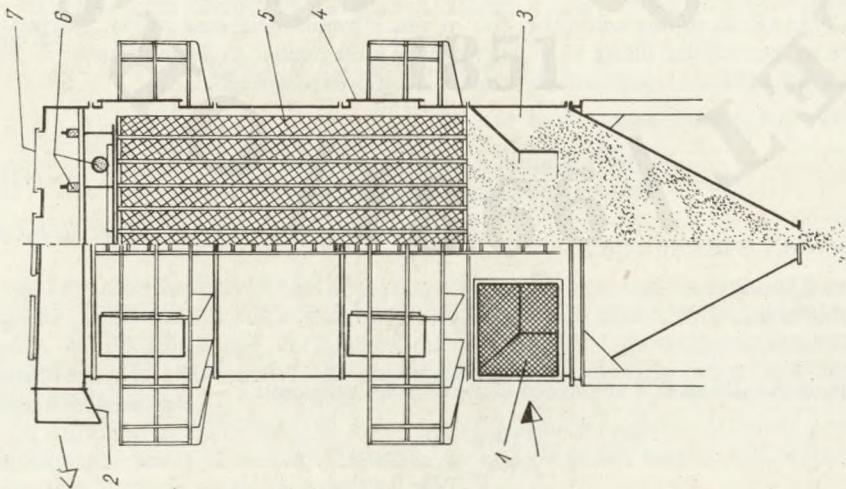
A Keller-féle toronyszűrő áll egy ciklonszerű előleválasztóból, amelyben leválik a forgács és egy tömlőszűrős légszűrőből, a por leválasztására. A keverék a toronyszűrő alsó részén tangenciálisan lép be, a forgácsot pedig rendszerint forgócella közvetítésével pneumatikus szállítóberendezés viszi a gyűjtőbunkerbe. A poros levegő a szűrőtömlők belsejébe áramlik, és perlon szövetszűrőn keresztül megtisztul. A tisztítás foka olyan nagy, hogy a levegő a munkaterembe visszavezethető.

A tömlők tisztítása üzemszünetben rázóelemekkel történik. Szerkezeti vázlatát az 1-67. ábrán mutatom be, főbb műszaki adatait a 15. táblázatban közlöm. Gyártják 10 000—80 000 m<sup>3</sup>/h légmennyiség tisztítására. Porrobbanás esetére könnyű műanyagból gyártott zárólap (7) szolgál a berendezés védelmére.

A Hódgép SzC—125 típusú szűrőciklonjának elvi kialakítása az 1-68. ábrán látható. Itt a ciklonkiképzésű testben helyezkedik el a tömlőszűrő. A keverék portartalmának egy része a

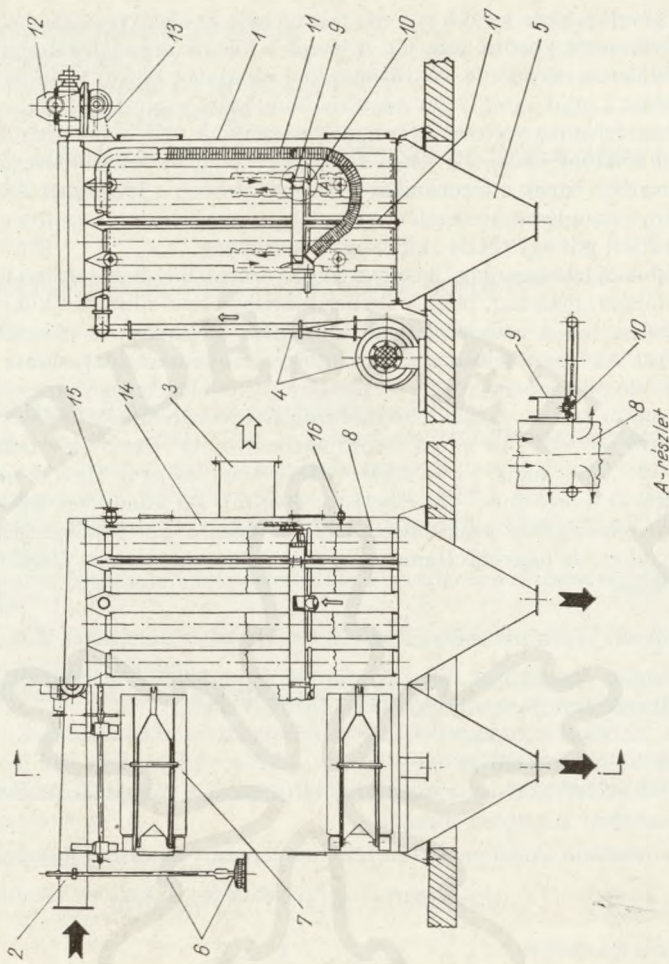
15. táblázat. Keller-féle toronyszűrő műszaki adatai

Porfajta	$V_t$ (m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> ·h)	$p_e$ v.o. mm
Forgács, fűrészpor	130—150	20
Csiszolatpor	100—120	40



1-67. ábra. Keller-jéle szűrőciklon

1. belepöntvény; 2. kilepöntvény; 3. előleválasztó; 4. tisztítónyílás; 5. tömlőszűrő; 6. rázószerkezet; 7. műanyag fedél porrobbanás esetére



1-68. ábra. Lejűváttással szűrtőlős porszűrő berendezés

1. szűrőtest; 2. bevezetőidom; 3. kivezetőidom; 4. lefűtőventillátor és -csövezeték; 5. porbunker; 6. nyomáskapcsoló és csövezeték; 7. légtömör kezelőajtó; 8. szűrőzsák; 9. lefűtőkeret; 10. gyűrűpár; 11. hajlekony gumitömítő; 12. hajtómű; 13. hajtólánc; 14. keretmozgató lánc; 15. kettős láncok; 16. tisztító láncok; 17. keretvezető cső

ciklonhatás következtében leválik és a test fala mentén az alsó kúpos részbe csúszik le. A poros gáz a szűrőtömlők közötti térbe jut. A levegő a tömlők anyagán átáramlik, a por pedig a zsák külső felületére rakódik le. A szűrőtömlő a rácsrudak között kívülről homorú felületű lesz. A tömlőket a rájuk rakódó por miatt tisztítani kell. A szűrőtömlők tisztítása üzem közben tömlőnként felváltva ellenáramú levegővel történik. A szűrőtömlő tisztításához szükséges levegőt a szűrőciklonfej adagolja. Ha a behorpadt tömlőbe belülről levegőt fújunk, a zsák kifeszül, és részben ennek a mechanikai hatásnak, részben a levegőnek a szűrés közbenivel ellentétes irányú áramlása következtében lehull a porréteg, majd a tisztítólevegő az elemi szálak közé rakódott por egy részét „kimossa” a szövetből.

A szűrőciklonfej feladata, hogy lehetővé tegye a szűrési fázisban dolgozó tömlőkből a szűrt levegő átáramlását, másrészt, hogy a tisztítási fázisban levő tömlőket kiiktassa a szűrőkörből és átbocsássa rajtuk a tisztítólevegőt. A tömlők kiiktatását az elosztókamrában forgó elosztófej végzi. Az elosztófejben egy, a tisztítólevegő nyomásának hatására kinyíló és a forgás során záródó pillangószelep van, forgatására hajtómű és tengelykapcsoló közbeiktatásával villamos motor szolgál. A tisztítólevegőt szolgáltató ventilátor a fej alsó teréből már megtisztított levegőt szív el, és azt a fej középső terébe nyomja vissza. Így a tisztítókör zárt.

Az SzC—125 főbb adatai:  $V = 2500 - 3000 \text{ m}^3/\text{óra}$  és  $p_c = 50 \text{ v. o. mm}$ . Szűrőfelület:  $12,5 \text{ m}^2$ , szűrhető levegő max. porterhelésre:  $50 \text{ g/m}^2$ . Az adatokból láthatjuk, hogy ez a szűrőciklon a pneumatikus szállítóberendezések végén a por leválasztására alkalmasabb, mint az SP ciklon, de nagyobb légmennyiségnél (tehát elszíváskor) szintén több darab beépítése szükséges.

#### d) Szövettömlős légszűrők méretezése

A szövettömlős légszűrőket fajlagos szűrőfelület-terhelésre méretezzük, vagyis  $1 \text{ m}^2$ -en óránként átáramló levegőmennyiségre ( $V_f$ ). Ajánlott érték:

közegfajsúly  $12 \text{ N/m}^3$  ( $1,22 \text{ kp/m}^3$ )

szűrő anyaga: bolyhozott szövet

$V_f = 90 \cdot \cdot \cdot 150 \text{ m}^3/\text{m}^2/\text{h}$ . Ezen értéken felüli terheléskor a szövetszűrők ellenállása a porterhelés következtében jelentősen megnő.

A szűrők ellenállása irodalom szerint [29] túlnyomásos rendszerű légszűrőre

$$p_{ny} = (0,07 \cdot \cdot \cdot 0,13) V_f \cdot 1,2 \text{ v. o. mm},$$

szívott rendszerű szűrőkre

$$p_{sz} = (0,03 \cdot \cdot \cdot 0,07) V_f \cdot 1,32 \text{ v. o. mm}$$

Az 1-65. ábrán közölt adatok szerint kb.  $10 \text{ v. o. mm}$  ellenállás felel meg a SzM. gyártmányainál  $150 \text{ g/m}^2$  porterhelés, illetve  $V_f = 110 \text{ m}^3/\text{m}^2/\text{h}$  érték mellett. Gyakorlatilag  $p_{sz} = 20 \text{ v. o. mm}$  szűrőellenállással számolunk tervezéskor a beporosodás miatt.

A szűrőfelület ( $A_{sz}$ ) számítása

$$A_{sz} = \frac{V(\text{m}^3/\text{h} \text{ átáramló levegőmennyiség})}{V_f(\text{m}^2/\text{m}^2 \cdot \text{h} \text{ fajlagos szűrőterhelés})} (\text{m}^2) \quad (11)$$

Tömlőszűrőnél  $A_{sz} = d \cdot \pi \cdot h \cdot n$  ( $\text{m}^2$ ),

ahol  $d$  a tömlő átmérője (m),

$h$  a tömlő hossza (m),

$n$  a szűrőtömlők száma (db).

A szűrő tisztítási időszakát a következő képlettel lehet számolni:

$$Z = \frac{5 \cdot 1000 \cdot 100}{\varepsilon \cdot s \cdot V_f \cdot 24} (\text{nap}),$$

ahol  $S$  a porral telítettség határértéke ( $\text{p/m}^3$ ),  
 $\varepsilon$  a tisztítás foka %-ban,  
 $s$  a befűvott levegő közepes portartalma ( $\text{mp/m}^3$ ),  
 $V_f$  fajlagos szűrőterhelés ( $\text{m}^3/\text{m}^2/\text{h}$ ).

Az egyes tagokra az irodalom [1] szerint a következő irányértékek szokásosak:

$$S = 150 \dots 200 - 300 \text{ (p/m}^3\text{)}$$

$$\varepsilon = 90 \dots 95\%$$

$$s = 10 \dots 15 \text{ (mp/m}^3\text{)}$$

A Szellőzőművek által ajánlott képlet szerint műszaki egységekkel:

$$t = \frac{K(S_e - S_n) \cdot A}{V \cdot s} \text{ (h)},$$

ahol  $s$  a szűrőszekrénybe fűvott levegő porterhelése ( $\text{g/m}^3$ ),  
 $K$  üzemeltetési tényező, értéke függ a porterhelés időbeli egyenletességétől, a por anyagától, szemcseeloszlásától, a textilszűrőhöz való tapadástól és a szűrőszekrény beépítési viszonyaitól. Ajánlott érték pl. 2  $\text{kp/dm}^3$  fajsúly esetén  $K = 0,8$ ,  
 $S_e$  a szűrőtömlők fajlagos felületi porterhelése közvetlenül a rázószerkezet üzemeltetése előtti időpontban ( $\text{g/m}^2$ ),  
 $S_n$  a szűrőtömlők fajlagos felületi porterhelése, közvetlenül a rázószerkezet üzemeltetése után ( $\text{g/m}^2$ ),  
 $A$  a szűrőtömlők szűrőfelülete (csak a belső) ( $\text{m}^2$ ),  
 $t$  a tisztítási időszak órákban,  
 $V$  a szűrőszekrénybe fűvatott légmennyiség ( $\text{m}^3/\text{h}$ ).

A két képlet közel azonos értéket ad megfelelő értékek behelyettesítésekor.

Gyakorlatilag elő kell írni minden műszak végére a rázást, félévenként vizsgálat, illetve évenként generáljavítás szükséges. A leggyakoribb hibásodás a szövetszakadás a fémrészekenél fellépő korrózió miatt.

**Példa** légszűrő méretezésére.

$V = 3000 \text{ m}^3/\text{h}$  poros levegőt kell megszűrni

Választott  $V_f = 100 \text{ m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$

$$A_f = \frac{V}{V_f} = 30 \text{ m}^2$$

Az alkalmazott tömlőszűrő méretei:  $\varnothing 200 \text{ mm} \times 2,5 \text{ m}$  hosszú (felvétel a helyiség méretei szerint).

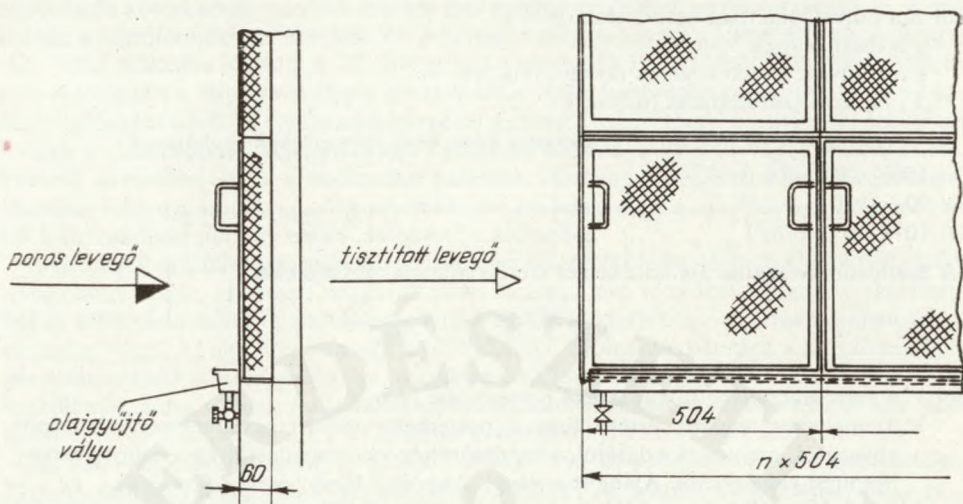
$$A'_{sz} = d \cdot \pi \cdot h = 0,2 \cdot 3,14 \cdot 2,5 = 1,57 \text{ m}^2$$

$$n = \frac{A_{sz}}{A'_{sz}} = \frac{30}{1,57} = 19,1 \approx 20 \text{ db tömlőszűrő}$$

### 1.3.422. Töltőanyaggal működő porleválasztók

A faiparban legismertebbek a viszkózus anyaggal (olaj vagy viscinolaj) bevont felületű szűrők. Belső kialakításuk olyan, hogy bennük a levegő állandóan irányt kénytelen változtatni. Az ütközőfelületre viscinolajba mártott anyagot helyeznek, mely mellett a levegő továbbáramlik, a levegőben levő porszemcsék azonban az olajjal bevont felületre tapadnak, illetve leülepednek.

A szűrőelemek  $500 \times 500 \times 50 \text{ mm}$  kerettel készülnek, melyet két oldalt perforált vagy drótfonattal lezárt kazettává alakítanak, és belsejét rézzel bevont acél, alumínium vagy porcelán, újabban műanyag gyűrűkkel töltik ki.



1-69. ábra. Homlok-fémlégszűrő

A gyűrűk  $\varnothing 7-8 \text{ mm} \times 8-10 \text{ mm}$  hosszú csődarabok. Ezek a szűrőkeretben szabálytalanul helyezkednek el: az átáramló levegő ezeknek ütközik, miközben kanyarog a gyűrűk között.

A fémszűrőket időszakonként meg kell tisztítani a rájuk rakódott portól. Ezt forró szódás vízzel kell elvégezni ún. mosókádban, utána olajozókádba merítve új olajbevonattal látják el.

A Szellőzőművek katalógusa által ajánlott olajminőség nyáron MSZ 992—55 szerint G—30 gépolaj, télen a GT jelű, ha a hőmérséklet  $+10^\circ\text{C}$ -nál nem alacsonyabb. Hidegebb helyiségben MSZ 13 198—53 R GH—25 jelű jégkompresszorolajat kell használni.

Az említett szűrőket mindig előleválasztó után vagy légtisztítás céljából olyan helyre építik be, ahol a beáramló tiszta levegő porterhelése  $0,5 \text{ g/m}^3$ -nél kisebb.

A szűrők ellenállása közelítőleg arányos az átömülő légmennyiség négyzetével, a levegő sűrűségével, a szűrőréteg vastagságával. A porterhelés egyenesen arányos az ellenállással; kielégítő működés szempontjából azonban ennek az értéknek  $250 \text{ g/m}^3$ -t nem szabad túlhaladnia. A fajlagos levegőterhelés  $3500 \text{ m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$  nagyságú legyen. Tisztítási hatásfokok

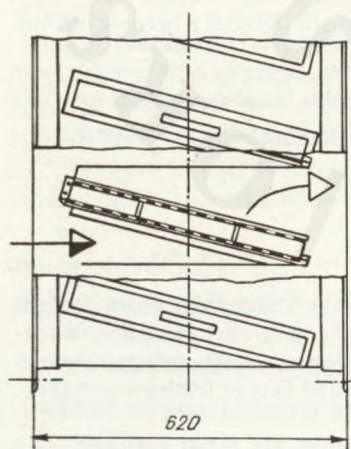
$$\varepsilon_0 = 90 \dots 95\%, \text{ ellenállásuk } \Delta p = 8 \dots 12 \text{ v. o. mm.}$$

A szűrőelemeket kétféle típusban gyártják:

a) *Homlok-fémlégszűrő*, amelyet a légkamra falába építenek be. Szokásos mérete  $504 \times 504 \text{ mm}$ . Szűrőfelülete  $0,19 \text{ m}^2$ , fajlagos terhelése  $V_{sz} = 650 \text{ m}^3/\text{h}$ . Rend szerint több elemet építenek egybe szögacél keretben, amelyek a tisztításhoz könnyen kiemelhetők és kicsérelhetők.

b) *Keretes ferde áramú fémlégszűrő*. Kisebb szerkezeti magasságot enged meg. Benne  $504 \times 504 \text{ mm}$  keretszerkezetben a szűrőelemek ferdén vannak elhelyezve. A szűrőfelület  $0,21 \text{ m}^2$ ; egy szűrőelem terhelése  $V_f \approx 750 \text{ m}^3/\text{ó}$ .

Megegyező kivitelűek a szekrényes ferde áramú légszűrők, amelyek szekrényyszerű kiképzésűek és 1 vagy 2 oszloposak lehetnek. Egy elem szűrőfelülete  $0,19 \text{ m}^2$ . Készítik automatikus körülforduló szerkezettel is (a) Szovjetunióban), de ezt iparunkban nem használják.



1-70. ábra. Keretes ferde áramú fémlégszűrő

### 1.3.423. Nedves leválasztók vagy vizes ciklonok

Újabb alkalmazásra kerülnek a faiparban is fapor és műgyantaporok ülepitésére. A faiparban a levegő nagy páratartalma miatt nem kedveltek, bár igen jó tisztítási hatások miatt előnyösek.

A vizes ciklon lényegében egy hengeres tartály, melynek alsó részén vezetjük be a levegőt 15–18 m/s sebességgel. A tartály falait nedvesítjük, azaz ferdén rávezetett vízsugárral egy vizes réteget, filmet hozunk létre, amely a vízfelülettel érintkező és rátapadó porszemeket zagy alakjában magával viszi. A zagyot rendszerint csatornába, robbanásveszélyes porok esetén derítőmedencébe vezetik be. Ebben a levegő a hagyományos ciklontól eltérően fölfelé áramlik. Irodalom szerint [4] 1 m<sup>3</sup> levegő tisztítására 0,1–0,2 liter víz kell. Általában 600–1400 mm átmérővel készítik.

Alaki ellenállás tényezője:

$$\zeta = 2,5$$

A nyomásvesztéséget itt is a befűvősebességgel számoljuk a  $\zeta$ -ra vonatkoztatva.

Portalanítási hatásfoka

$$\varepsilon_{\text{ö}} = 88 \dots 95\%$$

A szerző az 1-71. ábrán látható fapor leválasztására szolgáló vizes ciklonját kis magasságúra (2,8 m) tervezte, a teremben való elhelyezés végett. A jobb tisztítási hatásfok érdekében belső hengerrel és szórórózsával látta el. A párás levegő vitzelenítése végett cseppleválasztót épített be, amely egyben utószűrő is.

Adatai:

$$V = 3600 \text{ m}^3/\text{ó} \text{ légelnyelő képesség}$$

$$v_{\text{befűvő}} = 15 \dots 16 \text{ m/s}$$

$$v_{\text{henger}} = 2 \dots 3 \text{ m/s}$$

$$p_c = 40 \text{ v. o. mm}$$

$$V_{sz} = 500 \dots 600 \text{ m}^3/\text{m}^2/\text{h}$$

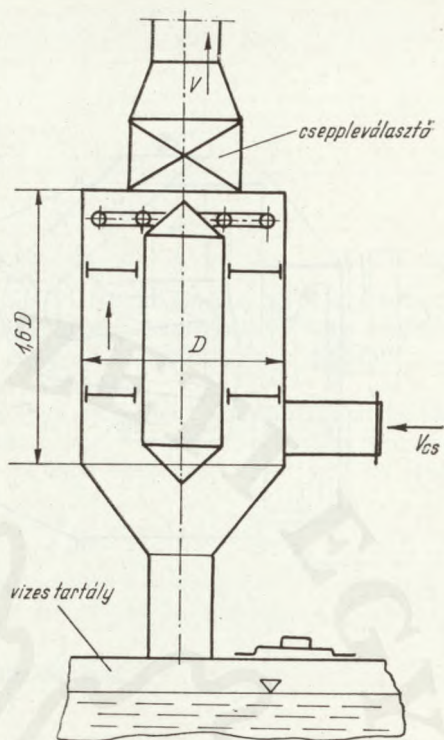
$$Q_{\text{viz}} = 200 \dots 300 \text{ liter/h } 2 \text{ atm nyomás mellett.}$$

A cseppleválasztó berendezés adatait a szellőzésről szóló részben ismertetjük. A vízfogasztás csökkentésére a vizet ülepitik és visszatáplálják.

*A Sprimag cég (NSZK) vizes leválasztóberendezése*

Az előbb ismertetett berendezéstől abban különbözik, hogy négyszög alapterületű ülepitő-szekrényt alkalmaz vízszintes irányban több sorban elhelyezett szórócsövekkel, és utána külön szűrőelemeket.

Szerkezeti vázlatát az 1-72. ábrán mutatom be.



1-71. ábra. Vizes ciklon





Műszaki adatok:

$\Delta p_c = 70$  v. o. mm a berendezés ellenállása

$V = 10\,000$  m<sup>3</sup>/h légelnyelő képesség mellett

$\zeta = 3,5 \dots 4$

$N_1 = 4$  LE a ventilátor teljesítményszüksége

$N_2 = 4$  LE a vízszivattyú teljesítményszüksége

A területi szükséglet:  $2500 \times 1400$  mm

A berendezés magassága: 2800 mm.

### *Keller-féle nedves leválasztó*

A Keller-féle Venturi-csőves nedves leválasztó (típ. VDNB) alkalmas faporok és a felületkezelésnél alkalmazott lakkok csiszolatporának leválasztására. Vízbeperlasztással a Venturi-cső elvén működik. Leválaszt mindenfajta port, amelynek szemcse nagysága nagyobb 1–2  $\mu\text{m}$ -nél, megközelítőleg 100%-os összportalanítási hatásokkal.

Az 1-73. ábrán bemutatott VDNB típust a cég mint gazdaságos berendezést ajánlja, kis áram-, víz- és helyszüksége alapján. További előnye, hogy víz- és robbanásbiztos berendezés és változatlan levegőmennyiséggel működik. A főbb szerkezeti elemek az 1-73. ábra szerint:

1. poros levegő belépése,
2. Venturi-cső,
3. diffúzorcső és a harangszerű rugalmas felület,
4. megtisztított levegő tere,
5. derítővíz,
6. lezárócsappantyú (kézi vagy automatikus működtetésű),
7. nagy teljesítményű radiálventillátor,
8. tiszta levegő kilépőnyílása.

A lakkcsiszolatporok leválasztásához a beperlasztott vizet speciális adalékanyaggal keveri. Ezt a lakkfajta és a vízkeménységi fok ismeretében közli a gyártó cég.

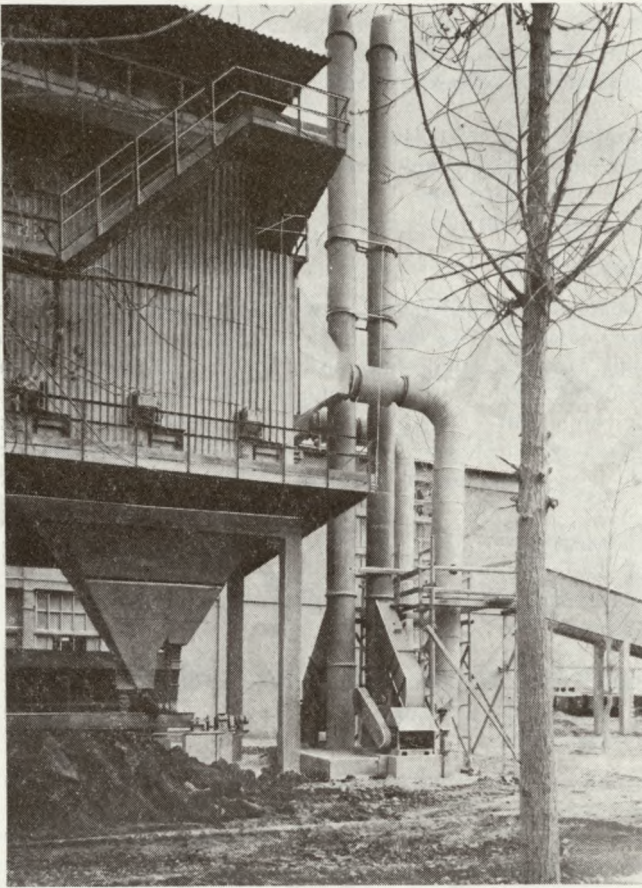
A berendezéseket 3000–71 000 m<sup>3</sup>/h légelnyelő képességig gyártják; a megfelelő nedves leválasztó nagyságát a cég a megtisztítandó levegő mennyisége és a csőrendszer ismeretében adja meg. A nedves leválasztó működési alapelve az 1-73. ábrán látható. A 2 Venturi-csővön át nagy sebességgel beáramló levegő injektorszerű hatással beszívja a vizet és porlasztás után fátyolszerűen „ráteríti” a beáramló levegőre. A 3 diffúzorban és harangban a koagulált szemcsék elvesztik sebességüket, és lecsapódnak a bunkerben levő víz felszínére, majd a 6 nyíláson át zagy alakjában távoznak.

### 1.3.424. Elektrofilterek

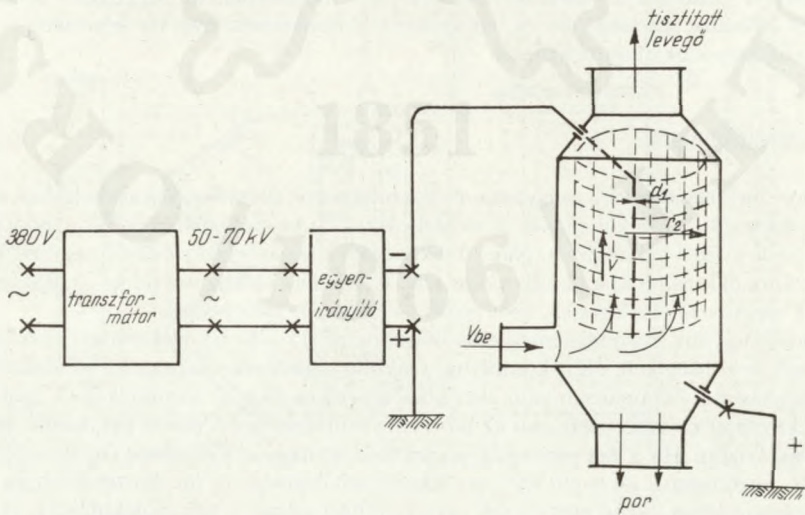
A könyv megjelenésekor a műgyanta- és csiszolatporok ülepítésével kapcsolatban a faiparban az elektrofilterek alkalmazása is előtérbe került. Az elektrofilterekben a porszemcsék két elektróda között haladnak át. Nagy feszültségnél a negatív elektródáról nagy mennyiségű elektron szakad le és repül a pozitív pólus felé. Ezekről az elektronokról az itt áthaladó porszemcsék negatív töltést kapnak, és a pozitív elektródán leülepednek.

Az ionizációs, ún. koronajelenség előállításához pl. 15–30 cm elektródaköznel 40 000–70 000 volt feszültség kell, ezért komoly műszaki berendezések szükségesek az elektrofiltres porleválasztáshoz. A faiparban való elterjedésének ez egyben az akadálya is (5. kép).

Az elektrofiter szerkezeti vázlatát az 1-74. ábra mutatom be. A poros gáz felfelé halad az elektródák között. Ha a két elektróda sugara között nagy a különbség ( $r_2/r_1 > 3$ ), akkor megfelelő feszültségnél ( $V > 30$  kV) egy állandósult kisülés, az ún. koronajelenség áll elő. A szóróelektródából kilépő elektronok negatív töltést adnak a gáz molekuláinak. Az elektronoktól ionizált gázmolekulák a negatív töltést átadják a térben haladó porszemeknek.



5. kép. Elektrofiter-berendezés cementpor leválasztásra (Szellőzőművek)



1-74. ábra. Elektrofiter-berendezés vázlata

A két elektróda között levő térerősség a következő egyenlettel számítható:

$$E = \frac{V \text{ (volt)}}{r \cdot \ln(r_2/r_1)} \text{ (V/cm)},$$

ahol  $r_1$  és  $r_2$  az elektródák sugara (cm),  
 $r$  a térerősség vizsgált pontjához tartozó sugár (cm).

A kísérletek azt mutatták, hogy előnyösebb negatív szóróelektródát használni, mert az íváthúzás nagyobb emissziós áramnál ( $I$ ) következik be. Ezt szemlélteti az 1-75. ábra.

A porszemcsek vándorlási sebessége függ a térerősségtől, a szemcse nagyságától, a porszemcse dielektromos állandójától, a közeg dinamikai viszkozitásától [5].

Tételezzük fel, hogy a porszemcsére  $F_e$  erő hat.

$$F_e = \frac{3 \cdot \varepsilon}{\varepsilon + 2} \cdot \frac{d^2}{4} \cdot E^2 \cdot \eta$$

A porszemcse  $S$  súrlódó erő ellenében halad a másik elektróda felé. Az  $S$  értéke a Stokes-törvény érvényességéig területén:

$$S = 3 \cdot \pi \cdot d \cdot v \cdot C \cdot \eta,$$

ahol  $\varepsilon$  a porszemcse dielektromos állandója (faporoknál  $\varepsilon = 2 \dots 4$  között),  
 $d$  a porszemcse átmérője,  
 $\eta$  a levegő dinamikai viszkozitása,  
 $v$  a porszemcse vándorlási sebessége,  
 $E$  a térerősség,  
 $q = n \cdot e$  (a szemcse töltése),  
 $n$  a töltések száma,  
 $e$  az elemi töltés  
 $C$  a Cunningham korrekciós tényező

$$F_e \cong S$$

$$v = \frac{\varepsilon \cdot C \cdot E^2 \cdot d}{4\pi(\varepsilon + 2)\eta} \quad \text{faporokra}$$

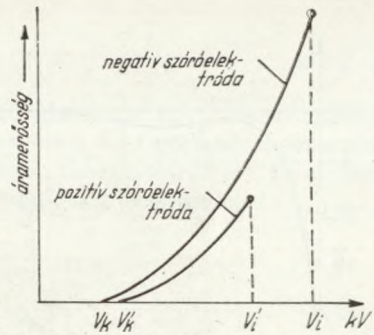
$$v = 0,048 \cdot C \cdot E^2 d / \eta$$

Ideális esetben a legkedvezőtlenebb helyzetről induló porszemcse a következő képlettel számított  $L$  távolság alatt éri el a felfogó elektródát:

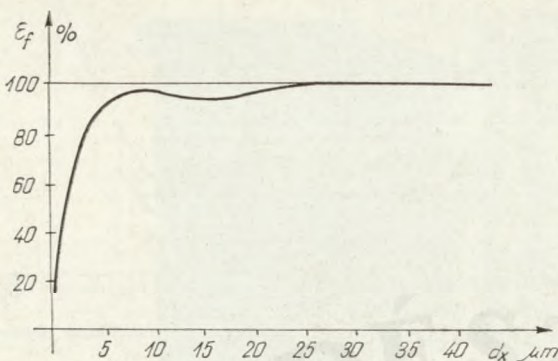
$$L = \frac{v(r_2 - r_1)}{\omega},$$

ahol  $\omega$  a szemcse elméleti haladási sebessége.

A gyakorlatban különböző zavaró tényezők miatt (egyenlőtlen térerősség, a levegő turbulens mozgása, ionszél stb.) ettől eltérő eredményeket kapunk, ezért az elektrofilter összportalánítási fokát leggyakrabban kísérleti úton állapítják meg. Ha  $\varepsilon_0$  ismert, akkor a köze-



1-75. ábra. Szóróelektródák áramfelvétele



1-76. ábra. Elektrofilter frakciógörbéje

frakciógörbe is, amelynek karakterisztikus alakját az 1-76. ábrán mutatom be.

Az elektrofilter alkalmazása igen sok üzemeltetési problémát jelent, ezért a faiparban csak egy-két helyen alkalmazták eddig, bár második leválasztóként kiváló.

A nagy feszültség, különleges kiképzés, üzemköltség és óvelőírások akadályozzák még a széles körben való elterjesztését.

Az elektródák kiképzésére vonatkozóan 1-77. ábránk ad felvilágosítást, ahol az  $a-d$  részrajzokon látható az elektródák különböző kiképzése és elrendezése.

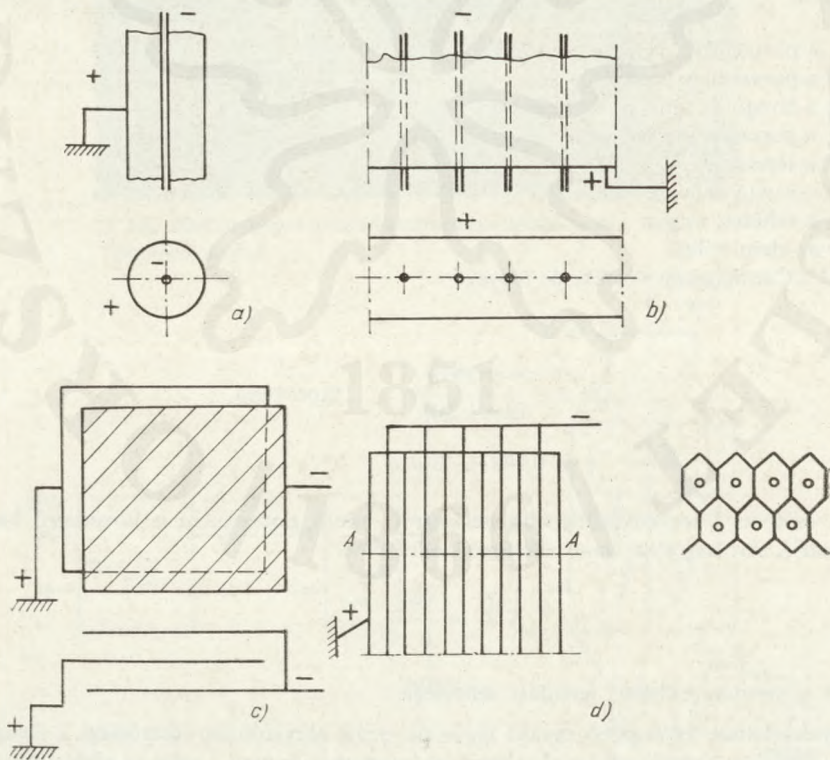
pes effektív kiválasztási sebesség ( $\omega'$ ) a következő képlettel meghatározható:

$$\varepsilon_{\delta} = 1 - e^{-\omega' S}$$

$$e^{-\omega' S} = 1 - \varepsilon_{\delta},$$

ahol  $S$  a fajlagos leválasztófelület, egységnyi mennyiségű gázra vonatkoztatva.

Az effektív kiválasztási sebesség ( $\omega'$  cm/s) és a porszemcse ( $d$ ) átmérője közötti összegezés kísérleti eredményei grafikus ábrázolásának felhasználásával meghatározható a



1-77. ábra. Elektródák szerkezeti kiképzése

### 1.3.425. Ultrahangos porlevásztók

Ezeket csak tájékoztató jelleggel említjük. Működési alapelvük, hogy 20 000 ciklus/s feletti hangok, az ún. ultrahangok hatására a poros levegőben, ha a porszemcse önzrezgés-száma és az ultrahang rezgésszáma megegyezik, csomósodás (koaguálás) áll elő. Ez esetben a porszemcsék csomósodva nagy szemcséket képeznek, amelyeket ülepitni lehet.

### 1.3.43. Egyedi porelszívó berendezések

A fafeldolgozó üzemekben gyakori technológiai változások, továbbá egyes gépek időszakos működése egyedi porelszívó berendezések használatát is szükségessé tette.

Előnyük:

- a gépek áthelyezésével az elszívóberendezés is áthelyezhető,
- az elszívóberendezés csak a gép üzemeltetése alatt működik,
- egyedül álló vagy a gépcsoportoktól távol eső gépeknél a központi rendszerbe való bekapcsolás költségei elmaradnak.

Hátrányuk:

- a nagyobb beruházási költségek, mert külön kell minden egyes berendezéshez ventilátor és motor,
- légfrissítő berendezést külön kell megoldani.

A gyakorlat szerint nagyobb gépcsoportokhoz a központi elszívórendszer jobb és olcsóbb, egyes gépeknél, kis porterhelés vagy időszakos működés esetén az egyedi porelszívó jól bevált. Alaptípusként a FÜTŐBER Sz 303 típusú faipari elszívó- és levásztóberendezését ismertetem.

Főbb szerkezeti egységeit az 1-78. ábrán mutatom be.

A berendezés főbb részei az ábrán látható jelölés szerint:

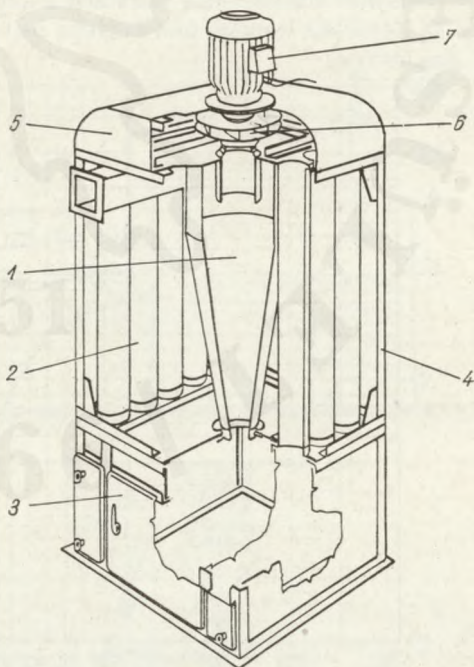
1. levásztóciklon: félcsigavonalas belépésű acéllemezéből kialakítva; jó hatásfokú porlevásztást tesz lehetővé;

2. tömlős utószűrő: két végén szabad nyílással rendelkező, ipari porszűrő flanelből készült szűrőzsákokból áll. A zsákok a járókerékház és a portároló bunker csonkjaihoz kötözéssel és gumi szorítóbilinccsel rögzíthetők;

3. háromrészes portároló bunker: középső része a ciklon által, a két szélső pedig a tömlős szűrők által levásztott por és forgács tárolására szolgál. Úrítására és tisztítására megfelelően kialakított légtömör tisztítóajtók szolgálnak;

4. távtartó keret: feladata a portároló bunker és a járókerékház közötti távolság fenntartása, valamint a porlevásztó ciklon tehermentesítése;

5. járókerékház: légtömör kivitelű alsó zárólemezén a ciklon és a szűrőzsákok csatlakoztatására megfelelő kivágásokkal és csöcsonkokkal rendelkezik. Felső részén kör alakú kivágás teszi lehetővé a



1-78. ábra. Sz 303 faipari porelszívó és -levásztó berendezés vázlatja

16. táblázat. Sz 303 faipari porelszívó adatai

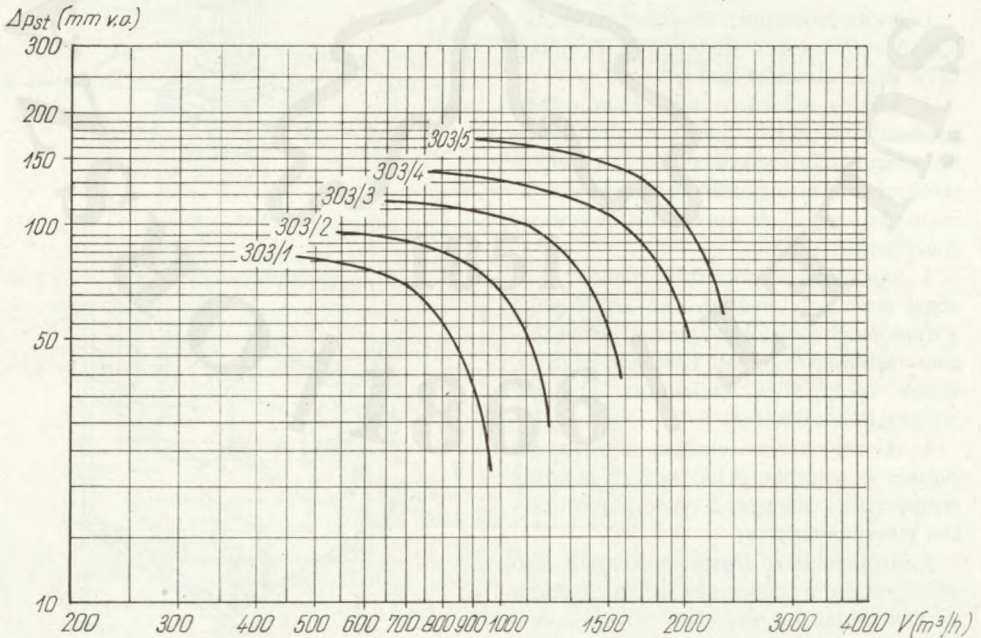
Nagyság	A mm szélesség	B mm mélység	H mm magasság	N kW
1	800	700	1850	1,5
2	1000	800	2050	2,2
3	1200	900	2300	2,2
4	1300	1000	2600	3,0
5	1500	1200	2900	4,0

járókerék beszerelését. A kör alakú kivágás zárólemeze egyben a villamos motor tartólemeze is;

6. járókerék: a villamos motor tengelyvégére ékelve és beépítés előtt gondosan kiegyensúlyozva, ívelt lapátozása hátrahajló;

7. villamos motor: megfelelő teljesítményű, zárt kivitelű, peremes, 2 pólusú, 2880 percnkénti fordulatu villamos motor.

Készül nyitott és zárt kivitelben. Nyitott kivitelben a megtisztított levegő a szűrőszövet anyagán keresztül áramlik vissza a terembe. Gyártják 5 változatban. A helyszükséglet és a villamos motor adatait a 16. táblázat, a kiválasztáshoz szükséges jelleggörbéket 1-79. ábra tartalmazza.



1-79. ábra. Sz 303 porelszívó jelleggörbéi

## 1.4. Por- és forgácselszívó rendszerek tervezése

Az 1.1.—1.3. fejezetben ismertettem a faipari elszívók tervezéséhez szükséges elméleti alapokat és a fontosabb alkatrészeket. Az alkalmazott elszívórendszereket az 1.1. fejezetben ismertetem.

Egy faipari üzem poreszívó berendezésének megtervezésére a következő alapadatokra van szükség:

- az üzem 1 : 50 léptékű alaprajzára a forgácsológépek mérethelyes feltüntetésével,
- a technológia rövid leírására, amelyből egyértelműen meg lehet állapítani a gépeken levő forgácsolószerszámokat és forgácsolási irányukat,
- ismerni kell a leforgácsolt szemcsék összetételét, a maximális forgácsnagyságot, továbbá az óránként termelt forgács mennyiségét, nedvességtartalmát.
- meglévő üzemben az üzem vezetőségével egyetértésben ki kell jelölni a gépház és a bunker helyét. Új üzemnél az építésztervezőnek meg kell adni a gépház és a bunker térgigényét.

Ez utóbbi azért fontos, mert a csővezeték számítását addig nem lehet elkezdni, amíg a ventilátor és a por- és forgácsbunker helyét ki nem jelölték. A kijelöléskor figyelembe kell venni az uralkodó szél irányát is.

### 1.4.1. Elszívórendszerek kialakítása

Az említett adatok felvétele után a tervezés első lépése az elszívórendszer kialakítása.

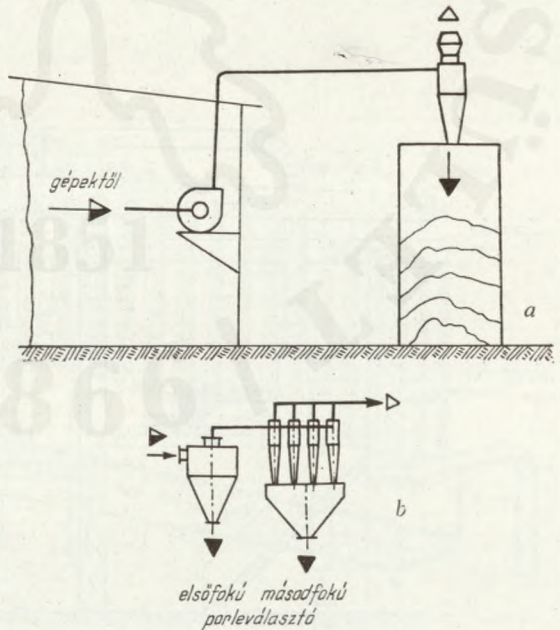
A szívó- és vegyes rendszer közül a vegyes rendszert ajánlom, bár villamos energia szempontjából üzemeltetése drágább. Ez a rendszer sokkal üzembiztosabb, javítása is egyszerűbb, ezért a gyakorlatban jobban bevált.

A berendezések elrendezésére néhány példán mutatom be az ajánlott lehetőségeket. A leg egyszerűbb elrendezés az 1-80. ábrán látható, ahol a ventilátor után ciklonok választják le a port és a forgácsot. Ez a megoldás csak lakatlan területen levő üzemnél ajánlható, ha a keletkezett hulladék nagy része apríték, forgács vagy nagyobb szemcsézetű fűrészpor. Még ez esetben is ajánlatos azonban a ciklonos kettős leválasztás, azaz az előleválasztó SP ciklonok után a finom port multiciklonnal ülepíteni. Ez különösen a sokfűrészgépes üzemben ajánlható (1-80/b ábra).

Kisebb bútort- és épületasztalosüzem részére ajánlható az 1-81. ábrán látható elrendezés. A gépház az üzemépületben, a ventilátor állványon vagy konzolon az üzembrészben van.

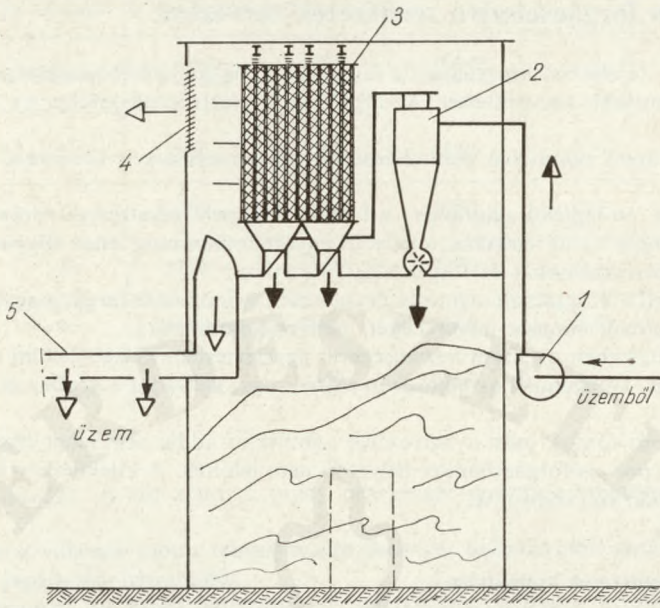
A nagy teljesítményű ventilátorokat a zajszint csökkentése és a káros rezgések elkerülése érdekében helyesebb a gépházban elhelyezni. Ez látható az 1-82. ábrán. Mindkét rendszernél kettős leválasztás van, hogy a tiszta levegőt hőpótlás céljából vissza lehessen vezetni.

Ahol az üzembrészben nincs lehet-



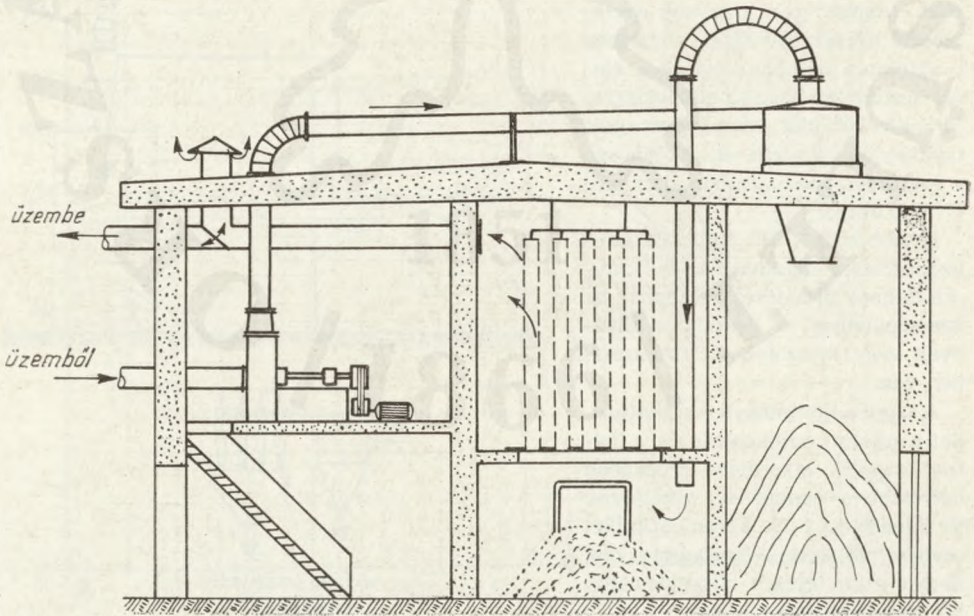
1-80. ábra. Ciklonos elszívórendszer



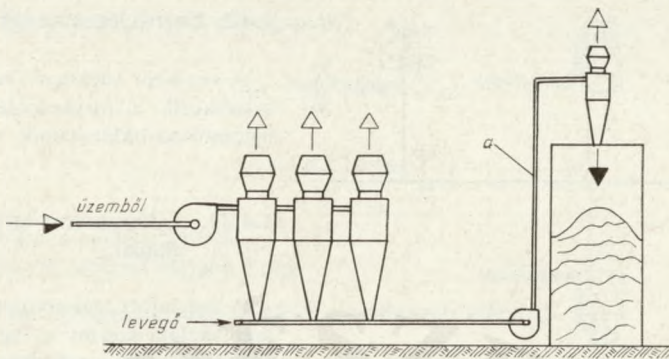


1-81. ábra. Kettős ülepítésű elszívórendszer I.

1. ventilátor; 2. ciklon; 3. szűrőtömlős légszűrő; 4. szellőzőnyílás;  
5. levegő-visszavezető csatorna



1-82. ábra. Kettős ülepítésű elszívórendszer II.

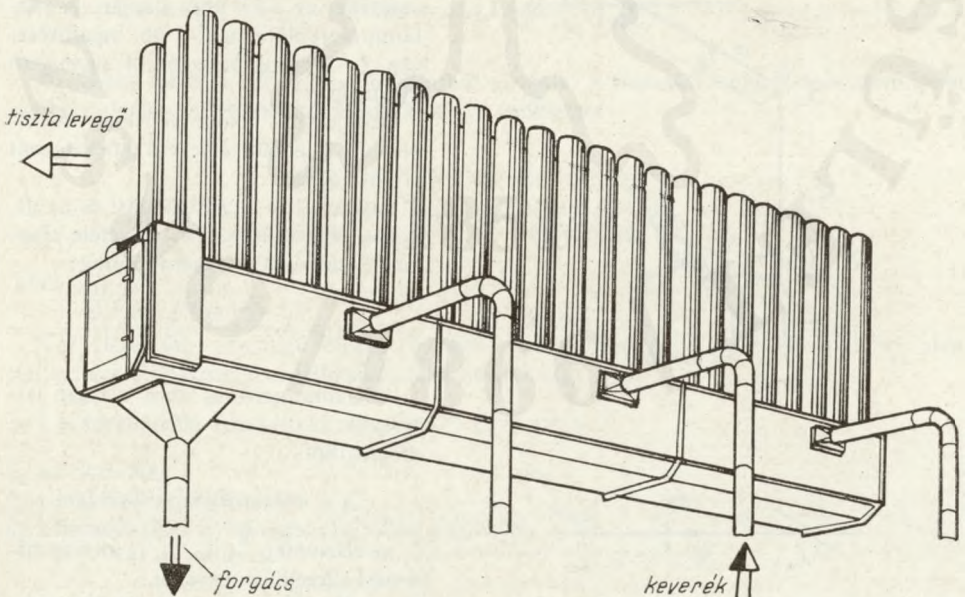


1-83. ábra. Elszívó- és transzportrendszer

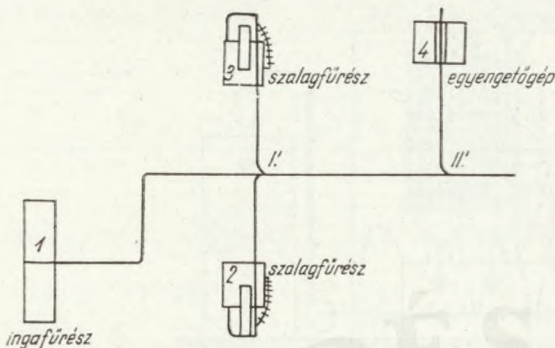
tőség arra, hogy kellő magasságú por- és forgácstároló bunkereket alakítsunk ki, ott rendszerint transzportrendszerrel összeépített elszívórendszert alkalmazunk. A kialakítás vázlatát az 1-83. ábrán látható.

A speciális elszívórendszerekre vonatkozóan az 1-84. ábrán a *Moldov* osztrák cég modulokból összeépíthető berendezését mutatom be.

A berendezés a gépcsoportoktól több kisebb ventilátorral szívja el a port és a forgácsot, amelyek egy központi szállítóberendezésbe érkeznek. Ez a berendezés a terem felső légtérben helyezkedik el, így tehát a gépeket, az anyagmozgatási utakat nem zavarja. A gépcsoportok ventilátorai által elszívott forgács a szállítószalagra kerül, amely egy zárt csatornában mozog, és a forgácsot egy adagolónyíláson keresztül légáramos szállítóberendezésbe juttatja, mely azt a külső tárolóbunkerekbe szállítja. A levegőt a csatorna fölött elhelyezett szűrőtömlők portalanítyák, és az közvetlenül a munkaterembe áramlik vissza. Természetesen levegőfrissítésről gondoskodni kell.



1-84. ábra. Moldov-féle elszívórendszer



1-85. ábra. Poreszívó vezeték vázlata

## 1.4.2. Elszívó légszatornák tervezése

A rendszer vázlatos kialakítása után következik a forgácsológépek elszívó légszatorna-hálózatának megtervezése.

### 1.4.2.1. A légszatorna-tervezés elméleti alapjai

A megadott technológia és a rendszer vázlata szerint a legtávolabb eső gépnél kezdjük a számítást. A lehetőség szerint ez fűrészport termelő gép legyen, mert ez esetben kisebb elszívósebességet alkalmazhatunk. Az első gépnél az 1. és 3. táblázatokból kikeressük a keletkezett forgácsnak megfelelő szállítósebességet ( $v$ , m/s) és az alkalmazható csőátmérőt ( $\varnothing$ , m). Ez a két adat megadja a csővezetéken keresztül áramló levegő mennyiségét ( $V$ , m<sup>3</sup>/s), amit ellenőrzünk a 8. táblázat adatai alapján. Ha a mi számunk a táblázatban szereplő értéknél kisebb, akkor nagyobb légsebességet vagy csőátmérőt veszünk fel. Nem ajánlatos a számítás elején a forgácsképző géptől indulni, mert nagy lesz az oldalágakban a légsebesség.

Vegyünk fel általánosságban egy légvezetékét az 1-83. ábra alapján. A vázlaton szereplő gépek: 1 db ingafűrészgép, 2–3 szalagfűrészgép, 4 egyengetőgép.

Felrajzoljuk axonometrikus méretben az 1. géptől elvezető csőcsatornát (1-86/a ábra).

Kiszámítjuk a csősúrlódást és az ütközési ellenállásokat  $d_1$  felvétele alapján (3. táblázat) I' csomópontig:

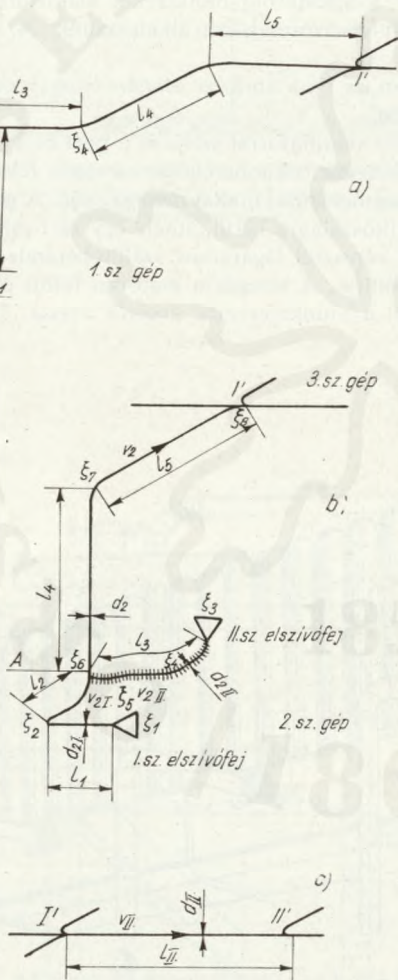
$$s_1 = \lambda \frac{l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5}{d_1}$$

Az axonometrikus ábra alapján felvesszük az ütközési ellenállásokat a 4. táblázatból,

$$\zeta_1' = (\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4 + \zeta_5),$$

$\zeta_1$  az elszívófej,  $\zeta_2, \zeta_3, \zeta_4, \zeta_5$  az ívek ütközési ellenállási tényezői.

Az I' pontban keletkezett nyomásvesztés számítása



1-86. ábra. Ingafűrészről a II. csomópontig tartó csőszakasz

$v_1$  sebesség mellett (felvétel az 1. táblázatból):

$$p_v = \frac{v_1^2}{2g} \gamma_1 (s_1 + \zeta_{10})$$

$$p_{1'} = p_v \left( 1 + \mu_v \frac{\gamma_a}{\gamma_1} \right)$$

$\mu_v$  előzetes felvétel alapján számítva.

Ellenőrizzük a 8. táblázat alapján, hogy

$$\frac{d_1^2 \pi}{4} \cdot v_1 = V_1 \text{ (m}^3\text{/s) légmennyiség megfelel-e a táblázati értéknek.}$$

Ha nem, akkor növelni kell a sebességet vagy  $d_1$ -t.

Az  $I'$  pontban a 2. és 3. gép csatlakozik be, mindkét gép szalagfűrészes és szimmetrikus állású, tehát elég egy gépre elvégezni a számítást. Az axonometrikus képet itt is meg kell szerkeszteni (1-86/b ábra).

Az egy csomópontban összefutó két ág közül a hosszabbikon kezdjük a számítást.

$$s_{AI} = \frac{(l_1 + l_2)}{d_{2I}} \cdot \lambda$$

$$\zeta_{AI} = (\zeta_1 + \zeta_2),$$

ahol  $\zeta_1$  az elszívófej ellenállása

$\zeta_2$  az ív ellenállása

$$p_v = \frac{v_{2I}^2}{2g} \gamma_1 (s_{AI} + \zeta_{AI})$$

Az  $A$  pontban a nyomásellenállás a koncentráció figyelembevételével

$$p_A = p_v \left( 1 + \mu_v \frac{\gamma_a}{\gamma_1} \right)$$

Az adatok felvétele ( $\mu_v$ ,  $\gamma_a$ ,  $\gamma_e$ ) táblázatból történik. A második fejnél azonos csomóponti nyomás alapján visszafelé számoljuk ki a  $v_{2II}$  sebességet

$$\frac{v_{2II}^2}{2g} \gamma_1 = \frac{p_A}{(s_{AII} + \zeta_{AII}) \cdot \left( 1 + \mu_v \frac{\gamma_a}{\gamma_1} \right)},$$

$$\text{ahol } s_{AII} = \lambda \frac{2 \cdot l_3}{d_{2II}}$$

A II. elszívófejet sokszögű fémcsővel kapcsoljuk be, amelynek a gyakorlati mérések alapján kétszeres hosszúsági csőellenállás felel meg ( $2 \times l_3$ ).

$$\zeta_{AII} = \zeta_3 + \zeta_4 + \zeta_5$$

$\zeta_3$  az elszívófej

$\zeta_4$  a kigyócső görbületeinek,

$\zeta_5$  a becsatlakozó ív ütközési ellenállási tényezője.

$$v_{2II} = 4,05 \sqrt{\frac{p_A}{(s_{AII} + \zeta_{AII}) \cdot \left( 1 + \mu_v \frac{\gamma_a}{\gamma_1} \right)}}$$

A kapott sebességgel kiszámítjuk a  $V_{AI}$  ( $m^3/s$ ) légmennyiséget, és ellenőrizzük ezt a 8. táblázat alapján.

A csomópontban a légmennyiség

$$V_2 = V_{AI} + V_{AII}$$

lesz.

Ezen adatokkal kiszámítjuk  $A-I'$  csőszakaszban keletkező dinamikus nyomást:

$$\frac{v_2^2}{2g} \gamma_1 = \frac{p_{I'} - p_A}{(s_{I'} + \zeta_{I'\delta}) \cdot \left(1 + \mu_v \frac{\gamma_a}{\gamma_1}\right)},$$

ahol  $\zeta_{I'\delta} = \zeta_6 + \zeta_7 + \zeta_8$ ,

ahol  $\zeta_6$  a nadrágidom,

$\zeta_{7,8}$  az ívek ellenállási tényezői

$$s_{I'} = \lambda \frac{l_4 + l_5}{d_2}$$

Ebből  $v_2$  az előbbi módon számítható, ha ez megegyezik  $v_{2I}$  és  $v_{2II}$ -vel vagy azokhoz közel van és nagyobb, akkor a számításunk jó, ellenkező esetben újabb felvételre van szükség.

$I'-II'$  csomópont közti statikus ellenállás számítása (1-86/c ábra):

$$V_{II} = V_1 + V_2 + V_3,$$

ahol  $V_3$  a szimmetrikusan elhelyezett szalagfűrészeptől elszívott légmennyiség ( $V_2 = V_3$ ). Felvesszük  $v_{II}$ -t lehetőleg az előző sebességekkel megegyező nagysággal.

$$A_{II} = \frac{V_{II}}{v_{II}} \quad (m^2),$$

ahol  $A_{II}$  a  $I'-II'$  csőszakasz keresztmetszete.

$$d_{II} = \sqrt{\frac{4000 V_{II}}{\pi \cdot v_{II}}} \quad (mm),$$

ahol  $d_{II}$  az  $I'-II'$  csőszakasz átmérője.

A számított adatok alapján:

$$s_{II} = \lambda \frac{l_{II}}{d_{II}}$$

Felvétel  $\zeta_{II}$

$$p_{II} = \frac{v_{II}^2}{2g} \gamma_1 \cdot (s_{II} + \zeta_{II}) \quad p'_{II'} = p_{II} \cdot \left(1 + \mu_v \frac{\gamma_a}{\gamma_1}\right)$$

$$p_{II'} = p_{I'} + p'_{II'}$$

A második csomópontban levő  $p_{II'}$  nyomásértékből meghatározzuk a 4. gép csőcsatornája adatait.

$$\frac{v_4^2}{2g} \gamma_1 = \frac{p_{II'}}{(s_4 + \zeta_4) \cdot \left(1 + \mu_v \frac{\gamma_a}{\gamma_1}\right)},$$

ahol  $s_4$  és  $\zeta_4$  kiszámítása az előbbiekhöz hasonlóan történik.

Ugyanígy számítjuk ki a többi csomópont értékeit is. A csővezeték kiszámítása után a berendezések ütközési tényezője alapján ki lehet számolni az előálló nyomásveszteségeket.

$$p_{st} = p_{st \text{ szívó}} + p_{st \text{ nyomó}} + p_{st \text{ berendezések}}$$

$$p_0 = p_{st} + p_{din} \text{ (v. o. mm)}$$

$$p_{din} = \frac{v_k^2}{2g} \gamma_l$$

ahol  $v_k$  a rendszerből az atmoszferikus levegőbe kilépő levegő sebessége (pl. a ciklonkürtő ben).

A számítás menetét egy példán mutatjuk be.

Az elméleti tervezések során adódó sok számítás és adatfelvétel elkerülésére a következő egyszerűsítéseket javaslom:

a) A koncentrációs szám ( $\mu_v$ ) minden csőágban és minden elágazás után más és más, ezért kiszámítása rendkívül hosszadalmas és nehézkes, emellett az  $\left(1 + \mu_v \frac{\gamma_a}{\gamma_l}\right)$  tényező értéke függ különböző anyagok fajsúlyától (puha- vagy keményfa) és adagolásától, ezért helyesebb egy átlagtényezővel dolgozni. Az átlagtényező felvételét 1,1—1,33-ig ajánlom. Légszáraz fenyőfát feldolgozó üzemben az alsó, keményfát feldolgozó üzemekben a nagyobb érték ajánlatos. A számításokban helyesnek mutatkozott, ha ezt a többlettényezőt a csőhosszba építjük be. Ez vonatkozik az ütközési ellenállások ( $\zeta$ ) értékére is.

b) Általában helyes mindenütt ugyanavval az ívvel dolgozni a számítás folyamán. Ilyen a gyakorlatban a  $2d$  csőív. Ettől csak nagyon indokolt esetben térjünk el. Így  $\zeta_{iv} = 0,15$  értékű lesz mindenütt. Ha a szállítandó fűrészpor vagy forgács koncentrációja nagy, akkor 5—10  $d$ -nek kell lennie az ívnek az anyag koptató hatása miatt. Por- és forgácselszíváshoz  $R = 2d$  ív a legkedvezőbb.

c) Az ívek hosszát nem érdemes számítani, mert kis különbséget ad, és az éles sarkokkal számított csővezeték + irányban ad helyesbítést, tehát növeli a biztonságot.

d)  $\lambda$  értékét is ajánlatos állandó számként felvenni, mert a  $Re$  számolása rendkívül bonyolultá tenné a számítást. Ajánlott érték  $\lambda \cong 0,023—0,024—0,025$ .

e) Lehetőleg a fűrészporos gépektől induljunk el, ahol az elszívósebesség kisebb (10—14 m/s), mert ha rögtön 18 m/s sebességgel indulunk, akkor igen nagy nyomásértékeket kapunk. Ezért a számítás elején ugyanazon két mennyiség mellett inkább nagyobb átmérőjű csöveket alkalmazunk a 3. táblázat alapján, mert a csősúrlódás kisebb lesz, ha a szállítósebesség megfelelő.

f) Mindig a legtávolabbi géptől induljunk el, azaz a leghosszabb csővezetékot vegyük alapul a nyomásellenállás számításához.

g) Az elszívófejek ellenállási tényezői a szerző mérései szerint azokra az elszívófejekre, amelyek szabadon állnak és hátrafelé átmeneti időmossal csatlakozniak  $\zeta = 0,5—0,6$  értékkel vehetők figyelembe.

Ilyenek pl. a vastagsági gyalugép, szalagesiszológép, ingafűrészgép, szalagfűrészgép II. elszívófeje stb. Mindazoknál az elszívófejeknél, ahol a csatlakozás szoros a géphez, azaz a levegő réseken keresztül áramlik az elszívófejbe, ott  $\zeta = 1$  körül van. Pl. a szalagfűrészgép I. elszívófeje, marógépen, ahol a vezetőlécz szorosan zárja az elszívófej nyílását stb.

Ezeket a technológiai körülmények felvételénél kell kiértékelni és feljegyezni.

Elágazásoknál a becsatlakozást  $\zeta = 0,3$ -mal vehetjük figyelembe, ha a két ág sebessége között 1 m/s-nél nem nagyobb a különbség. Nagyobb különbség esetén az 5. táblázat alapján kell eljárni, illetve pótlékolni az egyes ágak ellenállásait ( $\zeta_1, \zeta_2$ ).

h) Általában 100%-os terhelésre méretezünk, a folyamatos gyártás bevezetése a faiparban ezt kívánja. Egyidejűsége méretezni a szerző tapasztalata szerint veszélyes, mert igen gyakori egy-egy új gép bekötése a faipari üzemekben, és ez felboríthatja a tervezett elszívást. A 100%-ra való méretezéskor a berendezés bizonyos tartalékkal rendelkezik, s bár az energia-költség nagyobb, az üzembiztonság ezt megéri.

### 1.4.22. Por- és forgácselszívó berendezés gyakorlati számítása

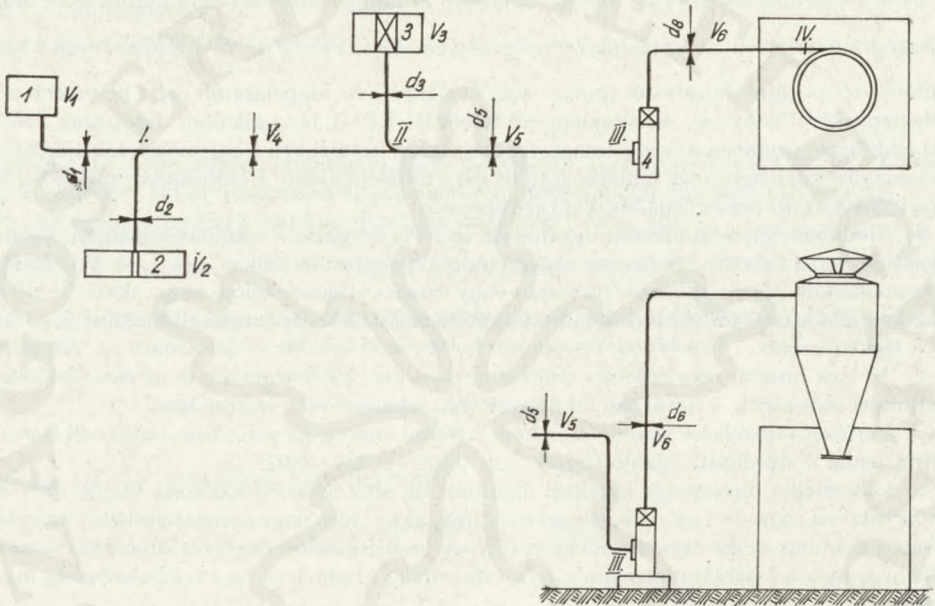
A 1-87. ábrán látható rezsiműhely részére ciklonos ülepítésű por- és forgácselszívó berendezést tervezünk.

A forgácsológépek adatai a következők:

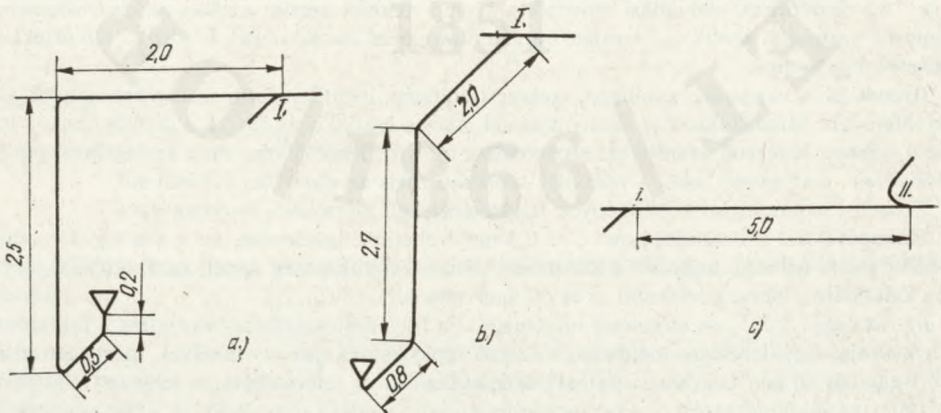
1. gép  $\varnothing$  400 mm körfűrész,
2. gép 400 mm szélességű egyengető gyalugép,
3. gép 700 mm szélességű vastagsági gyalugép.

A 8. táblázat szerint az

1. géptől  $\varnothing$  400  $\times$  1,4  $\text{m}^3/\text{h} = 560 \text{ m}^3/\text{h}$ ,
2. géptől 400 mm-ig  $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ ,
3. géptől 700 mm-nél  $1200 \text{ m}^3/\text{h}$  minimális légmennyiséget kell elszívni.



1-87. ábra. Rezsiműhely porszívása



1-88. ábra. Csőcsatornarészek (I—II. pontig)

Az 1. gépnél kezdjük a tervezést,

$$V_1 = 560 \text{ m}^3/\text{h} = 0,156 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Kissé gyantás fenyőfa-fűrészporra való tekintettel 1. táblázatból

$v_1 = 15 \text{ m/s}$ -re választjuk

$$A_1 = \frac{V_1}{v_1} = \frac{0,156}{15} = 0,0104 \text{ m}^2$$

Ez az érték a 110—120 mm csőátmérő közé esik. Választottam a nagyobbik átmérőt.

$$d_1 = 120 \text{ mm} \quad A_1 = 0,0113 \text{ m}^2.$$

A korrigált levegőmennyiség:

$$V_2 = 0,0113 \cdot 15 = 0,1695 = 0,17 \text{ m}^3/\text{s} = 612 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ez a levegőmennyiség megfelel. Kiszámítjuk a sűrűlási tényezőt.

$l'_1 = 0,2 + 0,5 + 2,5 + 2 = 5,2 \text{ m}$  a valódi csőhossz,

$l_1 = l'_1 \left( 1 + \mu_v \frac{\gamma_a}{\gamma_1} \right)$  a pótlékolt csőhossz.

Fenyőfa-feldolgozáskor (felvett adatok):

$$\frac{1}{\mu_v} = 5000; \quad \gamma_a = 600 \text{ kp/m}^3$$

$$\gamma_1 = 1,2 \text{ kp/m}^3$$

$$l_1 = 5,2 \left( 1 + \frac{1}{5000} \cdot \frac{600}{1,2} \right) = 5,2 \cdot 1,1 = 5,7 \text{ m}$$

$$s = \lambda \frac{l_1}{d_1}$$

BLESS ez esetben pl. a  $\lambda$  értéke:

$$\lambda = 0,025 + \frac{0,0011}{d_1} = 0,0125 + \frac{0,0011}{0,12} = 0,0125 + 0,0090$$

$$\lambda = 0,0215$$

Ajánlottam  $\lambda = 0,024$ , tehát ez az érték biztonsággal megfelel.

$$s = 0,024 \frac{5,7}{0,12} = 0,2 \cdot 5,7 = 1,14$$

$\zeta$  értékei:

A szükséges ívek 2  $d$  sugárral készülnek.

$$\zeta_{iv} = 0,15 \quad \zeta'_1 = 0,6 + 0,15 + 0,15 + 0,15 = 1,05$$

$$\zeta_{fej} = 0,6 \quad \zeta_1 = 1,1 \cdot \zeta'_1 = 1,16$$

$$(s_1 + \zeta_1) = 1,14 + 1,16 = 2,3;$$

$$\frac{v_1^2}{2g} \gamma_1 = 14 \quad \text{ha} \quad v_1 = 15 \text{ m/s}$$

$$p_I = 14(1,14 + 1,16) = 14 \cdot 2,3 = 32,2 \text{ v. o. mm.}$$



A 2. gépnél ugyanez a nyomás érvényesül (1-88/b ábra).

$$V_2 = 1000 \text{ m}^3/\text{h} = 0,278 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_2 = 16 \text{ m/s}$$

Előzetes keresztmetszet-felvétel

$$A_2 = \frac{V_2}{v_2} = \frac{0,278}{16} = 0,0174 \text{ m}^2$$

innen

$$d_2 = 149 \approx 150 \text{ mm}$$

$$l'_2 = 0,8 + 2,7 + 2,0 = 5,5 \text{ m}$$

$$l_2 = 1,1 \cdot 5,5 = 6,1 \text{ m}$$

$$s_2 = 0,024 \frac{6,1}{0,15} = 0,975$$

$$\zeta'_2 = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4 + \zeta_5$$

$$\zeta'_2 = 0,6 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0,10 = 1,15; \zeta_5 \text{ 75}^\circ\text{-os becsatlakozó ív}$$

$$\zeta_2 = 1,1 \cdot 1,15 = 1,27$$

$$(s_2 + \zeta_2) = 0,975 + 1,27 = 2,245$$

$$\frac{p_1}{(s_2 + \zeta_2)} = \frac{v_2^2}{2g} \cdot \gamma_1 = \frac{32,2}{2,245} = 14,34$$

megfelel  $v_2 = 15,34 \text{ m/s}$ -nek, ez elfogadható egyengetőgyalunál, fenyőfa esetén.

A korrigált levegőmennyiség  $v_2 = A_2 \cdot v_2 = 0,0177 \cdot 15,34 = 0,272 \text{ m}^3/\text{s}$

$$V_2 = 979,2 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Az I—II. szakasz számítása (1-88/c ábra):

$$V_1 = V_1 + V_2 = 0,17 + 0,272 = 0,442 \text{ m}^3/\text{s} = 1591,2 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Felveszem a sebességet a főcsatornában:  $v_4 = 16 \text{ m/s}$  úgy, hogy lehetőleg növekvő tendenciát mutasson.

$$A'_4 = \frac{0,442}{16} = 0,0276 \text{ m}^2$$

$$d'_4 = 187,6 \text{ választom}$$

$$d_4 = 185 \text{ mm}$$

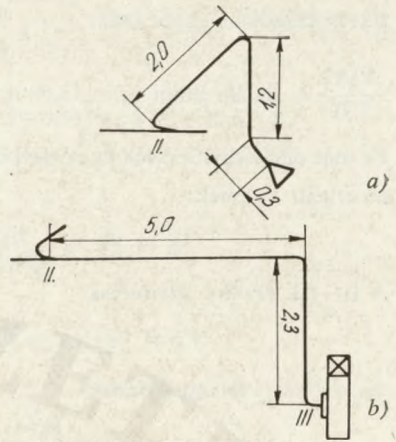
A megváltozott  $d_4$  miatt a korrigált  $A_4$  és  $v_4$ :

$$A_4 = 0,0268 \text{ m}^2$$

$$v'_4 = \frac{0,442}{0,0268} = 16,5 \text{ m/s} \quad \frac{v'^2_4}{2g} \cdot \gamma_1 = 17,84$$

$$l'_4 = 5 \text{ m}; \quad l_4 = 1,1 \cdot 5 = 5,5 \text{ m}$$

$$s_4 = \lambda \frac{l_4}{d_4} = 0,024 \frac{5,5}{0,185} = 0,714$$



$\zeta'_4 = 0,3$  (csőnadrágnál a sebességkülönbségek 1 m/s-on belül vannak)

$\zeta_4 = 0,33$

$$(s_4 + \zeta_4) = 0,714 + 0,33 = 1,044$$

$$p_{II} = p_1 + (s_4 + \zeta_4) \cdot \frac{v_4^2}{2g} \cdot \gamma_1 = 32,2 + (1,044 \cdot 17,84) = 32,2 + 18,62$$

$p_{II} = 50,82$  v. o. mm II. csomópontban fellépő nyomásellenállás

A 3. gép elszívása (1-89/a ábra)

Felvétel a táblázatból

$$V_3 = 1200 \text{ m}^3/\text{h} = 0,333 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_3 = 18 \text{ m/s}$$

$$A_3 = \frac{0,333}{18} = 0,0185 \text{ m}^2$$

Korrigált értékek:

$$A_3 = 0,0177$$

$$l'_3 = 0,3 + 1,2 + 2 = 3,5 \text{ m}$$

$$l_3 = 1,1 \cdot 3,5 = 3,85 \text{ m}$$

$$d_3 = 153 \text{ mm} \approx 150 \text{ mm}$$

$$s_3 = \lambda \frac{l_3}{d_3} = 0,024 \frac{3,85}{0,15} = 0,62$$

$$\zeta'_3 = 1,0 + 0,1 + 0,15 + 0,15 = 1,4$$

$$\zeta_3 = 1,1 \cdot 1,4 = 1,54$$

$$(s_3 + \zeta_3) = 0,62 + 1,54 = 2,16$$

$$\frac{p_{II}}{(s_3 + \zeta_3)} = \frac{v_3^2}{2g} \gamma_1$$

$$\frac{50,82}{2,1} = 24,2$$

Megfelel  $v_3 = 19,92$  m/s. Ez nagy érték. Figyelembe véve KAMENYEV elméletét, a 3. ágban többletvesztés lép fel. Ezért

$$\zeta''_3 = (v_3/v_5)^2 - 1 = \left(\frac{19,92}{18}\right)^2 - 1$$

$$\zeta''_3 = 1,23 - 1 = 0,23$$

Ezt hozzáadva  $\zeta_3$ -hoz, azaz

$$s_3 + \zeta_3 + \zeta_3'' = 2,39$$

$$\frac{50,82}{2,39} = 21,26, \text{ ebből } v_3 = 18,68 \text{ m/s.}$$

Ez már elfogadható érték és ez esetben nem kell  $\zeta_3$  értékét növelni.

Korrigált  $V_3$ -érték:

$$V_3 = A_3 \cdot v_3 = 0,0177 \cdot 18,68 = 0,330 \text{ m}^3/\text{s} = 1188 \text{ m}^3/\text{h}$$

A II—III. szakasz számítása:

$$V_5' = V_4 + V_3 = 0,442 + 0,330 = 0,772 \text{ m}^3/\text{s} = 2779 \text{ m}^3/\text{h}$$

$v_5' = 18 \text{ m/s}$  felvett sebesség

$$A_5 = \frac{V_5'}{v_5'} = \frac{0,772}{18} = 0,0429 \text{ m}^2 \text{ megfelel}$$

$d_5 = 230 \text{ mm}$ ; korrigáljuk  $A_5$ -t is

$$A_5 = 0,0415 \text{ m}^2$$

$$V_5 = \frac{0,772}{0,0415} = 18,6 \text{ m/s} \quad \frac{v_5^2}{2g} \cdot \gamma_1 = 22,67$$

$$l_5' = 5 + 2,3 = 7,3 \text{ m}$$

$$l_5 = 1,1 \cdot 7,3 = 8,03 \text{ m}$$

$$s_5 = 0,024 \frac{8,03}{0,23} = 0,84$$

$$\zeta_5' = 0,30 + 0,15 + 0,15 + 0,1 = 0,7;$$

$$\zeta_5 = 1,1 \cdot 0,7 = 0,77$$

$$(s_5 + \zeta_5) = 0,84 + 0,77 = 1,61$$

$\xi_4 = 0,1$  a ventilátor szívónyílása előtti átmeneti darab

$$p_{\text{III}} = p_{\text{II}} + \frac{v_5^2}{2g} \gamma_1 (s_5 + \zeta_5) = 50,82 + 22,67 \cdot 1,61 = 50,82 + 36,50$$

$$p_{\text{III}} = 87,3 \text{ v. o. mm.}$$

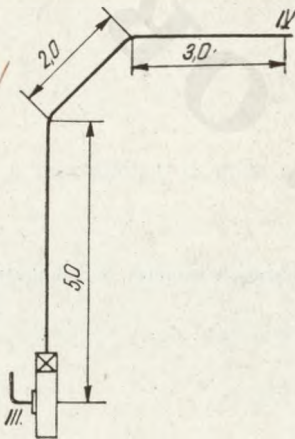
A III—IV. szakasz (ventilátor és ciklon közti szakasz, lásd 1-90. ábra).

Megtartjuk a  $v_6 = 18,6 \text{ m/s}$  sebességet és  $d_6 = 230 \text{ mm}$  csőátmérőt. Kiszámítjuk a IV. csőszakasz nyomásvesztését ( $p_{\text{IV}}$ ).

$$l_6' = 5 + 2 + 3 = 10 \text{ m}$$

$$l_6 = 1,1 \cdot 10 = 11 \text{ m}$$

$$s_6 = 0,024 \frac{11}{0,23} = 1,15$$



1-90. ábra. Csőcsatornarészek (ventilátortól ciklonig)

$$\zeta'_6 = 0,1 + 0,15 + 0,15 + 0,1 = 0,5$$

$$\zeta_6 = 1,1 \cdot 0,5 = 0,55$$

$$p_{IV} = p_{III} + \frac{v_6^2}{2g} \gamma_1 (s_6 + \zeta_6) = 87,3 + 22,67(1,15 + 0,55) = 87,3 + 22,67 \cdot 1,7$$

$$p_{IV} = 87,3 + 38,54 = 125,84 \text{ v. o. mm}$$

A választott ciklontípus a táblázat alapján:

SP 25, melynek tábl. értéke 2800 m<sup>3</sup>/h légelnelő képesség.

A ciklon ellenállása

$$\zeta_c = 1,5$$

$v_c = 16 \text{ m/s}$  beömlő sebességre méretezve

$$p_c = \zeta_c \cdot \frac{v_c^2}{2g} \cdot \gamma_1 = 1,5 \cdot 15,6$$

$$p_c = 23,4 \text{ v. o. mm}$$

$$p_{st} = p_{IV} + p_c = 125,84 + 23,4 = 149,24 \text{ 150 v. o. mm.}$$

$p_{din}$  számítását úgy végezhetjük, hogy az SP 25 ciklon kürtőcsövének keresztmetszetén kilépő levegő  $p_{din}$  értékét vesszük.

$$d_2 = 450 \text{ mm} \quad A_2 = 0,2 \text{ m}^2$$

$$v_k = \frac{2779}{3600 \cdot 0,2} = 3,86 < 4 \text{ m/s}$$

$$p_{din} = \frac{v_k^2}{2g} \cdot \gamma_1 \cong 1 \text{ v. o. mm} \text{ biztonságot okából kb. } 10 \text{ v. o. mm-re vehető fel.}$$

$$p_{din} = 10 \text{ v. o. mm}$$

Szokásos tervezői gyakorlat az is, hogy a  $p_d$ -t a rendszerben előforduló legnagyobb sebesség után számítják.

$$p_{\delta} = p_{st} + p_{din} = 150 + 10$$

$$p_{\delta} = 160 \text{ v. o. mm}$$

A szükséges légmennyiséget tömítetlenségek miatt 10%-os pótlékkal vesszük figyelembe.

$$1,1 \cdot V_5 = 1,1 \cdot 2779 \text{ m}^3/\text{h} = 3057 \text{ m}^3/\text{h} \cong 3000 \text{ m}^3/\text{h}$$

A növelt levegőmennyiségnek megfelelően növelni kell a nyomás értékét is.

$$V_1 : V_2 = \sqrt{p_{st1}} \cdot \sqrt{p_{st2}}$$

$$\frac{V_2}{V_1} = 1,1$$

$$\sqrt{p_{st2}} = 1,1 \cdot \sqrt{p_{st1}} = 1,1 \cdot \sqrt{160} = 13,9 \text{ négyzetre emelve:}$$

$$p_{st2} = 193 \text{ v. o. mm.}$$

$\Delta p_{\delta}$  újraszámítása:

$$\Delta p_{\delta} = 193 + 10 \cong 200$$

A ventilátor adatai:

$$V = 3000 \text{ m}^3/\text{h} \text{ légszállító képesség}$$

$$\Delta p_{\delta} = 200 \text{ v. o. mm.}$$

17. táblázat. Csatornaméretezési táblázat

Sor-szám	Csatornaméretezési táblázat	$d$ mm	$A$ m <sup>2</sup>	$v$ m/s	$V$ m <sup>3</sup> /s	m <sup>3</sup> /h	(S+ $\zeta$ )	$P_{st}$ v.o. mm	$P_{st6}$ v.o. mm
1	1 sz. géptől I. cs.-ig	120	0,0113	15	0,17	0,2	2,3	32,2	32,2
2	2 sz. géptől I. cs.-ig	150	0,0177	15,34	0,272	979,2	2,245	32,2	32,2
3	I—II. szakasz	185	0,0268	16,5	0,442	1591,2	1,044	18,62	50,82
4	3. sz. géptől II. cs.-ig	150	0,0177	18,68	0,330	1188	2,39	50,82	50,82
5	II—III. szakasz	230	0,0415	18,6	0,772	2779	1,61	36,5	87,3
6	III—IV. szakasz	230	0,0415	18,6	0,772	2779	1,7	38,54	125,84
7	Ciklon SP 25							23,4	149,24

A műszaki adatok alapján a ventilátorkatalógusokból kiválaszthatjuk a megfelelő típus-ventilátort, és ehhez a motorkatalógusból a meghajtómotort.

A számítások alapján ajánlatos elkészíteni a csatornaméretezési táblázatot, mert ez egyben ellenőrzésre is szolgál, másrészt megkönnyíti a kiviteli tervek készítését (17. táblázat).

A példában látható, hogy a sebesség 15—18,6 m/s növekvő tendenciájú, ami megfelel a tervezési alapelveknek. Többször előfordul — ha 10—20 forgácsológéptől kell elszívást tervezni — hogy a mellékágakban még nagyobb sebességek adódnak, ilyenkor egyes külföldi tervezők az 1-91. ábrán látható ellenállások beépítését javasolják, amelyekkel a két egyestendő csőágban a nyomást ki lehet egyenlíteni.

Az 1-91. ábrán látható konfúzor forgácselszíváshoz csak vízszintes vagy lefelé haladó csővezetékben alkalmazható. A  $\zeta$  a 4. táblázat alapján számítható. A fellépő nyomásvesztéget BACK után a következő számítással is meghatározhatjuk

$$p_k = (v_0 - v_2)^2 \cdot \rho / 2$$

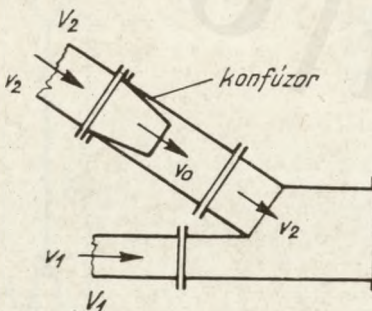
$$v_0 = v_2 + \sqrt{p_k / \rho / 2}$$

A konfúzor-keresztmetszet kiszámítható az

$$A_0 = \frac{d_0 \cdot \pi}{4} = \frac{V_2}{\mu \cdot v_0} \quad (\text{m}^2) \text{ összefüggésből,}$$

ahol  $V_2$  m<sup>3</sup>/s

$\mu$  értéke 0,6—0,94 között van. A legnagyobb érték  $\alpha = 13^\circ$ -nál van, ennél nagyobb szög esetén értéke csökken.



1-91. ábra. Szűkítő konfúzor alkalmazása

#### 1.4.3. Forgács tárolók kialakítása és biztonsági berendezéseik

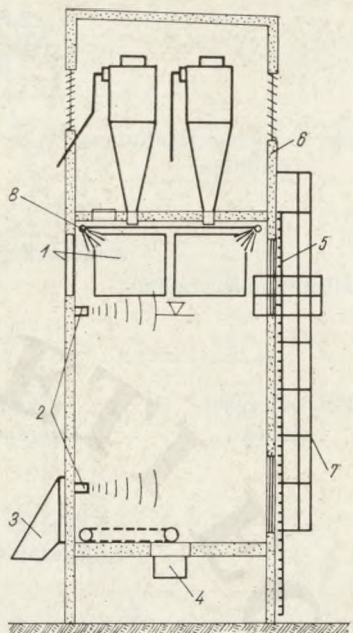
A betonból vagy téglából készült forgács tárolókat különböző biztonsági és kihordóberendezésekkel látják el. Az 1-92. ábrán mutatom be a forgács-tároló korszerű kialakítását.

Az esetleges porrobbanásakor a bunker védelmét szolgáló (1) nyílás egyben védelmet nyújt a személyi bal-esetek ellen is. Ennek fedele rendszerint nem teherbíró, de biztosítja a bunker légtömörségét (műanyag lap vagy rugós zárású csappantyú). A forgácstárolót — a túltelítődés elkerülésére — bunkertelítettségi érzékelőkkel (2) látják el, amelyek a bunker maximális és minimális telítettségekor jelzőt működtetnek. A porrobbanások elkerülése végett helyesebb, ha a csövezetéknek nincs direkt bevezetése a por- és forgácstároló helyiségébe, mert tapasztalat szerint a túlnyomásos térben gyakoribb a porrobbanás.

A forgácstároló felső részében egy körvezeték (8) helyezkedik el a fűvókákkal, amely a tűzoltás céljait szolgálja. A berendezés tűz esetén hőérzékelővel összekötve működik. Ilyen célra jól beváltak az ún. Sprinklerberendezések.

Automatikus tűzjelző készüléket is beépítenek a bunker felső részébe. A bunkert ezenkívül felszerelik kézi (3) és gépi ürítőberendezéssel (4). Az említettekén kívül a forgácstárolót ellátják tűzbiztos acélajtóval (5), és a szerelvényekhez jutás érdekében létrával és korláttal (7). Magas épület esetén villámhárítót is ajánlatos felszerelni.

Az adagolóberendezések, csappantyúk működtetésére a kézi vagy mechanikus állítású szerkezetek helyett előtérbe került a pneumatikus munkahengerek alkalmazása. Ezek a szerkezetek faipari üzemekben jól beváltak.



1-92. ábra. Forgácstárolók kialakítása

1. biztonsági nyílás; 2. telítettségerzékelők; 3. kézi, 4. gépi ürítőberendezés; 5. acélajtó; 6. tartóváz; 7. létra korláttal; 8. tűzoltó vezeték

## 1.5. Por és forgács légáramos vagy pneumatikus szállítási rendszerei

Az eddig tárgyaltak általában por és forgács elszívására vonatkoztak. Ettől bizonyos tekintetben eltér a légáramos vagy pneumatikus anyagszállítás, amelynek néhány faipari vonatkozását röviden a következőkben ismertetjük.

A jelenlegi terminológia szerint a légáramos szállítás egyes technológiai folyamatainak többféle elnevezése használt. A téma nagysága miatt a következőkben csak az iparágunkban előforduló légáramos szállítással foglalkozunk. A vonatkozó meghatározásokat a következők szerint rendszereztem:

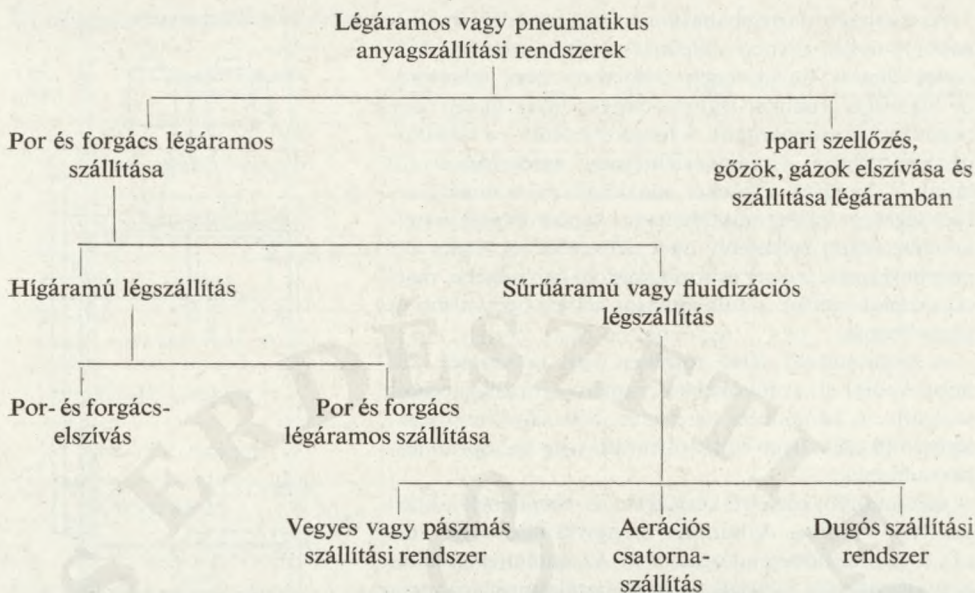
Mindazokat a rendszereket, amelyekben nagy levegőmennyiséggel szállítunk port és forgácsot, azaz a keverékben a térfogati koncentráció kb. 1/750—1/10 000-ig terjed, általában hígáramú légszállításnak nevezzük. Jellemzőjük, hogy a nagy sebességű légáram a szemcséket egymástól szétszórva szállítja; a keverékben összefüggő nagyobb anyaghalmozatot nem találunk.

A faiparban a hígáramú légszállításban is megkülönböztetünk

— elszívásos rendszert, ahol depresszió létrehozásával a forgácsolószerszámok által leválasztott por- és forgácsszemcséket a légáram az elszívófejekbe sodorja és a gyűjtőhelyekre szállítja;

— por- és forgácsszállítást, amelyben egy légszatórnában  $\mu_s \max = 1$  koncentrációjú keveréket szállítunk a leválasztóberendezésekhez; ezt a folyamatot is a térben szétszóródott anyaghalmozat jellemzi.

A sűrűáramú vagy fluidizációs szállításra általában porszerű anyagok alkalmasak (100–150  $\mu\text{m}$  szemcsenyagyságúak). Ezeket levegővel keverve, folyadékszerű tulajdonságokat mutató sűrű, azaz fluidizált keverék jön létre, amelyet a kívánt útvonalon szállíthatunk.



A faiparban az elszívásos rendszerek alkotják a hígáramú légszállítás nagyobb részét. A por- és forgácsszállítás a faforgácslap és farostlemez gyártásával került előtérbe. A sűrűáramú szállítást faipari technológiák során keletkezett nagy mennyiségű fapor elszállítására e könyv írásának időpontjában kezdik bevezetni, ezért a faporokra még nincs megfelelő méretezés, s így erről a folyamatról röviden más iparágak tapasztalatai alapján nyújtok tájékoztatást.

### 1.5.1. Por- és forgácsszállítási berendezések ismertetése

A szerkezeti elemek általában megegyeznek az elszívásos rendszereknél ismertetett elemekkel.

A szállítórendszerek lehetnek

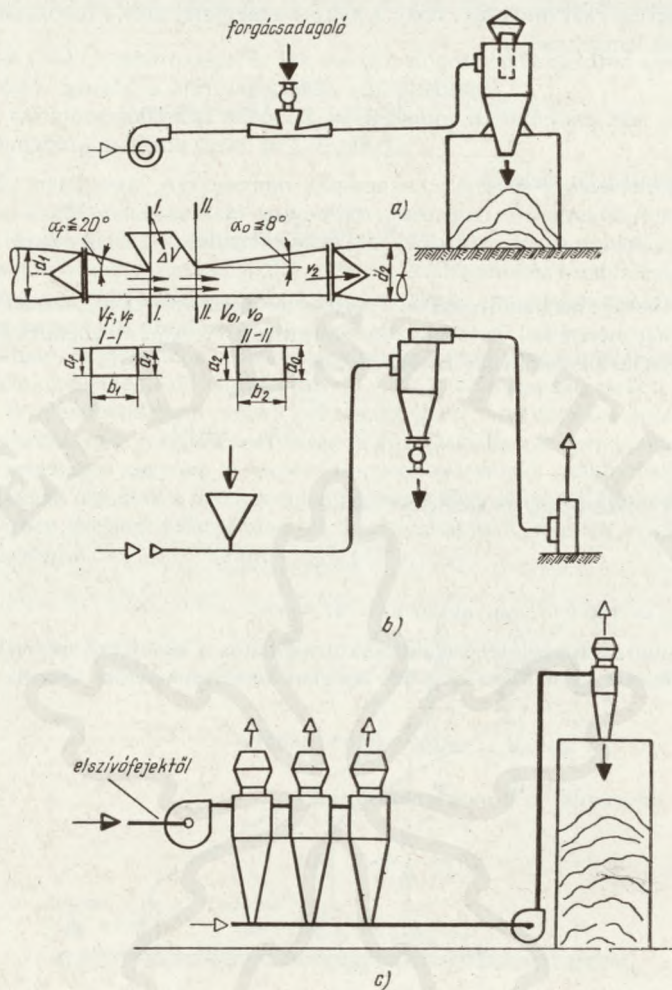
- a) nyomórendszerűek,
- b) szívórendszerűek,
- c) vegyes rendszerűek.

Az egyes rendszerek szerkezeti kialakítását az 1-93. ábrán mutatom be.

a) *A nyomórendszerű berendezések* csőrendszerébe a szállítandó anyag zárt rendszerű adagolófejen keresztül jut. Ez csökkenti az üzembiztonságot, sok esetben a szálas, durva forgácsok adagolásához bonyolult adagolóberendezésekre van szükség. Nyitott csőrendszerbe adagoláskor a rendszer energiaigénye tetemesen megnövekszik. A nyitott adagolófejben — mivel a csőrendszerben levő levegő érintkezik az atmoszferikus levegővel — a levegő dinamikus nyomását annyira meg kell növelni, hogy az adagolás helyén a statikus nyomás nulla legyen, illetve megegyezzen az atmoszferikus nyomással.

$$\Delta p_F = \rho \frac{v_F^2}{2}$$

Ez esetben a levegő a nyitott adagolófejen keresztül nem fog kiáramlani, sőt az injektoros hatás miatt a külső légtérből áramlik be levegő.



1-93. ábra. Különböző légáramos szállítórendszer  
a) nyomó-, b) szívó-, c) vegyes rendszer

Az áramlás energiáját kifejező egyenlet:

$$V_f \cdot \Delta p_f \cdot \eta = V_0 \cdot \Delta p_0$$

- ahol  $V_f$  a fúvókán átfolyó légmennyiség ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),  
 $\Delta p_f$  a fúvóka nyílásában jelentkező nyomás,  
 $\eta$  az adagolófej hatásfoka (0,75–0,8),  
 $V_0$  a szállítóvezetékben fellépő légmennyiség ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),  
 $\Delta p_0$  a teljes nyomás értéke, amely a szállító csővezeték hosszában jelentkezik.

$$V_0 = V_f + \Delta V,$$

ahol a  $\Delta V$  az adagolófejen át beáramló légmennyiség, gyakorlati adatok szerint felvehető

$$V_0 = 1,05 \dots 1,1 V_f$$

$$\Delta p_f = 1,05 \dots 1,1 \frac{\Delta p_0}{\eta} \quad (\text{v. o. mm})$$



A szerző kísérletei azt mutatták, hogy a nyitott adagolófej előtt a fűvókában akkora légsebességnek kell lennie, mely a

$$\Delta p_f \cong \frac{1,05}{\eta} \cdot \Delta p_0 = \frac{1,05}{\eta} (p_{0st} + p_{0din})$$

egyenlet követelményeit kielégíti.

$$p_{0st} = \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 (s + \zeta) \cdot (1 + \mu_s)$$

A koncentráció ( $\mu_s$ ) meghatározásával  $v_1$  értéke felvehető 18—25 m/s között; ( $s + \zeta$ ) értéke a csővezeték ( $d_2$ ) méreteiből és táblázatból számítható. A  $p_{0din}$  meghatározható a szállító csővezeték végén levő kilépőnyílás méretei alapján.

$$v_f = \sqrt{\frac{1,05}{\eta} \cdot \frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_0} \quad (\text{m/s})$$

Az együtthatók összevonása és kiemelése után

$$v_f = 4,75 \sqrt{\Delta p_0} \quad (\text{m/s})$$

Például, ha  $\Delta p_0 = 100$  v. o. mm, akkor  $v_f = 47,5$  m/s.

SZVJATKOV után az adagolófej kialakításakor ajánlatos a következő méreteket betartani: Az adagolófejeket kivitelezési okokból téglalap keresztmetszetűre készítik. A szélességi méretet

$$b = (0,65 - 0,85) d$$

képlet alapján felvesszük, az  $a$  méretet számítjuk:

$$a_f = \frac{V_f}{v_f \cdot b} \quad (\text{m})$$

$$a_0 = \frac{(1,05 - 1,1) V_f}{v_0 \cdot b} \quad (\text{m}),$$

ahol  $v_0 \approx v_f$

A diffúzor és konfúzor hajlásszöge max.  $8^\circ$ , illetve  $20^\circ$ . Az I—I. és II—II. metszetek közötti távolság  $(0,8 - 1,2)b$  határok között vehető fel.

A szerző tapasztalata szerint a nyitott adagolófejjel ellátott nyomó-szállító rendszereket csak rövid távolságra (10—25 m) ajánlatos alkalmazni a nagy energiaveszteség miatt. Alkalmazási területük ott van, ahol a ventilátor lapátjai által okozott forgácsaprítást el akarjuk kerülni. Kivitelezéskor ajánlatos a fűvókat speciális tolózárral ellátni, amelyekkel az  $a_f$  méreteit szabályozni lehet.

b) *A szivóüzemű légáramos szállítóberendezést* az 1-93/b ábrán mutatom be. A rendszer előnye, hogy a por, a forgács adagolása szállítószalagokkal, surrantókkal egyszerűen megoldható. További előnye — mint az elszívó rendszeréknél is láttuk —, hogy sűrű lapátozású, jó hatásfokú ventilátort alkalmazhatunk, amelynek — a koptatóhatás elmaradása következtében — az élettartama is nagyobb. Hátránya, hogy jó légtömörséget és fokozottabb műszaki ellenőrzést igényel. Nagyobb távolságon is (100—200 m) jól működik emellett őrlő hatása nincs, azaz a forgácsot a lapátok nem törik össze.

c) *A vegyes szállítórendszer* vázlata az 1-93/c ábrán látható. Üzembiztonsági szempontból ez vált be a legjobban, hátránya az anyagáram erős koptató hatása, mert a durvább,

darabos forgács a lapátételeket lekoptatja, sőt kicsorbítja, ami az áramlási viszonyokat megzavarja.

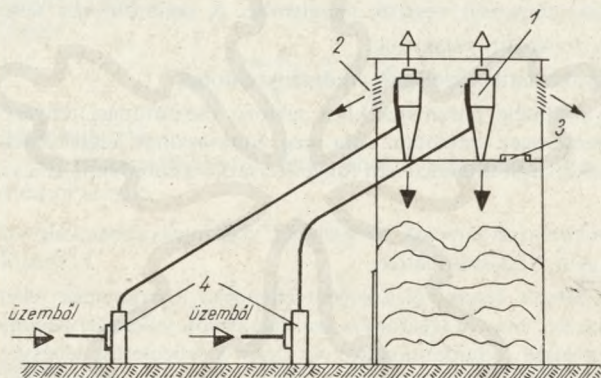
A ventillátort ritkított lapátózással és sok esetben előlap nélkül készítik, amiért hatásfoka ( $\eta_{\max} = 0,5-0,6$ ) rosszabb a sűrű lapátózású ventillátorénál.

Az említett szállítóberendezések lehetnek párhuzamos üzemű vagy zárt rendszerű körvezetékes pneumatikus szállítók (1-94. és 1-95. ábra).

d) *Kombinált rendszerek.* A faiparban alkalmazott korszerű elszívőberendezéseket ma már légáramos szállítórendszerekkel kapcsolják össze. Ezt az indokolja, hogy ha a keletkezett forgács részére nincs a közelben megfelelő tárolóhely, a famegmunkáló gépektől elszívott nagy légmennyiség és nyomásellenállás miatt a továbbszállítás kisebb levegőmennyiséggel és nagyobb ( $\mu_s > 0,1$ ) anyagkoncentrációval történik, ami gazdaságosabb. Ilyen rendszert mutattam be az 1-95. ábrán is.

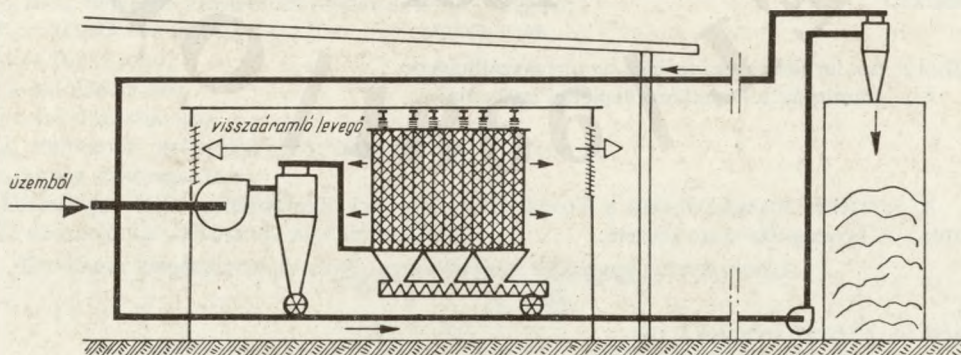
Az ábrán látható, hogy ennél a rendszernél a meleg levegő visszatáplálása a leválasztóberendezések üzemi épületben való elhelyezésével — kis teremmagasság mellett is — megoldható. A külső leválasztóciklonnál nincs kiporzás, mert zárt körvezetékes pneumatikus szállítórendszert alkalmaznak. A tapasztalat szerint a körvezetékben az apró szemcsék koagulálnak, és az így keletkezett nagyobb szemcsék könnyebben leválnak a ciklonban.

Ezek a rendszerek nemcsak a famegmunkáló üzemek légáramos szállítórendszerei, hanem az utóbbi 15 évben létesített faforgácslap- és farostlemezgyártó üzemek kombinált elszívőszállító berendezései is.



1-94. ábra. Párhuzamosan dolgozó vegyes rendszerek

1. ciklon; 2. szellőzőnyílás; 3. biztonsági nyílás (porrobbanás esetére); 4. ventillátor



1-95. ábra. Körvezetékes elszívő- és transzportrendszer

### 1.5.2. A légáramos szállítás elméleti alapjai

A légáramos szállításakor a szállítandó anyagot lehetőleg egyenletesen kell adagolni a szállítólevégőhöz. Azoknál az anyagoknál, amelyekre a légáramos szállítását kidolgozták (Segler, Pápai búzaszemre), a szemcsék mérete, alakja és fajsúlya azonosra vehető. A faipari forgácsszállításnál a szemcsék mérete, alakja, sőt sok esetben a fajsúlya is (pl. forgácslapgyártásnál) különböző. A kutatások lezárása előtt csak tapasztalati adatok alapján közölhetünk irányértékeket. A légáramos szállításra is érvényesek az elszívás tárgyalásakor közölt egyenletek a nyomásellenállás számítására. Ha vizsgáljuk a növekvő anyagmennyiség mellett a légáramos szállítás műszaki paramétereit, akkor a szállítandó anyag mennyisége, illetve az anyagáram koncentrációja az egyik legjelentősebb befolyásoló tényező.

Az 1.2.6. fejezetben tisztáztuk a Gasterstädt-féle állandó nagyságát a forgácsszállításnál, azaz a tiszta levegő áramlásakor és a szemcsés anyag szállításakor mért nyomásveszteségek arányát.

$$\frac{p_a}{p_1} = 1 + k \cdot \mu_s,$$

ahol forgácsszállításnál  $k \approx 1$ -nek vettük.

Ezt számításainkban úgy értelmeztük, mintha a súrlódási és ütközési ellenállások értéke ennyivel megnagyobbodott volna.

A faipari légáramos szállításoknál általában ezt a módszert alkalmazzuk azzal a megszorítással, hogy a szállítósebesség meghatározásakor mindig a legnagyobb szemcse súlyát, nedvességét és alakú tényezőit vesszük figyelembe. A szállítólevégő sebességét forgácsnál  $v_1 = 18 \dots 22$  m/s között választjuk.

Ez a módszer gyakorlatilag kielégítő eredményt adott.

SEGLER, aki a különféle paraméterekhez tartozó csősúrlódási tényezőket a csőátmérő függvényében görbeseregek alakjában adta meg, kutatásainak végeredményeképpen megállapítja, hogy a Gasterstädt-állandó nem független a cső átmérőjétől és a szállított anyag jellemzőitől.

SEGLER kísérleteiben azonban csak búzaszemek vízszintes csőben való szállítását vizsgálta, ezért eredményei nem általánosíthatók.

PÁPAI [2] közli SIEGEL rendkívül kiterjedt ellenőrző kísérleteinek jellemző részét. Ezek alapján megállapítható, hogy a légáramos szállítás üzemi jellemzői nagymértékben függenek a szállított anyagféleség tulajdonságaitól, és hogy a lebegtetési sebesség anyagfajtánként nagymértékben szóródik, az eredmények azonban csak egy meghatározott mérési tartományra vonatkoznak.

BARTH és munkatársai a teljes nyomásesést ( $p_f$ ) úgy fogták fel, hogy a keverék áramlási vesztesége külön számítható, és hozzá kell adni a tiszta levegő áramlásakor fellépő veszteséghez.

$$p_v = p_1 + p_j,$$

ahol  $p_j$  ún. járulékos veszteségek az anyagszállításakor.

A  $p_j$  számítását a következő képlettel javasolja:

$$p_j = \lambda_j \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho / 2 \cdot v_1^2 \cdot \mu_s$$

A  $\lambda_j$  értékét anyagfajtánként a Froude-féle szám ( $Fr$ ) függvényében adja meg (1-96/a ábra). A Froude-féle szám képlete:

$$Fr = \frac{v_1}{D \cdot g} \quad \text{és} \quad \lambda_j = k_0 \cdot \lambda,$$

ahol  $v_1$  a levegő sebesség (m/s),

$D$  a légsatorna átmérője (m),

$k_0$  tapasztalati tényező.

PÁPAI [2] a szemcsékre ható erők alapján a nyomásesések összegező módszerét dolgozta ki.  $p_v = p_1 + p_j$  képletben  $p_j$  nyomásesés a vizsgált csőszakaszban levő anyagszemcsékre ható erők következtében jön létre.

$$p_1 = \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \cdot \gamma_1$$

Ezt az erőt megvizsgálta vízszintes és függőleges szállítás esetén is. Vízszintes csőben való szállításakor a nyomásesés két tagból áll:

$$p_{vv} = p_1 + \frac{F}{A} \quad (\text{N/m}^2),$$

ahol  $F$  az aerodinamikai erő (N),  
 $A$  a csatorna keresztmetszete ( $\text{m}^2$ ).

Függőleges csőben szállításakor

$$p_{lv} = p_1 + \frac{n \cdot G_1}{A},$$

ahol  $n$  darab  $G_1$  súlyú szemcse jelenti a lebegtetett anyag súlyát,  
 $A$  a csőkeresztmetszetet.

Alapelvként mutatkozott, hogy a szállítás folyamán fellépő nyomásesés az üresjárású és a többletnyomás összegéből áll. A többletnyomás értéke az egyes szemcsékre ható erők összegeződéséből tevődik össze.

Vízszintes csöveknél:

$$p_{jv} = \frac{n \cdot F_1}{A} = \frac{n \cdot S_1}{A},$$

ahol  $S_1$  a szállítási ellenálláserő.

Szállítás közben ezek az ellenállási erők ütközésből és emelésből, illetve puha anyagnál súrlódásból és emelésből állnak.

$$p_{jv} = p_{\bar{u}} + p_e$$

A levezetés mellőzésével

$$p_{\bar{u}} = k_{\bar{u}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{Q_a}{g} \cdot \frac{V_a}{A} \quad (\text{N/m}^2)$$

az ütközésből származó,

$$p_e = k_e \cdot l \cdot \frac{Q_e}{v_a \cdot A} \quad (\text{N/m}^2)$$

a szállítandó anyag emeléséből származó nyomásemelkedés.

$k_{\bar{u}}$  és  $k_e$  tényezők anyagtól és szállítási módtól függően

$k_{\bar{u}} = 0,0004 \dots 0,0002$ ,

$k_e = 0,2 \dots 1,0$ ,

$l$  a cső hossza (m),

$d$  a cső átmérője (m),

$Q_a$  szállítandó mennyiség időegységre (N/s),

$v_a$  anyag sebessége (m/s),

$A$  a cső keresztmetszete ( $\text{m}^2$ ),

$Q_e$  az emeléskor szállítandó mennyiség (N/s).

Ezt PÁPAI kiegészítette az anyag gyorsításához szükséges nyomáseséssel

$$p_d = k_d \cdot \frac{Q_a \cdot \Delta v_a}{g \cdot A},$$

ahol  $k_d$  tényező az indítószakaszban az adagolási módtól és anyagtól függően  $k_d = 1,05 \dots 1,4$

$\Delta v_a$  a szállítócső végei között fellépő anyagsebesség-növekedés, azaz  $\Delta v_a = v_{a2} - v_{a1}$ . Figyelembe vette a súrlódási (szemcsék a falon és egymás között) nyomásesést is.

$$p_s = k_s \cdot l \cdot \frac{Q_a}{\Delta v_a \cdot A}$$

ahol  $k_s$  értéke szintén az anyagtól és a szállítási módtól függően  
 $k_s = 0,2 \dots 1,1$ .

PÁPAI módszere általánosításra alkalmas, de faipari vonatkozásban még nem került igazolásra, így teljes ismertetésétől a könyv kis terjedelme miatt el kellett tekintenem.

### 1.5.3. Fluidizációs vagy sűrűáramú anyagszállítás

A fluidizációs szállításnál a szállítólevegő és a szállítandó anyag keveréke a folyadékokhoz hasonló tulajdonsággal rendelkezik. A szállítás zárt csőcsatornában, a fluidizált állapot folyamatos fenntartása esetén kis lejtésű nyitott csatornában történik. A fluidizációs szállításnál létrejövő anyag-levegő keverék súly szerinti aránya többszöröse a légáramos szállításnál alkalmazott arálynak ( $\mu_s > 1$ ).

Ajánlott műszaki jellemzők PÁPAI után:

$\mu_s = 50-200$  szállítási keverési arány,  
 $v_k = 1-6$  m/s fluidizációs szállítási sebesség.

Előnyei, hogy a nagy keverési arány mellett kis légmennyiséggel és -sebességgel nagy mennyiségű anyag szállítható nagyobb távolságra. A kis sebesség mellett az áramlási ellenállások is kicsik, tehát alkalmazása jelentős energiamegtakarítással jár.

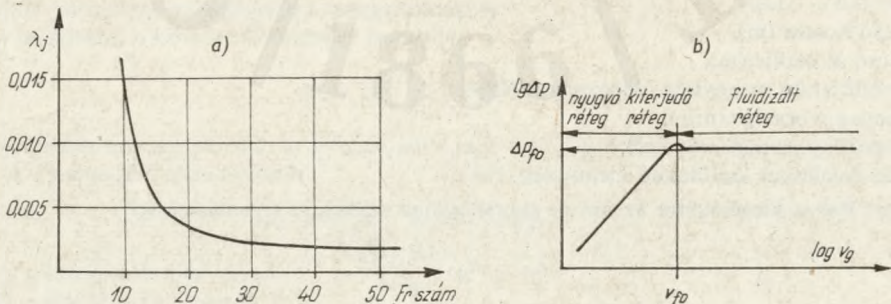
Kevés mozgó alkatrészük van, így csekély a karbantartási igény. Szerkezetük egyszerű és gazdaságos. Koptató hatású anyagok kevésbé károsítják a csőcsatornákat, mert a szállítás a teljes keresztmetszetben történik. A kevés levegő portalanítása csekély beruházással megoldható. Általában porszerű anyagok szállítására alkalmas, de külföldi irodalomban talá-lunk utalást forgácsszállításra is.

#### 1.5.31. Fluidizációs szállítóberendezések

Az 1.5. fejezet elején felsorolt különböző fluidizációs szállítási módok szállítóberendezéseinek főbb szerkezeti kialakítását a következőkben ismertetem:

a) *Zárt csatornában a teljes keresztmetszetben fluidizált keverék szállítása*

Ha szilárd szemcsék alá levegőt áramoltatunk, a levegő nyomásának és sebességének növekedésével a porréteg folyadékyszerű mozgásba jön. A levegő nyomásesése a fluidizálás sebességével arányosan nő, amíg a fluidizációs folyamat be nem fejeződik.



1-96. ábra. Levegő nyomásesése nyugvó, kiterjedt és fluidizált rétegben

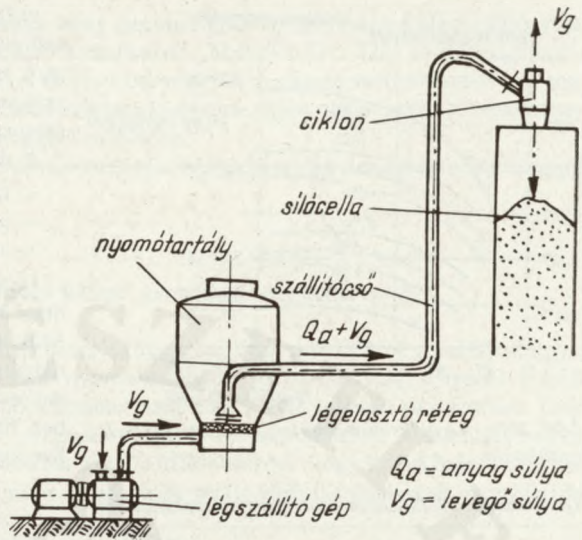
A nyomásesés változását az 1-96/b ábrán mutatom be, ahol látható, hogy a levegő sebességének növekedésével a fluidizáció csak egy  $v_{f0}$  sebességnél következik be. Az ehhez tartozó nyomáshatárérték azonos a lebegtetési nyomással,

$$p_{f0} = \frac{G}{A},$$

ahol  $G$  a lebegtetett anyag súlya,  
 $A$  a csőkeresztmetszet.

Anyagszállítás akkor jön létre, ha a levegő nyomását  $p_{f0}$ -nál nagyobbra növeljük.

Szerkezeti különböző megoldásokkal találkozunk. A berendezés fő szerkezeti eleme a nyomótartály, amelyben a szemcsés anyag van. A szemcsék fluidizálására a tartály alján légáteresztő réteget találunk. A fluidizáló levegő sebességét légszállító géptől (nagy nyomású ventilátor, légsűrítő) kapja. A berendezés vázlatosan az 1-97. ábrán látható.

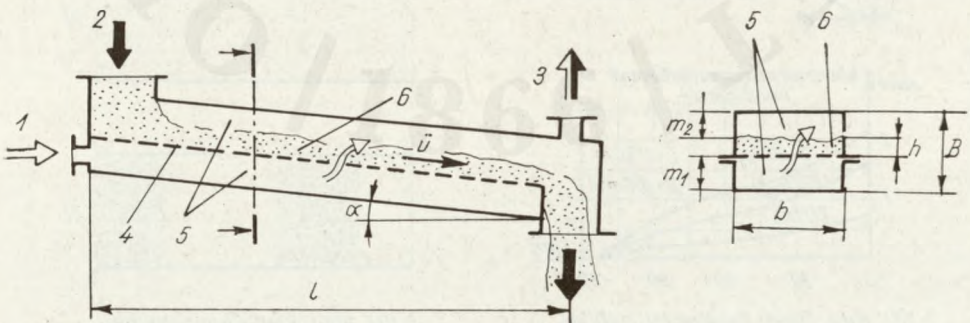


1-97. ábra. Nyomótartály

b) Az aerációs szállítócsatorna abban különbözik az előbbi rendszertől, hogy csatornáját egy légáteresztő réteg kettéosztja. Ezek anyaga finom fémszitaszövet vagy textilanyag. Lényeges különbség, hogy itt a csatorna teljes hosszában a légáteresztő lemez alá jut a levegő, és a pórusokon keresztül fluidizálja a szemcsés anyagot. Szerkezeti kiképzését az 1-98. ábrán mutatom be.

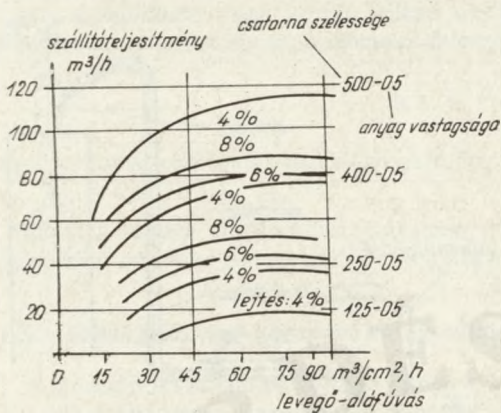
Alkalmazása rendkívül előnyös ott, ahol kis lejtésszöggel nagy mennyiségű fluidizálható szemcsés anyagot kell szállítani. A faiparban elsősorban a csiszolatporok és a finom szemcsészetű fűrészporokállításánál alkalmazható. Alkalmos forgócellás adagolás útján ciklonok, porszűrők alatt levő porok elszállítására is. Az adagolási mennyiség is külön szabályozható.

Az aerációs csatorna teljesítménye függ a csatorna hajlásszögétől és a légáteresztő lemezen történő levegőbetáplálás mennyiségétől. Irodalom után [21] az összefüggést a két adat között az 1-99. ábrán mutatom be. A műszaki adatokat a 18. táblázat tartalmazza.



1-98. ábra. Aerációs csatorna vázlata

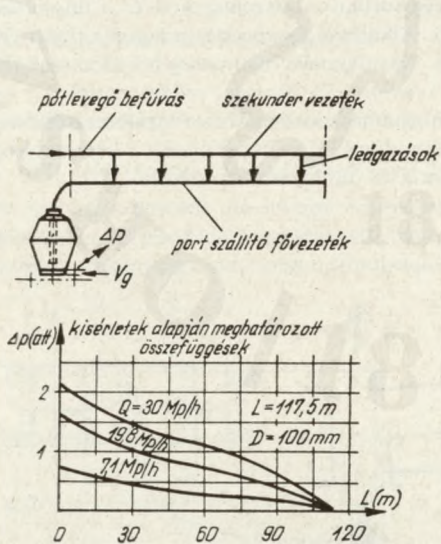
1. fluidizáló levegő; 2. szilárd anyag; 3. poros levegő kilépése; 4. légáteresztő réteg; 5. légszűrő; 6. anyagfolyam



1-99. ábra. Aerációs csatorna teljesítőképességének grafikonja

18. táblázat. Fluidizációs csatornák műszaki adatai

Csatorna névleges szélessége, mm	Anyag vtg.-a mm	Vályúban mozgó anyag seb., m/s	Szállítási teljesítmény m³/h	Vályú lejtési szöge α°	Levegő-fogyasztás m³/h
125	50	1	20	4	11,25
250	50	1	40	4	22,5
400	50	1	80	4	36
500	50	1	120	4	45



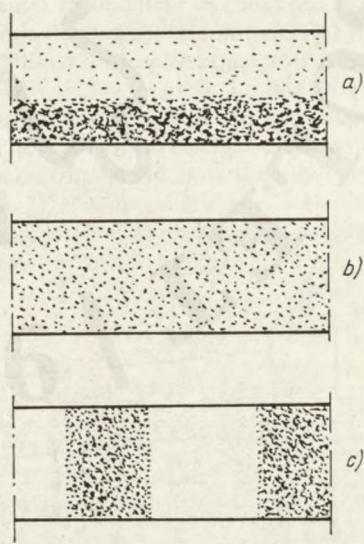
1-100. ábra. Dugós fluidizációs szállítás

c) Dugós fluidizációs szállítás áll elő egy csőrendszerben, ha a szállítandó anyagáramot levegővel szakaszokra bontjuk és a szakaszok lépcsőzetesen elmozdulva folyamatosan haladó dugókat képeznek.

A dugók képződhetnek

- spontán, azaz véletlenszerűen,
- a csővezeték elején darabolás útján,
- a csővezeték teljes hosszában.

Hazai kutatások alapján ez utóbbi szállítási mód bizonyult legeredményesebbnek. Működési alapelve, hogy zárt csőcsatornába meghatározott távolságokban szekunder levegőt vezetünk be, ezzel a fővezetékben fluidizált pordugókat hozunk létre. Szerkezetét az 1-100. ábrán mutatom be.



1-101. ábra. Fluidizációs szállítási módok csőábrái

- a) inhomogén; d) homogén keverék;
- c) dugós szállítás

A szekunder levegő betáplálása lehet saját (technológiai levegő) vagy külön külső vezetékről. A gyakorlatban előnyösebbnek mutatkozott MARJÁN GY. [22] kísérletei alapján külső szekunder vagy kísérővezetekkel ellátott berendezés. A dugós szállítóberendezés nem terhelhető túl, az anyagfajtától függően általában kísérletek útján megállapított levegőmenyisséggel, kis nyomással és sebességgel működik.

A három szállítási módra vonatkozóan összefoglalásul a fluidizált anyagáram kialakulását az 1-101. ábrán mutatom be.

### 1.5.32. A fluidizált anyagszállítás közben fellépő nyomásesés meghatározása

A zárt fluidizált csőben létrejövő nyomásesés függ a szállítási sebességtől, a szállított anyag jellemzőitől és a szállítócsőben kialakuló nyomáseséstől. A faiparban ezen tényezők a folyó kutatások miatt a könyv írásának időpontjában még nem voltak teljesen tisztázottak. Ezért PÁPAI kutatásai alapján közlöm a nyomásesésre vonatkozó egyenleteket. A számítás menete hasonló a légáramos szállításnál közölttel, azzal a különbséggel, hogy itt ütközéses nyomásesés nem lép fel a sűrű anyagáram miatt. A súrlódás miatt fellépő nyomásesés is sokkal kisebb.

$$p = p_1 + p_j.$$

Az üresjárású levegőnek a csőcsatorna súrlódásából eredő nyomásesése:

$$p_1 = \left( \lambda \frac{1}{d} \cdot \frac{v_c^2}{2g} \cdot \gamma_1 \right) k_0; \quad k_0 < 1 \text{ tényező kísérletek alapján állapítható meg,}$$

$$p_j = p_d + p_e + p_t \quad p_t \text{ egyéb szerkezeti ellenállások (pl. szűrő),}$$

$$p_d = k_d \frac{Q_a \cdot \Delta v_a}{g \cdot A} \quad p_d \text{ a szállítandó anyag gyorsításához szükséges nyomás,}$$

$$p_e = k_e \cdot 1 \frac{Q_e}{v_a \cdot A} \quad p_e \text{ a szállítandó anyag emeléséhez szükséges nyomástöbblet.}$$

A képletben szereplő betűk jelentése és értéke megegyezik az 1.5.2. fejezetben ismertett fogalmakkal.



## 2. Ventilátorok

A por és a forgács szállítására és a szellőző levegő mozgatására ventilátorokat használunk.

A ventilátorok szerkezete szerint megkülönböztetünk

1. Radiális vagy centrifugális ventilátort,
2. Axiális ventilátort,
3. Félaxiális ventilátort,
4. Keresztáramú ventilátort.

A nagyobb nyomásellenállások legyőzésére, por és forgács elszívására és szállítására radiális ventilátorokat alkalmazunk. Az axiális ventilátorokat az iparban gázok, gőzök elszívására, ill. az általános szellőzés területén alkalmazzák.

E fejezetben elsősorban a ventilátor szerkezeti és üzemeltetési viszonyait tárgyalom.

### 2.1. Radiális vagy centrifugális ventilátor

A radiális ventilátor fő jellemzője, hogy a levegőt a járókerékre merőlegesen szívja be és az radiális irányban távozik el. A radiális ventilátorok a nyomócsonkok állása szerint különböző csigaházállással készülnek.

Meghajtás szerint megkülönböztetünk:

- a) közvetlen meghajtásúakat és
- b) közvetett meghajtásúakat (tengelykapcsoló, ékszíjhajtás stb. útján).

A 2-1. ábrán bemutatok egy ékszíjmeghajtású radiális ventilátort, főbb alkatrészek megnevezésével.

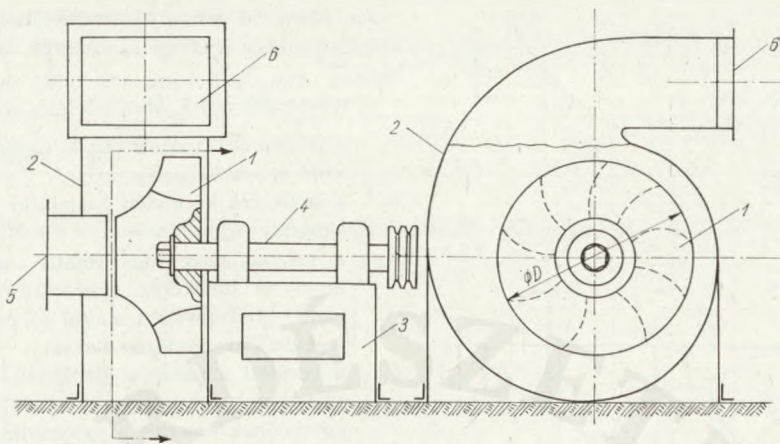
A szerkezeti megoldás a következő:

A *Járókerék* a tengelyhez kerékaggyal csatlakozik, a rögzítésre csavar szolgál. A csavar menetének behajtási iránya megegyezik a forgásiránnyal, hogy üzem közben le ne csavarodjon. A *csigaház* szívónyílásának nagyságát számítással határozzák meg. A szívónyílásba egyes típusokon állítható torokhengert szerelnek a réstávolság ( $r$ ) csökkentésére. A csigaházon a  $D$  átmérőnek megfelelő nagyságú bontható előtétlapot találunk a járókerék beszerelésére.

A járókerék a ventilátor legfontosabb eleme, forgásával ez hozza létre a közegben a nyomásemelkedést. Szerkezetét tekintve függőleges acéllemezre erősített lapátokból áll. A lapátokat szegeccsel, hegesztéssel vagy csavarral rögzítik a járókerék külső lemezeihez.

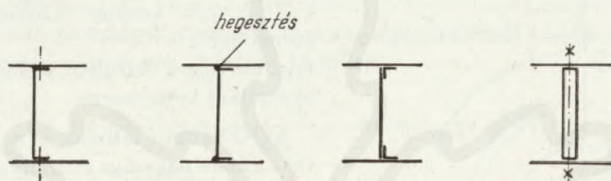
A lapátok kialakítása lehet

1. előrehajló, ha a  $\beta_2$ -szög nagyobb  $90^\circ$ -nál (jele EH),
2. radiális, ha a  $\beta_2$ -szög egyenlő  $90^\circ$ -kal (R),
3. hátrahajló, ha a  $\beta_2$ -szög kisebb  $90^\circ$ -nál (HH).

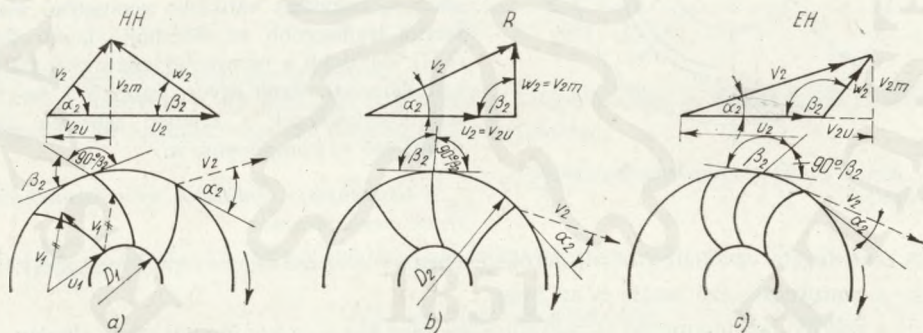


2-1. ábra. Centrifugális ventilátor szerkezete

1. járókerék; 2. csigaház; 3. bak a csapágyakkal; 4. a ventilátor tengelye az ékszíjtárcsával; 5. szívónyílás; 6. nyomónyílás



2-2. ábra. Lapátfelerősítési módok



2-3. ábra. Lapátok kialakítása

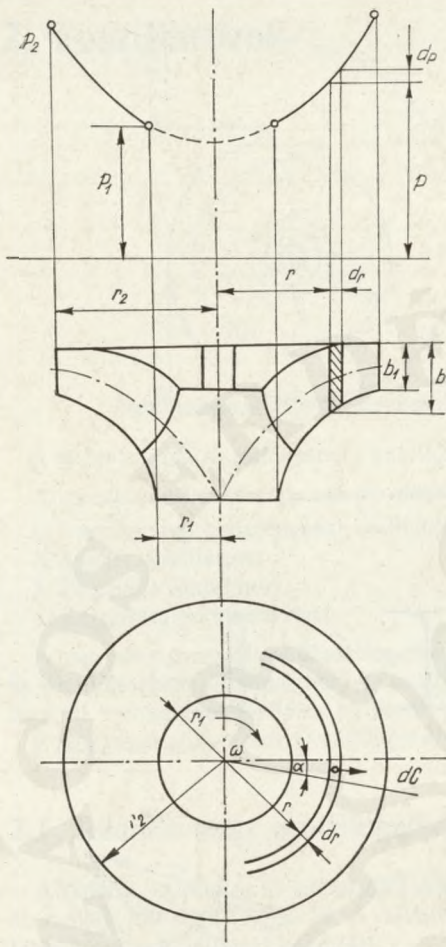
A legnagyobb kerületi sebesség a járókerék külső átmérőjére ( $D_2$ ) vonatkoztatva  $\mu_{2 \max} = 80$  m/s. Kivételesen megerősített konstrukciónál  $\mu_{2 \max} = 80 \dots 130$  m/s. Ezeknél a sebességeknél a levegő összenyomhatósága még elhanyagolható.

## 2.2. A centrifugális ventilátor alapegysége

A ventilátor az örvénygépek csoportjába tartozik.

Örvénygépek nevezük azokat a gépeket, amelyek megfelelően kiképzett forgókerék segítségével folyadékot, gázt (levegőt) szállítanak.

Az örvénygép legfontosabb része a járókerék.



2-4. ábra. Ventilátor nyomásemelkedésének ábrázolása

A centrifugális ventilátor radiális járókerékében két tényező okoz nyomásemelkedést:

- a centrifugális erő hatása és az, hogy
- a szűkülő lapátsatornán átömlő folyadék vagy gáz — a kontinuitás tétele alapján — nyomása változik.

A két nyomás szuperponálódik.

- A centrifugális erő hatására a járókerék külső kerülete felé áramló levegő nyomásemelkedésének  $dp'$  kifejezése:

$$dC = dm \cdot r \cdot \omega^2$$

$$dm = \frac{\gamma}{g} \cdot b \cdot dr \cdot r \cdot \alpha$$

$$dC = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot b \cdot \alpha \cdot dr \cdot r^2.$$

Az átáramló levegő (folyadék) be-, illetve kilépősebessége ( $v$ ) függ a járókerék lapátozásától.

A sebességek a 2-3. ábra jelölései szerint:

- $v_1$  a járókerék lapátozásának elején kialakuló *beömlősebesség* (m/s),
- $v_2$  a járókerék kerületén kialakuló *kiömlősebesség* (m/s),
- $w_{1,2}$  a viszonylagos vagy relatív sebesség, amely a járókerék lapátsatornájának elején, illetve végén alakul ki, és érintőlegesen követi a lapát alakját.
- $u_{1,2}$  a kerületi sebesség a járókerék lapátkoszorújának kezdetén (ezt általában véve egyenlőnek vesszük a szívónyílással), illetve a járókerék kerületén.

A be-, illetve kiömlősebesség vektorának két komponense:

- $v_{1u}$ , ill.  $v_{2u}$  a kerületi sebesség irányába eső komponens,
- $v_{1m}$ , ill.  $v_{2m}$  a kerületi sebességre merőleges (meridián) komponens.

A 2-3. ábrán látható a  $v_2$  kiömlősebesség vektorának nagysága és iránya a ventilátor lapátjainak kialakításától függ. Azonos  $u_2$  kerületi sebesség mellett a lapát alakjától függően  $v_2$  nagysága változik; geometriai alak szerint legnagyobb az előrehajló lapátozású (FH), legkisebb a hátrahajló lapátozású (HH) ventilátornál. Ezzel együtt változik a be- és kiömlősebességnek a kerületi sebesség irányába eső  $v_u$  komponense is.

#### A centrifugális ventilátor nyomásemelkedésének meghatározása

A felületelemre ható nyomás:

$$\frac{dC}{da} = dp', \text{ ahol az elemi felület: } da = b \cdot r \cdot \alpha$$

$$dp' = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot dr \cdot r$$

Ez a nyomásérték a centrifugális erő hatására változik  $r_1$  és  $r_2$  között.

$$\int_{p_1}^{p_2} dp = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot \int_{r_1}^{r_2} dr \cdot r = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot \left( \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \right)$$

$$p_2' - p_1' = \frac{\gamma}{g} \cdot \left( \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \right)$$

$$\frac{p_2' - p_1'}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

b) A lapát mentén átáramló levegő relatív sebessége folytán nyomásnövekedés lép fel, ami a be- és kilépő relatív sebességek dinamikusnyomás-különbségéből adódik, de valójában statikusnyomás-ellenállás, amely az áramlást késlelteti:

$$\frac{p_2' - p_1'}{\gamma} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}, \text{ mivel } w_1 > w_2$$

Az összes nyomásemelkedés:

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g},$$

ami statikus jellegű nyomásemelkedés.

c) A járókerékbe  $p_1$  nyomással és  $v_1$  sebességgel belépő és abból  $p_2$  nyomással és  $v_2$  sebességgel kilépő folyadék vagy gáz elméleti szállítómagassága:

$$H_{id} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g},$$

ahol  $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$  a kilépő levegő kinetikai energiája

$$H_{id} = \frac{(v_2^2 - v_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)}{2g}.$$

A Carnot-féle tétel segítségével kifejezzük az általános sebességháromszögből  $w_{1,2}$  sebességet, azaz

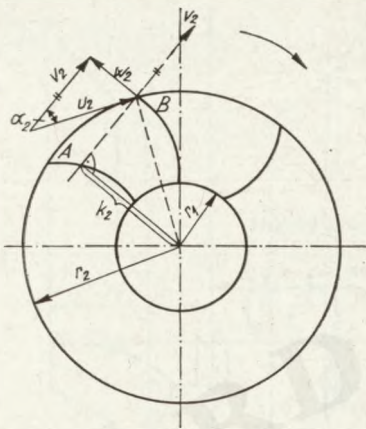
$$w_{1,2}^2 = v_{1,2}^2 + u_{1,2}^2 + 2 v_{1,2} u_{1,2} \cdot \cos \alpha_{1,2}.$$

Ezt behelyettesítjük  $H_{id}$  egyenletébe, akkor a négyzetes tagok mind kiesnek.

$$H_{id} = \left[ \frac{2v \cdot u \cdot \cos \alpha}{2g} \right]_1^2,$$

ahol  $v \cdot \cos \alpha = v_u$  (l. 1-4. ábra).

$H_{id} = \frac{v_{2u} \cdot u_2 - u_{1u} \cdot u_1}{g}$  az ideális szállítómagasságra vonatkozó Euler-féle egyenlet.



2-5. ábra. Impulzustétel igazolásának ábrája

belépő- és kilépősebesség vektornyomatékának különbsége szorozva az átáramló folyadék tömeggel, egyenlő a folyadékra ható nyomatékkal. A  $v_2$  kilépősebesség nyomatéka  $O$  pontra az  $ABO \triangle$ -ből

$$v_2 \cdot k_2 = v_2 \cdot r_2 \cos \alpha_2 = r_2 \cdot v_{2u}$$

$$v_{2u} = v_2 \cdot \cos \alpha_2, \quad \text{illetve}$$

$$v_1 \cdot k_1 = v_{1u} \cdot r_1.$$

A ventilátor lapátjaiban levő levegőnek átadott nyomaték

$$M = \rho \cdot V \cdot (v_{2u} \cdot r_2 - v_{1u} \cdot r_1) \quad (\text{Nm}),$$

ahol  $V \text{ m}^3/\text{s}$ .

A járókerék forgatásához szükséges teljesítmény:

$$P_{id} = M \cdot \omega = \rho \cdot V \cdot \omega \cdot (v_{2u} \cdot r_2 - v_{1u} \cdot r_1)$$

$$P_{id} = V \cdot \Delta p_{id} = \rho \cdot V \cdot (v_{2u} \cdot u_2 - v_{1u} \cdot u_1)$$

$$\Delta p_{id} = \rho \cdot (v_{2u} \cdot u_2 - v_{1u} \cdot u_1)$$

$$\Delta p_{\delta} = \eta_h \cdot \rho \cdot (u_2 \cdot v_{2u} - u_1 \cdot v_{1u}).$$

A ventilátor a levegő szállításakor nyomáskülönbség ellenében végez munkát.

$$P_h = V \cdot \Delta p_{\delta} \text{ watt, illetve mkp/s (m}^2 \cdot \text{e)}$$

$$P_h = V \cdot (p_{st} + p_{din}).$$

Az üzemekben alkalmazott ventilátorok kiválasztásához elsősorban a statikus nyomást vesszük figyelembe.

A 2-7. ábrán mutatom be a ventilátor szívó- és nyomónyílása között fellépő nyomásváltozásokat.

$$\Delta p_{\delta} = p_0 + p_1.$$

A ventilátor üzemeltetésekor a külső atmoszferikus térből szív ( $p_0$ ). A szívócsőnkba beáramló levegő dinamikus nyomása a csőben uralkodó depresszió hatására jön létre, azaz

$$p_0 = p_{stsz} + \rho/2 \cdot v_{sz}^2.$$

Összefüggés az Euler-egyenlet és a számítás útján kapott  $\Delta p_{\delta}$  között:

$$\Delta p_{id} = H_{id} \cdot \gamma$$

$$\Delta p_{id} = \frac{\gamma}{g} \cdot (v_{2u} \cdot u_2 - v_{1u} \cdot u_1)$$

$$\frac{\gamma}{g} = \rho \text{ kg/m}^3 \quad \rho \text{ a gáz (levegő) sűrűsége kg/m}^3 \text{ (Si)}$$

$$\Delta p_{id} = \rho \cdot (v_{2u} \cdot u_2 - v_{1u} \cdot u_1).$$

Gyakorlatilag  $\Delta p_{\delta}$  nyomással számolunk, amely a fellépő veszteségek miatt kisebb, mint  $\Delta p_{id}$ .

$$\Delta p_{\delta} = \Delta p_{id} \cdot \eta_{hidr} \quad \eta_{hidr} \text{ az ún. hidraulikus hatásfok} \\ \eta_{hidr} \cong 0,7 \dots 0,85.$$

A  $\Delta p_{id}$  egyenletet az impulzustétel alapján is igazolhatjuk. Az impulzustétel szerint egy zárt rendszerben a

A nyomócsonkban mért nyomásemelkedés az atmoszferikus levegőhöz képest:

$$p_1 = p_{stny} + \rho/2 v_{ny}^2.$$

A ventilátor által előállított összes nyomásemelkedés:

$$\Delta p_{\bar{o}} = (p_{stny} - p_{stsz}) + \rho/2 (v_{ny}^2 - v_{sz}^2)$$

ahol  $p_{stny}$  a nyomócsonkban fellépő és mérhető nyomás,

$p_{stsz}$  a szívócsonkban fellépő és mérhető nyomás,

$v_{ny}$  a nyomócsonkban a sebesség, m/s,

$v_{sz}$  a szívócsonkban a sebesség m/s.

Az első tag a statikusnyomás-emelkedést, a második tag a dinamikusnyomást jelenti.

A motor kiválasztásához a teljesítményszükségletet is ismerni kell. Ezt a következő képlettel számíthatjuk (műszaki e.-ben):

$$P_0 = \frac{V(\text{m}^3/\text{s}) \cdot \Delta p_{\bar{o}} (\text{v. o. mm})}{102 \cdot \eta_m} + \frac{G (\text{kp}) \cdot h (\text{m})}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_m} \quad (\text{kW}),$$

ahol az ismert mennyiségeken kívül  $\eta_m$  a ventilátor mechanikus hatásfoka esetleg a módosítókat végző gépelemekkel együtt ( $\eta_1 \cdot \eta_2 = 0,5 \dots 0,6$ ),

$G$  az óránként szállított forgács mennyisége kp-ban,

$h$  a szintkülönbség a forgácsszállítás legalacsonyabb és legmagasabb pontja (ciklon bemenő csonkjá) között m-ben.

A képlet második része oly kicsi, hogy a faipari elszívásokban elhanyagolható, pl. 1000 kp és 10 m magasságnál  $P = 0,05$  kW. Az indításoknál fellépő nehézségek miatt 1,2–1,3 biztonsági tényezőt alkalmazunk.

$$P = 1,2 \dots 1,3 \left( \frac{V \cdot \Delta p_{\bar{o}}}{102 \cdot \eta_m} \right) \quad (\text{kW})$$

A bemenő  $v_{sz}$ , illetve kimenő  $v_{ny}$  sebesség a ventilátor geometriai méreteiből számítható.

A ventilátorok meghajtására általában a faiparban zárt szellőzésű, rövidre zárt forgórészű motort alkalmazunk, robbanásveszélyes gázok szállítása esetén robbanásbiztos kivitelű motort. A ventilátor meghatározásához szükséges főbb adatok:

$V$  a szállított levegőmennyiség,  $\text{m}^3/\text{h}$  vagy  $\text{m}^3/\text{s}$ ,

$\Delta p_{\bar{o}}$  a ventilátor összes nyomásemelkedése v. o. mm vagy  $\text{N}/\text{m}^2$ ,

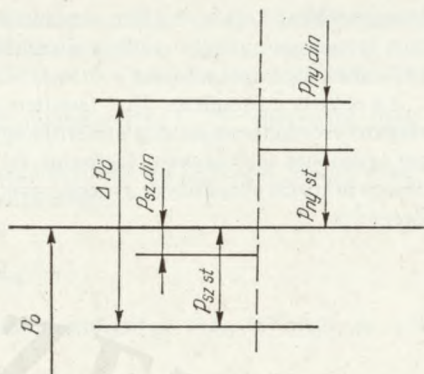
$\Delta p_{st}$  statikus nyomásemelkedés  $\text{N}/\text{m}^2$  (kp/ $\text{m}^2$ ),

$n$  fordulatszám (percenként) 1/min,

$P$  a ventilátorhoz szükséges teljesítményszükséglet (kW),

$\eta_m$  mechanikus hatásfok,

$A_{sz}$  és  $A_{ny}$  a szívó-, illetve nyomóníylás keresztmetszete ( $\text{m}^2$ ).



2-6. ábra. Összes és statikus nyomáskülönbség ábrája

### 2.3. A centrifugális ventilátor jelleggörbéje

A ventilátor fő jelleggörbéje megadja a szállítandó levegőmennyiség  $V(\text{m}^3/\text{s}$  vagy  $\text{m}^3/\text{h})$  és  $\Delta p_{st}$  vagy  $\Delta p_{\bar{o}}$  nyomás közötti összefüggést.

A ventilátor által szállított légmennyiséget adott ellenállású csővezeték esetén a jelleggörbe határozza meg. Azt a pontot, ahol a csővezeték jelleggörbéje ( $Zv^2$ ) metszi a ventilátor

jelleggörbáját ( $\Delta p_0$ ), a ventilátor munkapontjának ( $M$ ) nevezzük. Ezen pont által meghatározott levegőmennyiséget szállítja a ventilátor a hozzá tartozó nyomáskülönbség ellenében (2-7. ábra  $V_1$  és  $p_1$  pontjai).

Az elszívó csőrendszer által létesített statikus nyomásellenállás kifejezhető, ha az egész elágazó csőrendszert azonos átmérőjű egyetlen csővel helyettesítjük. Ha ebben a  $v_0$  sebességet egyenletes sebességként foghatjuk fel, akkor ezen egyetlen légcsatornában fellépő súrlódási és ütközési ellenállás ( $s_0$ ) megegyezik a számított elágazós főcsőcsatorna ellenállásával  $\Sigma(s_i + \zeta_i)$ .

$$p_{st} = \rho/2 \cdot v_0^2 \sum_{i=1}^n (s_i + \zeta_i)$$

$V = v_0 \cdot A_0$  ( $m^3/s$ ), ahol  $A_0$  helyettesítő csőcsatorna keresztmetszete ( $m^2$ -ben)

$$s_0 = \sum_{i=1}^n (s_i + \zeta_i)$$

$$p_{st} = p_0 = \rho/2 \cdot \left(\frac{V}{A_0}\right)^2 \cdot s_0, \quad \text{ahol } Z = \sum_{i=1}^n (s_i + \zeta_i) \frac{\rho}{2 \cdot A_0^2}$$

$$p_{st} = Z \cdot V^2$$

$Z$ -t a szállítórendszer ellenállási számának nevezzük. Grafikusan ábrázolva parabola alakú görbét ad.

Az egyetlen csővel való helyettesítéskor  $A_0$  számítható, így  $v_0$  is az.

$$A_0^2 = \rho/2 \frac{V^2}{p_{st}} \sum_{i=1}^n (s_i + \zeta_i)$$

$$A_0 = \frac{V}{4,05} \sqrt{\frac{s_0}{p_{st}}}$$

innen

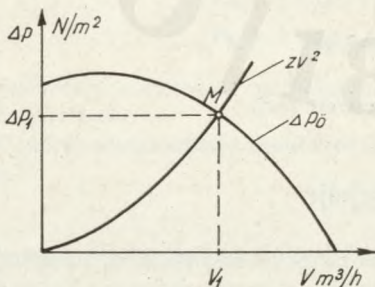
$$v_0 = \frac{V}{A_0} \quad (\text{m/s})$$

$$\rho/2 = \frac{\gamma}{g} = \frac{1,135}{18,62} = 16,4 \approx 16 \quad \text{értéke } p = 735,559 \text{ torr nyomáson, } t = 20^\circ \text{C-on.}$$

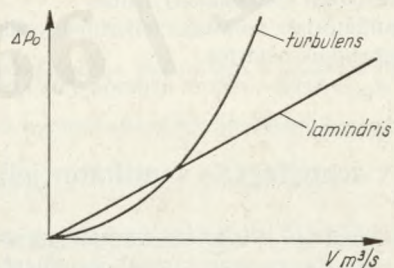
$$\sqrt{\rho/2} = 4,05 \approx 4;$$

A rendszer légmennyiségét,  $V$ -t ( $m^3/s$ ), számítás alapján ismertnek tételezzük fel.

A csővezeték jelleggörbéje csak turbulens áramlásnál, azaz  $v^2$ -nél parabola alakú. Lamináris áramlásnál egyenes. Ilyen áramlás lép fel kis légsebességek mellett a szellőzéskor és a szűrőknél.



2-7. ábra. Ventilátor fő jelleggörbéje



2-8. ábra. Lamináris és turbulens áramlás jelleggörbéje

A ventilátorgörbék a különböző lapátozások esetén más és más jellegűek. Vizsgáljuk meg ideális esetben áramlási veszteségek nélkül a jelleggörbe alakját.

Ha az Euler-féle egyenletben  $v_{1u} = 0$ , vagyis perdületmentes belépést tételezünk fel, azaz a járókerékbe belépő közeg radiális, akkor a veszteség nyomásértéke a  $\frac{v_{2u}}{u_2}$  viszonytól függ.

Az egyenletből az is következik, hogy állandó nagyságú és fordulátú járókerék mellett a legnagyobb nyomásemelkedést az EH lapátozású ventilátor adja.

Az Euler-féle képletből látható ennek igazolása.

$$\Delta p_{id} = \rho \cdot v_{2u} \cdot u_2.$$

A sebességháromszögből következik:

$$\frac{v_{2u}}{u_2} > 1 \text{ EH növekvő,}$$

$$\frac{v_{2u}}{u_2} = 1 \text{ R állandó,}$$

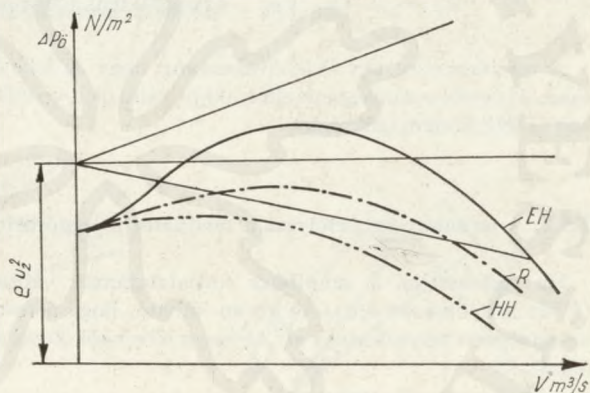
$$\frac{v_{2u}}{u_2} < 1 \text{ HH csökkenő tendenciájú növekvő légmennyiség mellett.}$$

Forgácscsállításhoz ez a lapátkiképzés nem megfelelő, mert a nagyobb forgácsot az előrehajló lapát könnyen becsípi. Ezért ott, ahol a járókeréken a forgács átmegy, inkább radiális vagy hátrahajló lapátozást írnak elő.

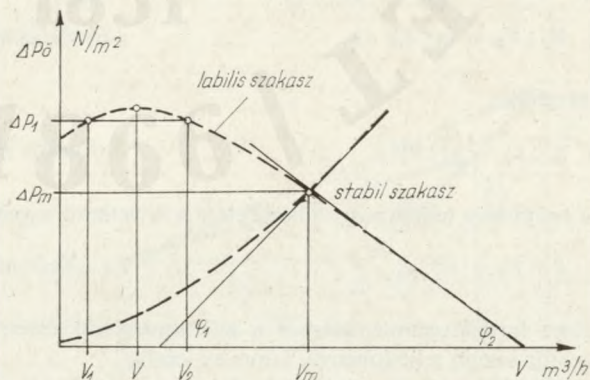
A tényleges nyomásemelkedés mindhárom lapátozásnál a veszteségekkel kisebb így a jelleggörbék is ennek megfelelően alakulnak. A legnagyobb veszteség az előrehajló lapátozású ventilátornál lép fel, mert  $v_2$  ott a legnagyobb, és a veszteségek  $\rho/2 v_2^2$ -tel arányosak. Ezért e ventilátor hatásfoka a legrosszabb.

A 2-9. ábrán látható, hogy a görbék egy pontban maximumot érnek el. Ez a maximum a görbét két részre osztja. Így az EH és R lapátozású ventilátornál ugyanazon nyomásértékhez két légmennyiség is tartozhat. Ezért ezt a részt labilis szakasznak nevezzük. Méretezni a stabil szakaszra kell. Általában a munkapont akkor van a stabil szakaszon, ha a csőcsatorna jelleggörbéjének a munkapontban vizsgált iránytangense ( $\varphi_1$ ) nagyobb a ventilátor jelleggörbéjének az iránytangensénél ( $\varphi_2$ ) (2-10. ábra).

A ventilátor működtetésekor, ha a csőrendszer ellenállása változik, pl. egy gépet lezárnak,

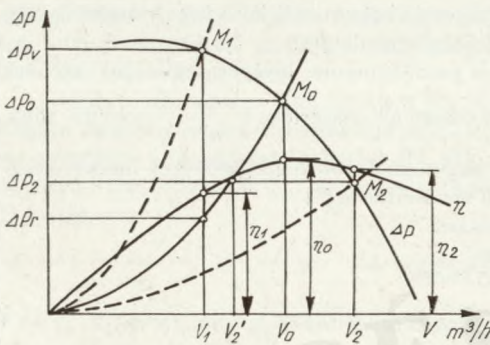


2-9. ábra. Ventilátor jelleggörbéje ideális és üzemi esetben



2-10. ábra. Jelleggörbe labilis és stabil szakasza





2-11. ábra. Változó munkapontok a jelleggörbén

gépek lezárása esetén — a közelebb eső légcsatornán több levegőt szív be a ventilátor a kisebb nyomásellenállás miatt.

A rendszer igyekszik kiegyenlíteni ezeket a különbségeket, mert pl. nagyobb levegőmennyiség beáramlásakor nő a dinamikus faktor is [a légsebesség ( $v$ ) növekedésével], illetve ennek megfelelően  $p_0$  is. A változás kihatása a teljesítményszükségletre nem jelentős; az  $M_1$  pont felé nő, az  $M_2$  pont felé csökken a teljesítményigény, mert

$$V_1 : V_2 = \sqrt{p_1} : \sqrt{p_2} \quad \text{arány áll fent a jelleggörbe két pontja között.}$$

A munkapontot úgy kell kiválasztani, hogy az lehetőleg a hatásfokgörbe maximumára essen. Ha ettől a munkapont eltér, akkor változik a ventilátor ( $\eta_m$ ) hatásfoka és nő vagy csökken a teljesítményszükséglet.

### 2.3.1. A fordulatszám befolyása a ventilátor jelleggörbéire

Ha változtatjuk a ventilátor fordulatszámát, változik a szállított levegő mennyisége ( $V$ ) és a nyomása ( $\Delta p_0$ ). Az ábrán látható, hogy a fordulatszám változtatásával a görbék kongruensen helyezkednek el. Az egyes jellemzők közti összefüggést a következő egyenletek fejezik ki:

a légmennyiségre vonatkozóan:

$$V_1 : V_2 = n_1 : n_2 \quad \text{az arány egyenes,}$$

nyomásra

$$p_1 : p_2 = n_1^2 : n_2^2 \quad \text{az arány négyzetes,}$$

a ventilátor teljesítményszükségletére a következő egyenlet szerint

$$P_1 : P_2 = n_1^3 : n_2^3 \quad \text{a teljesítmény köbösen nő,}$$

ezért fordulatszám-emeléskor a teljesítményszükségletet utána kell számolni, mert ha a motor kisebb teljesítményű, könnyen leéghet.

Kísérleteztek változtatható fordulató motorokkal is, de ezek a faiparban nem váltak be, mert az elszívási teljesítményszükséglet folyamatos üzemeléskor állandó.

A  $V$  és  $\Delta p$  közötti összefüggést az előbbi egyenletekből meghatározhatjuk.

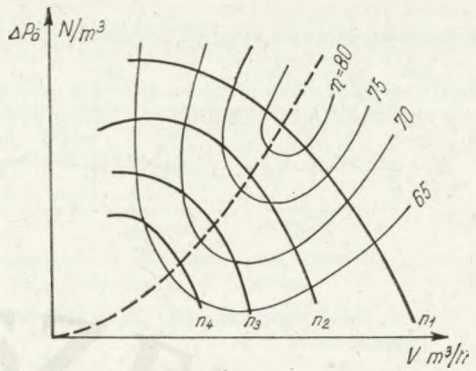
$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{és} \quad \frac{p_1}{p_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^2, \quad \text{ebből adódik az előbb}$$

ismertetett arány:

$$V_1 : V_2 = \sqrt{p_1} : \sqrt{p_2}$$

2-12. ábra. Fordulatszám befolyása a jelleggörbére

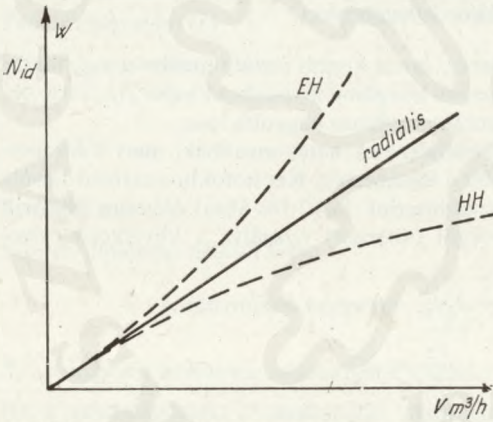


### 2.3.2. A teljesítménygörbék alakulása különböző lapátózás esetén

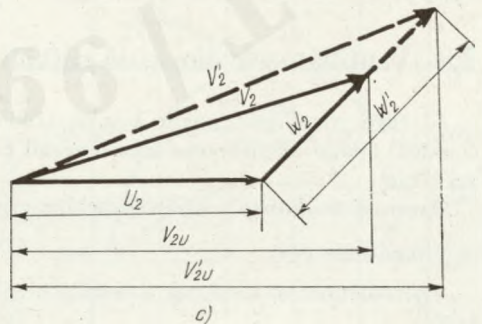
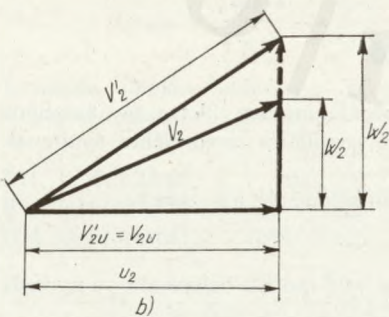
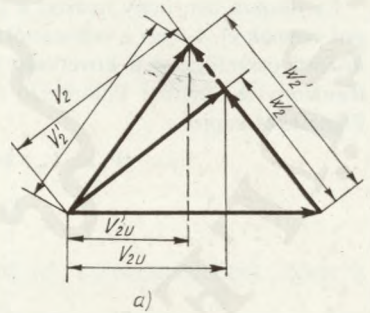
Az ideális jelleggörbék alapján az ideális teljesítményszükségletet is ábrázolhatjuk.

$$P_{id} = V \cdot p_{id} \text{ (Nm/s)}$$

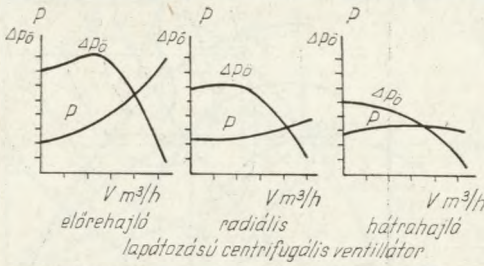
A különböző lapátózásoknál  $p_{id}$  függ  $v_{2u}$  alakulásától, így  $P_{id}$  is változó. Az ábrán látható, hogy az EH lapátózásnál a teljesítményszükséglet a levegőmennyiséggel növekszik. Ennek oka a sebességháromszögek kialakulásával magyarázható.



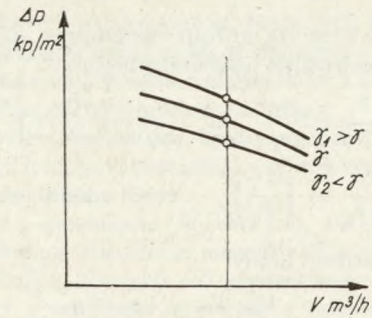
2-13. ábra. Teljesítményszükséglet-görbe alakulása



2-14. ábra. Sebességháromszögek alakulása növekvő levegőmennyiségnél



2-15. Teljesítményszükséglet görbéi különböző lapátózásoknál



2-16. ábra. Levegőfajsúly befolyása a jelleggörbére

A hátrahajló lapátózásnál a növekvő légmennyiséggel a  $w_2$   $w'_2$ -re nő. Ez esetben a  $v'_{2u}$   $v_{2u}$ -re csökken. Euler törvénye értelmében  $p_{id}$  kisebb lesz.

Radiális lapátózásnál  $v_{2u}$  változatlan marad.

Előrehajló lapátózásnál  $v'_{2u}$   $v_{2u}$  ezért a  $p_{id}$  is nő, s ezzel együtt nő  $P_{id}$  is.

A veszteségeket is figyelembe véve, a görbék alakulását a 2-15. ábrák mutatják.

A görbék közül látható, hogy EH lapátózású ventilátort zárt csőrendszer vagy fojtás nélkül kipróbálni nem szabad, mert leéghet. Legüzembiztosabb ilyen szempontból a HH lapátózású ventilátor.

### 2.3.3. A levegő fajsúlyának befolyása a ventilátor-jelleggörbére

A levegő fajsúlya is befolyásolja a jelleggörbét, mivel kisebb fajsúly mellett a  $p_{din}$  faktor kisebb lesz, tehát a nyomás csökken, így ugyanazon levegőmennyiséghez kisebb  $\Delta p_0$  tartozik. Ha a levegő fajsúlya nagyobb a számított adatnál, a nyomás nagyobb lesz.

Ez okozza azt, hogy nyáron a porelszívó berendezések hatékonyabbak, mert több levegőt szívnak el, s ezért a csővezetékben nagyobb a légsebesség. Két hőfokhoz tartozó fajsúly közötti összefüggést a következő képlettel számíthatjuk ki (2-16. ábra). Azonos elszívott légmennyiség mellett különböző fajsúlyú levegőt (közeget) vizsgálva a következő összefüggéseket kapjuk:

$$V_1 = V = V_2 \text{ és } \gamma_1 \neq \gamma \neq \gamma_2, \text{ az egyes viszonyítások}$$

$$\frac{p_1}{p} = \frac{\gamma_1}{\gamma} \quad \frac{p_2}{p} = \frac{\gamma_2}{\gamma}$$

$$\frac{P_1}{P} = \frac{\gamma_1}{\gamma} \quad \frac{P_2}{P} = \frac{\gamma_2}{\gamma}$$

## 2.4. Ventilátorok dimenzió nélküli jellemzői

Az egyes ventilátortípusok közötti különbségek megállapítására, illetve egy alaptípus (modell) adatai alapján más teljesítményű és nagyságú ventilátor tervezéséhez nyújtanak segítséget.

Hazai viszonylatban a legelterjedtebb dimenzió nélküli jellemzők: a  $\varphi$ ,  $\psi$  és  $\lambda$ .

Nyomásszám ( $\psi$ )

A perdületmentes közegnek a ventilátor járókerekebe való radiális belépésekor a nyomás értéke

$$\Delta p_0 = \rho \cdot \eta_h \cdot v_{2u} \cdot u_2$$

A felsorolt mennyiségek közül a  $\Delta p_{\delta}$  értéke  $\left(\frac{v_{2u}}{u_2}\right)$  viszonytól függ, és hasonló geometriai formájú, kiképzésű, de különböző méretű ventilátoroknál ez a szám azonos lehet. Mivel  $\Delta p_{\delta}$  és  $p_{st}$  jellegükben azonosak, egyaránt alkalmazható jellemzésükre a következő  $\psi$  nyomásszám ( $\psi$ ).

$$\psi = \frac{\Delta p_{\delta}}{\frac{\gamma}{2g} \cdot u_2^2}, \quad \text{illetve} \quad \psi_{st} = \frac{p_{st}}{\frac{\gamma}{2g} \cdot u_2^2},$$

ha  $\left(\frac{\gamma}{2g}\right) \cdot \frac{1}{16}$  helyettesítjük

$$\psi_{st} = 16 \cdot \frac{\Delta p_{\delta}}{u_2^2}$$

*Szívás vagy mennyiségi szám ( $\varphi$ )*

A ventilátoron átáramló levegőmennyiséget az átáramlási keresztmetszet és a sebesség szorzatából kapjuk meg. Az átáramlási keresztmetszet arányos a járókerék külső átmérőjéből ( $D_2$ ) számított felülettel. Ezen megfontolás alapján

$$\varphi = \frac{V(\text{m}^3/\text{s})}{\frac{D_2^2 \cdot \pi}{4} \cdot u_2}$$

*Teljesítményszám ( $\lambda$ )*

$\lambda = \varphi \cdot \psi$  szorzatból áll:

$$\lambda = \frac{P_0}{\rho/2 \cdot u_2^3 \cdot \frac{D_2^2 \cdot \pi}{4}}$$

*Hatásfokszám ( $\eta$ )*

Szintén dimenzió nélküli szám.

$$\eta = \frac{\Delta p_{\delta} \cdot V}{P_0} = \frac{\psi \cdot \varphi}{\lambda}$$

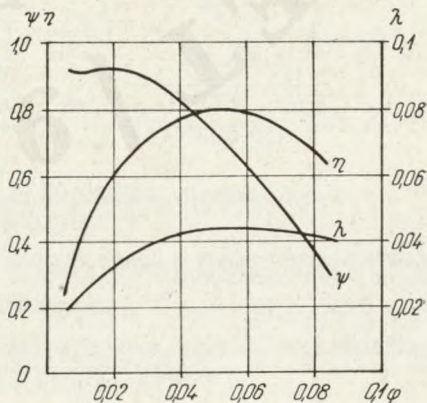
$P_0$  a tengelyen bevezetett teljesítményt jelenti.

Ha a veszteségekben a mechanikai veszteség is szerepel (pl. csapágysúrlódás), akkor a hatásfok a ventilátorra mint gépre vonatkozik, ez esetben

$$\eta_{\text{vent}} = \frac{\Delta p_{\delta} \cdot V}{P_{\text{vent}}} = \frac{\psi \cdot \varphi}{\lambda_{\text{vent}}}$$

Irodalom alapján általános  $\varphi$ - és  $\psi$ -értékekre a következő adatokat közlöm:

	$\varphi$	$\psi$
EH lapátózásnál	max 0,6	$\sim 2,0$
R lapátózásnál	$\sim 0,2$	$\sim 1,2$
HH lapátózásnál	0,04...0,2	0,4...0,8



2-17. ábra. Dimenzió nélküli jellemzők görbéi (HH ventilátor)

A gyakorlatban a megadott értékekkel számított és tervezett kis modellnél a  $\varphi$ - és  $\psi$ -értékeket bemérik és diagramban is feltüntetik.

A diagram segítségével a modellventillátor méretei alapján a dimenzió nélküli jellemző felhasználásával más műszaki paraméterű ventillátort is lehet tervezni. A számítás menetét a következőkben mutatom be:

$$\varphi = \frac{V}{\frac{D_2^3 \cdot \pi}{4} \cdot u_2} \quad \text{emeljük négyzetre} \quad \varphi^2 = \frac{V^2}{\frac{D_2^4 \cdot \pi^2}{16} \cdot u_2^2}$$

innen

$$V^2 = \varphi^2 \cdot \frac{D_2^4 \cdot \pi^2}{16} \cdot u_2^2$$

$$\psi = \frac{\Delta p_{\delta}}{\varrho/2 \cdot u_2^2}$$

ahonnan  $\Delta p_{\delta} = \psi \cdot \varrho/2 \cdot u_2^2$

Képezzük a  $V^2/p_{\delta}$  viszonyt

$$\frac{V^2}{\Delta p_{\delta}} = \frac{\varphi^2 \cdot D_2^4 \cdot \pi^2 \cdot u_2^2}{16 \cdot \varrho/2 \cdot u_2^2 \cdot \psi} \quad \text{egyszerűsítve és átrendezve}$$

$$D_2^4 = \frac{\psi \cdot V^2}{\Delta p_{\delta} \cdot \varphi^2 \cdot \pi^2}$$

$$D_2 = \sqrt[4]{\frac{\psi \cdot V^2}{\Delta p_{\delta} \cdot \varphi^2 \cdot \pi^2}}$$

megadja valamilyen csőrendszerre a számított  $V$  és  $\Delta p_{\delta}$  műszaki adataira a szükséges járókerék adatait. A többi méretet egy viszonyítási számmal át lehet venni a modellventillátorról. A viszonyítási szám ( $\varepsilon$ ):

$$\varepsilon = \frac{D_2}{D_2 \text{ modell}}$$

**Példa.** Ha a számított porszivó berendezésre a kapott értékek pl.

$$V = 3600 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta p_{\delta} = 150 \text{ v.o. mm}$$

$$D_{2m} = 500 \text{ mm}$$

$$D_2 = \sqrt[4]{\frac{\psi \cdot V^2}{\rho \cdot \varphi^2 \cdot \pi^2}}$$

$$D_2 = \sqrt[4]{\frac{0,73 \cdot 1^2}{150 \cdot 0,13^2 \cdot 3,14^2}}$$

$$\left. \begin{array}{l} \varphi = 0,13 \\ \psi = 0,73 \\ \eta = 0,85 \end{array} \right\} \text{ a modellventillátor grafikonjából}$$

$$D_2 = \sqrt[4]{\frac{0,73}{150 \cdot 0,017 \cdot 9,8}} = \sqrt[4]{\frac{0,73}{25}} = \sqrt[4]{0,0292}$$

$$D_2 = 0,413 = 413 \text{ mm}$$

$$\Delta p_{\delta} = \psi \cdot \varrho/2 \cdot u_2^2$$

$$u_2^2 = \frac{p_{\delta}}{\psi \cdot \varrho/2} = \frac{150 \cdot 16}{0,73} = \frac{2400}{0,73} = 3288$$

$$u_2 = \sqrt{3288} = 57,3 \text{ m/s}$$

$$u_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$n = \frac{60 \cdot u_2}{D_2 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 57,3}{0,413 \cdot 3,14} = 2651 \text{ f/min}$$

Ellenőrzés:

$$V = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot u_2 \cdot \varphi = 0,134 \cdot 57,3 \cdot 0,13 = 0,998 = 1 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Delta p_0 = \psi \cdot \rho / 2 \cdot u_2^2 = 0,73 \cdot \frac{1}{16} \cdot (57,3)^2 = 149,8 \cong 150 \text{ kp/m}^2$$

A geometriai alak alapján való átszámítás:

$$\varepsilon = \frac{413}{500} = 0,826. \text{ Ezzel beszorozzuk a modellventillátor méreteit.}$$

#### 2.4.1. Modellventillátor alapján megközelíthető összefüggések

Azonos  $\varphi$  és  $\psi$  dimenzió nélküli jellemzők esetén más összefüggések is fennállnak két azonos típusú gép között. Jelöljük a modellventillátor értékeit  $m$ , a számított gép jellemzőit  $O$  indexszel:

$$V_0 = \varphi \frac{D_{02}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{D_{02} \cdot \pi \cdot n_0}{60}$$

$$V_m = \varphi \frac{D_{m2}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{D_{m2} \cdot \pi \cdot n_m}{60}$$

$$\text{innen } \frac{V_0}{V_m} = \left( \frac{D_{02}}{D_{m2}} \right)^3 \cdot \frac{n_0}{n_m}$$

$$\frac{V_0}{V_m} = \left( \frac{D_{02}}{D_{m2}} \right)^3 \cdot \frac{n_0}{n_m}$$

ahol  $D_{02}$  és  $D_{m2}$  a két ventillátor járókerekeinek külső átmérőjét jelenti.

$$\frac{\Delta p_0}{\Delta p_m} = \frac{\rho_0}{\rho_m} \cdot \left( \frac{D_{02}}{D_{m2}} \right)^2 \cdot \left( \frac{n_0}{n_m} \right)^2$$

$$\frac{P_0}{P_m} = \frac{\rho_0}{\rho_m} \cdot \left( \frac{D_{02}}{D_{m2}} \right)^5 \cdot \left( \frac{n_0}{n_m} \right)^3$$

A  $\frac{\rho_0}{\rho_m}$  kifejezés a ventillátorok által szállított közegek sűrűségének viszonyát jelenti.

Ha  $\frac{\rho_0}{\rho_m} = 1$  és azonos nagyságú ventillátorokról van szó, akkor a képlet visszavezethető az egy gépnél előálló fordulátváltozások törvényszerűségeire.

Az említett törvényszerűségek azon feltételezés mellett érvényesek, hogy  $R_e$  megközelítőleg azonos. A nagyobb  $R_e$ -eltérések befolyással vannak a  $\psi = f(\varphi)$  görbére is.

## 2.5. Centrifugális ventillátorok veszteségei

A veszteségek számításakor három részt különböztetünk meg.

A veszteségek egy része

- csökkenti a nyomásemelkedést,
- növeli a meghajtás teljesítményszükségletét,
- a szállított levegőmennyiséget csökkenti a résvesztésig.

### 2.5.1. Nyomásemelkedést csökkentő veszteségek

a) a beszívónyílásban a 90°-os irányváltoztatás következtében fellépő veszteség (2-18/a ábra):

$$p_1 = \zeta_{iv} \cdot v_{1m}^2 \cdot \rho / 2, \quad \text{ahol} \quad \zeta_{iv} \approx 0,3 \dots 0,5;$$

b) a járókerékben a közegáramlás közben fellépő súrlódásos veszteség:

$$p_2 = \zeta_k \cdot w_1^2 \cdot \rho / 2,$$

ahol  $\zeta \approx 0,4$ ;

c) csigaházban fellépő veszteség:

$$p_3 = p_{cs} = \rho / 2 \cdot \left( \frac{1}{1 + \zeta_{cs}} \right) \cdot (v_{2m}^2 + \zeta_{cs} v_2^2),$$

ahol  $\zeta_{cs} = 0,3$

A ventillátor nyomásemelkedését csökkentő veszteségek:

$$\Delta p_{\delta} = p_{id} - p_v$$

$$p_v = p_1 + p_2 + p_3$$

$$\eta_{hidr} = \frac{\Delta p_{\delta}}{p_{id}}$$

### 2.5.2. A teljesítményszükségletet növelő veszteségek

a) Tárcsásúrlódás következtében fellépő veszteség:

$$P_t = \beta \cdot u_2^3 \cdot D_2^2 \cdot \gamma_1 \cdot 10^{-6} \text{ (LE)},$$

ahol  $D_2$  a járókerék átmérője (m),

$u_2$  a kerületi sebesség (m/s),

$\gamma_1$  a fajsúly (kp/m<sup>3</sup>),

$\beta = 1 \dots 1,2$  biztonsági tényező.

Ezt a veszteséget a járókerék forgása közben a levegő által okozott súrlódás okozza.

b) A belépő levegőt forgásba kell hozni, ez az ún. előperdítéshez szükséges nyomaték.

$$M = \rho \cdot V \cdot v_{1u} \cdot \frac{D_0}{2}; \quad M = 974 \frac{P_p}{n}$$

$$P_p = \frac{\rho \cdot V \cdot v_{1u} \cdot D_0 \cdot n}{2 \cdot 974} \text{ (kW)}$$

### 2.5.3. A járókerék és a szívócsonk közötti rés által okozott levegővesztés

A szállított levegő kis része a járókerék nagynyomású teréből visszaáramlik a járókerék és a szívócsonk közötti résen. Ez csökkenti a légszállító képességet.

A számítás azon az elven alapszik, hogy a két tér közötti nyomáskülönbség és a rés keresztmetszete meghatározza a résen átáramló levegő sebességét, és ebből számítható a visszaáramló levegő mennyisége.

$$v_r = 4,05\sqrt{p_2 - p_1} \text{ (m/s),}$$

ahol  $p_2$  a nyomásoldalon levő nyomás értéke,  
 $p_1$  a szívott oldalon levő nyomásérték.

Ténylegesen szállított légmennyiség:

$$V_{\text{rés}}(\text{m}^3/\text{s}) = A_r \cdot v_r \cdot \mu,$$

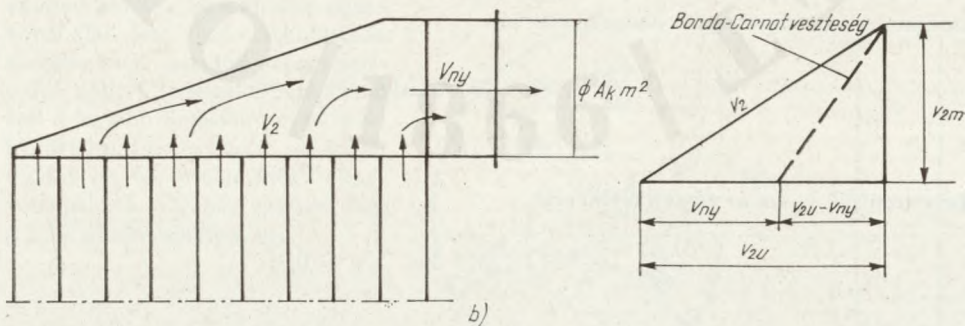
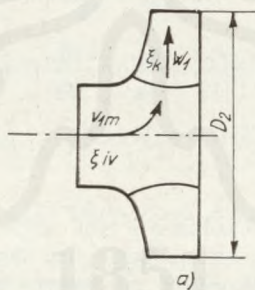
ahol  $A_r$  a rés keresztmetszete,  
 $\mu$  a kontrakciós tényező ( $\mu = 0,60 \dots 0,9 \dots 0,95$ )

### 2.5.4. A csigaház veszteségének számítása és a csigaház kialakítása

A csigaház a járókerékből kilépő levegő (közeg) sebessége által létrehozott dinamikus nyomást alakítja át részben statikus, részben dinamikus nyomássá ( $\rho/2 \cdot v_{ny}^2$ ) és diffúzor-szerű kiképzéssel összegyűjti a lapátokból kiáramló levegőt. A tervezést és számítást KOSZTOSKIN után ismertetem.

A csigaházban kétféle veszteség lép fel:

- a) súrlódásos veszteség,
- b) Borda—Carnot veszteség a csigaház diffúzorszerű kitágulása nyomán.



2-18. ábra. A csigaház vesztesége

a) a súrlódásos veszteség, b) a Borda—Carnot veszteség jellemzői



A véges számú lapátokból kilépő  $v_2$  a csigaházban  $v_{ny}$  értékére lassul le. A  $v_{ny}$  a ventilátor nyomócsonkjából kilépő sebesség értéke. Ha  $v_{ny}$ -t egyenletes értékűnek tételezzük fel, ez azt jelenti, hogy a csigaház keresztmetszetei egyenletesen bővülnek a járókerék mentén az  $A_k$  keresztmetszeti értékéig. Eközben keletkezik

a) súrlódásos veszteség:

$$p_s = \zeta_{cs} \cdot v_{ny}^2 \cdot \rho / 2,$$

ahol tapasztalati értékek szerint  $\zeta_{cs} = 0,3$

b) Borda—Carnot veszteség:

$$p_B = [v_{2m}^2 + (v'_{2u} - v_{ny})^2] \cdot \rho / 2$$

Az összes veszteség a csigaházban

$$p_{cs} = \rho / 2 \cdot [v_{2m}^2 + (v_{2u} - v_{ny})^2 + \zeta v_{ny}^2]$$

$$p_{cs} = \rho / 2 \cdot [v_{2m}^2 + v_{2u}^2 - 2v_{2u} \cdot v_{ny} + v_{ny}^2 + \zeta_{cs} v_{ny}^2].$$

A csigaház hatásfokát a lapátokból kiáramló  $p_{din}$  és  $p_{cs}$  viszonyszáma adja meg.

$$\eta_{cs} = \frac{p_{din} - p_{cs}}{p_{din}} = \rho / 2 \cdot \frac{(v_{2m}^2 + v_{2u}^2) - [(v_{2m}^2 + v_{2u}^2) - 2v_{2u} \cdot v_{ny} + v_{ny}^2(1 + \zeta_{cs})]}{v_2^2}$$

$$p_{din} = \rho / 2 \cdot v_2^2 = \rho / 2 \cdot (v_{2m}^2 + v_{2u}^2)$$

$$\eta_{cs} = \frac{2v_{2u} \cdot v_{ny} - v_{ny}^2(1 + \zeta_{cs})}{v_2^2} = \frac{2v_{2u} \cdot v_{ny}}{v_2^2} - \frac{v_{ny}^2(1 + \zeta_{cs})}{v_2^2}$$

$$\eta_{cs} = 2v_{2u} \cdot \frac{v_{ny}}{v_2} - \frac{v_{ny}^2}{v_2^2} (1 + \zeta_{cs})$$

$$\eta_{cs} = 2 \frac{v_{2u}}{v_2} \cdot \frac{v_{ny}}{v_2} - \frac{v_{ny}^2}{v_2^2} (1 + \zeta_{cs})$$

$$\text{legyen } x = \frac{v_{ny}}{v_2} \quad \text{és} \quad y = \frac{v_{2u}}{v_2}$$

$$\eta_{cs} = 2 \cdot x \cdot y - x^2(1 + \zeta_{cs})$$

Ha a hatásfok optimumát keressük, akkor  $\frac{v_{ny}}{v_2}$  viszonyt kell figyelembe vennünk. Ennek optimuma a dx szerinti diff. hányadosnál van.

$$\frac{d\eta_{cs}}{dx} = 2y - 2x(1 + \zeta_{cs}) = 0$$

$$y = x(1 + \zeta_{cs})$$

helyettesítsük vissza az eredeti értékeket

$$\frac{v_{2u}}{v_2} = \frac{v_{ny}}{v_2} (1 + \zeta_{cs}), \quad \text{ha} \quad \zeta_{cs} = 0,3$$

$$v_{ny} = \frac{v_{2u}}{1,3}$$

Ezt az értéket helyettesítsük vissza az eredeti képletbe.

$$\eta_{\text{opt}} = 2y \cdot x - x^2(1 + \zeta_{cs}) = \frac{2y^2}{(1 + \zeta_{cs})} - \frac{y^2}{(1 + \zeta_{cs})^2} \cdot (1 + \zeta_{cs})$$

$$\eta_{\text{opt}} = \frac{y^2}{(1 + \zeta_{cs})} = \left( \frac{v_{2u}}{v_2} \right)^2 \cdot \frac{1}{(1 + \zeta_{cs})}$$

A csigaház hatásfokát a  $\left( \frac{v_{2u}}{v_2} \right)$  viszony határozza meg.

A csigaház nyomáscsökkenő vesztesége az említett értékek figyelembevételével:

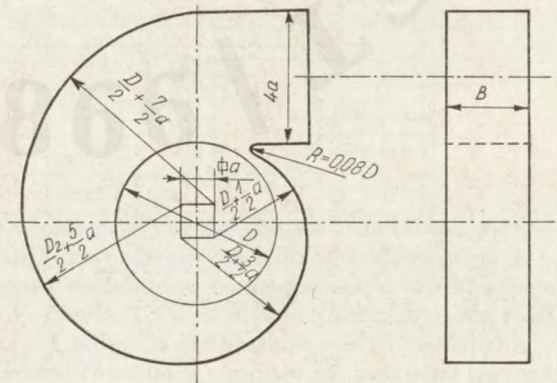
$$\begin{aligned} p_{cs} &= \rho/2 [v_{2m}^2 + (v_{2u} - v_{ny})^2 + \zeta_{cs} \cdot v_{ny}^2] \\ p_{cs} &= \rho/2 \left[ v_{2m}^2 + \left( v_{2u} - v_{2u} \frac{1}{(1 + \zeta_{cs})} \right)^2 + \zeta_{cs} \left( \frac{v_{2u}}{(1 + \zeta_{cs})} \right)^2 \right] = \\ &= \rho/2 \left[ v_{2m}^2 + \left( v_{2u} \frac{\zeta_{cs}}{1 + \zeta_{cs}} \right)^2 + \frac{\zeta_{cs}}{(1 + \zeta_{cs})^2} \cdot v_{2u}^2 \right] = \\ &= \rho/2 \left[ v_{2m}^2 + v_{2u}^2 \frac{\zeta_{cs}(\zeta_{cs} + 1)}{(1 + \zeta_{cs})^2} \right] \\ p_{cs} &= \rho/2 \left[ v_{2m}^2 + v_{2u}^2 \left( \frac{\zeta_{cs}}{(1 + \zeta_{cs})} \right) \right] = \rho/2 \frac{1}{(1 + \zeta_{cs})} [v_{2m}^2 + \zeta_{cs}(v_{2m}^2 + v_{2u}^2)] \\ p_{cs} &= \frac{\rho}{2(1 + \zeta_{cs})} (v_{2m}^2 + \zeta_{cs}v_2^2) \end{aligned}$$

Ha  $\rho/2 = \frac{1}{16}$ ;  $\left( \frac{1}{(1 + \zeta_{cs})} \right) = 0,77$ ;  $\zeta_{cs} = 0,3$ , akkor

$$p_{cs} = 0,048 (v_{2m}^2 + 0,3v_2^2)$$

### A csigaház kialakítása

A közölt levezetés alapján láthatjuk, hogy a csigaház lényeges szerkezeti része a ventillátornak, és a kiterített palást alapján való vizsgálat csak akkor érvényes, ha áramlástanilag helyesen képezik ki a bővülő csatornaszakaszt. Elméleti úton bizonyítható, hogy ennek az áramvonalnak a logaritmikus csigavonal alak felel meg. A kutatások azonban nem igazolták ezt egyértelműen, ezért kísérletekkel és méréssel kell a legjobb hatásfokú csigaházat kialakítani. Egy egyszerű szerkezeti módot, az ún. archimedészi csigavonalpalástú csigaház szerkesztését a 2-19. ábrán mutatom be.



2-19. ábra. Archimedészi csigavonalpalástú csigaház

## 2.6. Ventilátorok kiválasztása

A számítások alapján megállapítjuk az elszívóberendezés ventilátorának két fő jellemző adatát, a szállítandó légmennyiséget és a csőrendszer ellenállását. Ez megadja a ventilátor munkapontját, és ehhez kell kiválasztani vagy megtervezni a megfelelő ventilátort.

Megkülönböztetünk *típus-* és *egyedik gyártású ventilátorokat*. A típusventilátorokat sorozatban gyártják. Ezek jellemző műszaki adatait, jelleggörbéit, nagyságát fordulatszám szerint a nyomásemelkedés és szállítandó légmennyiség függvényében és a beépítési méreteit a hazai ventilátort gyártó cégek (Szellőzőművek, FÜTŐBER, Hafe-OB) katalógusai tartalmazzák.

Az egyedi gyártású ventilátorok a megadott műszaki adatoknak megfelelően tervezett és legyártott gépek. A gyakorlatban ezek ritkák, ajánlatos a nagy gépgyárak jól bevált típusait alkalmazni, ezért a könyvben ventilátorméretezéssel nem foglalkozom.

A ventilátor megrendezésekor a típusventilátorokra meg kell adni:

- az előállítandó statikus nyomáskülönbséget ( $p_{st}$ , v. o. mm),
- a szállítandó levegő vagy gáz mennyiségét ( $V$ ,  $m^3/h$  vagy  $m^3/s$ ),
- a minőségi jellemzőket (hőfok, fajsúly, nedvesség stb.),
- por- és forgácselszíváskor a szállítandó anyag fajtáját, továbbá a hajtás módját, a meghajtógép adatait,
- a csőtervnek megfelelő házállást.

Ezen utóbbi esetben a Szellőzőművek után a 2-20. ábrán látható jelöléseket kell felhasználni.

Egyedi ventilátor megrendelésekor az említett adatokon kívül meg kell adni a kívánt lapátoszási irányt, statikus nyomásnál — ha az 200 v. o. mm-nél nagyobb — azt, hogy a szállítás szívó- vagy nyomócsőben történik, az üzemi viszonyokat, a terhelések esetleges szélső értékeit, különböző fordulatszámon üzemeltetett ventilátoroknál a leggyakrabban használt fordulatszámot.

Kiköthető a ventilátor hatásfoka is, továbbá esetleges több ventilátor párhuzamos vagy soros működtetése esetén felmerülő különleges kívánások.

Az előbb számított példa adatai alapján — mint a 2-21. ábrán láthatjuk — munkapontunk a jelleggörbe laposabb részére esik, ami még elfogadható, de a nagyobb hatásfokú üzemeltetés a lefelé futó ág közepén van. A munkapont nem esik az ábrán megadott fordulatszámra, ebben az esetben a legközelebbi fordulatszámhoz tartozó (1630 f/min) görbén az affinegyenes segítségével kikeressük a munkaponton való üzemeltetés megfelelőjét ( $M'$ ).

Ennek a pontnak jellemzői:

$$p_{st} = 180 \text{ v. o. mm}$$

$$V = 2850 \text{ m}^3/h$$

A fordulatszámot a 2.31. fejezet  $a$  és  $b$  pontja alatt ismertetett képletekkel számíthatjuk át.

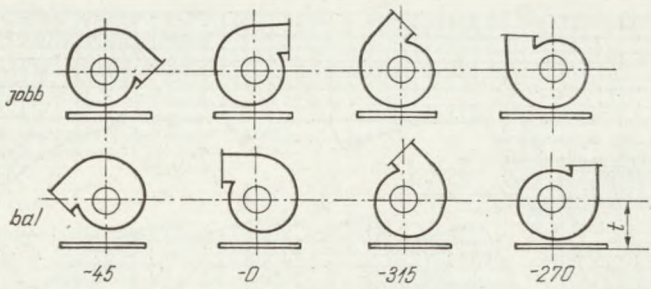
$$\frac{V}{V'} = \frac{3000}{2850} = 1,0526$$

$$n = n' \cdot \frac{V}{V'} = 1,0526 \cdot 1630 = 1716 \text{ f/min}$$

E fordulatszámnak megfelelően kell a hajtómotor és a ventilátor ékszíjtárcsáit méretezni.

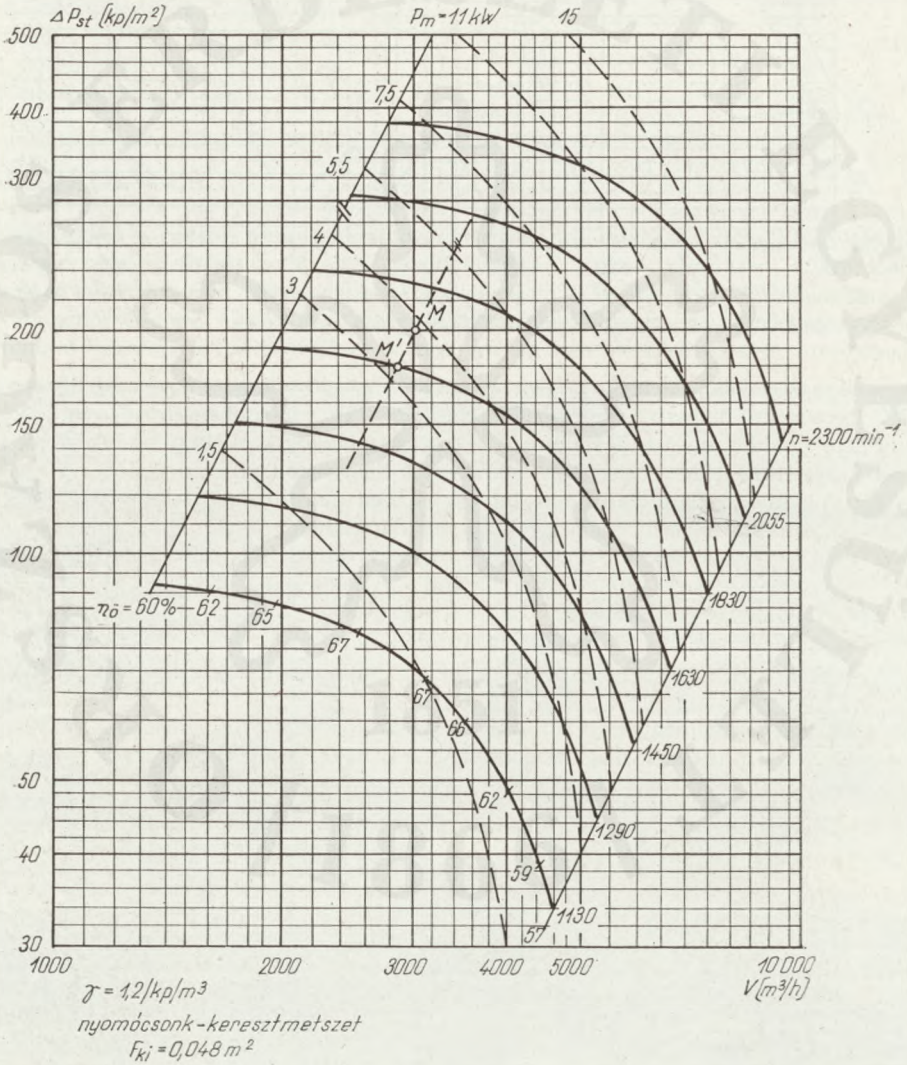
A típusorozatnál a különféle nagyságú ventilátorokra megadják a jelleggörbemezőt is, amelyen belül a munkapontnak megfelelően lehet kiválasztani a legalkalmasabb típust. Ilyen jelleggörbemezőt mutatok be a 2-22. ábrán a Szellőzőművek katalógusa után.

A faiparban számos munkahelyen előfordul, hogy a porral együtt robbanásveszélyes gázokat is el kell szívni. Ez esetben a ventilátort szikraképzés ellen fokozatosan védett kivitel-

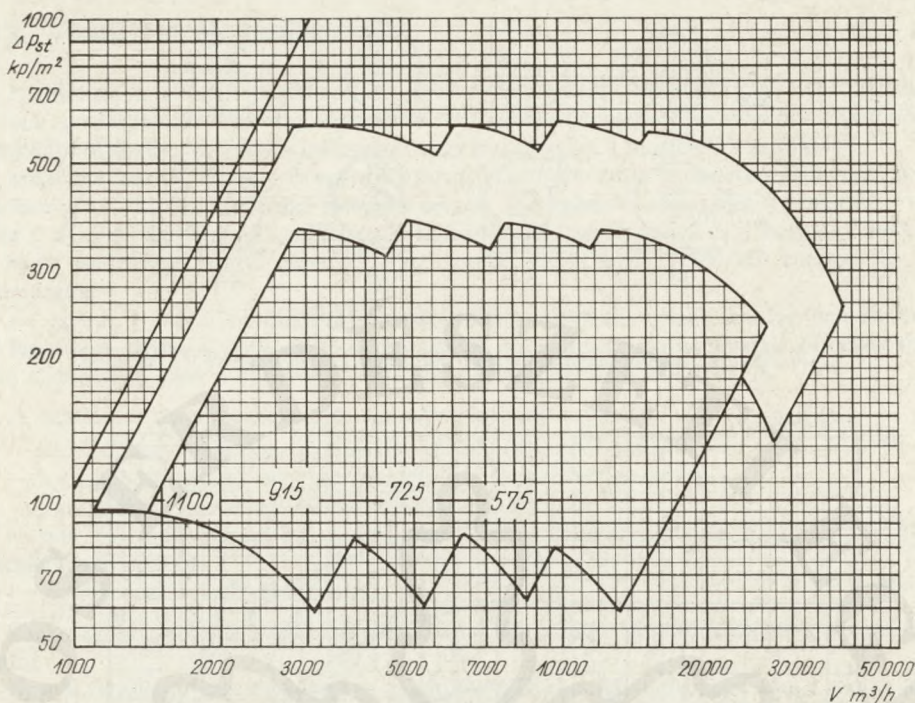


csigaház a meghajtóoldal felől nézve

2-20. ábra. Ventilátorház-állás szerinti változatok (Szellőzőművek TVNS típus)



2-21. ábra. TVNS-56 jelű ventilátor jelleggörbéi



2-22. ábra. TVN jelű transzportventillátor elméleti jelleggörbe-mezője

ben kell megrendelni. Jelenleg egyetlen ilyen, hatóságtól jóváhagyott típus a Szellőzőművek PRC típusú, egyoldalt szívó centrifugális ventilátora. Ez sem robbanásbiztos ventilátor — mint pl. a villamos motorok RB típusa —, azaz ha technológiai okokból következik be robbanás, megsérülhet, de a belsejében szikraképzés ellen védett.

Centrifugális ventilátort alkalmazunk sok esetben szárítóberendezésekben is. Ez azért fontos a ventilátor kiválasztásához, mert a ventilátorkatalógusban megadott értékek általában 15—20 °C hőmérsékletű, illetve ehhez a hőfokhoz tartozó fajsúlyú levegőre vonatkoznak. A nagyobb hőmérsékletű levegő szállításához az átszámítási értékeket a 19. táblázatban foglaltam össze.

Az átszámítás módját a következő példán mutatom be:

A ventilátor 1450 f/min mellett 9050 m<sup>3</sup>/h 20 °C-os levegőt szállít, a nyomás emelkedése 203 v. o. mm.

A szükséges teljesítmény 7,6 kW. Ha a levegő hőfoka 200 °C-ra emelkedik (pl. füstgáz-szárítóban vagy infraszárító alagútban kb. 60 °C-ra), akkor ezt az értéket a 200 °C-nak megfelelő átszámítási tényezővel, 0,62-vel meg kell szorozni:

$$\Delta p_0 = 203 \cdot 0,62 = 126 \text{ v. o. mm}$$

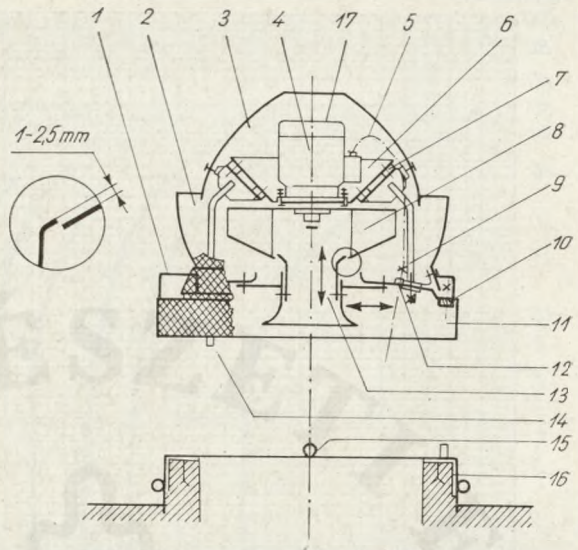
$$P = 7,6 \cdot 0,62 = 4,7 \text{ kW}$$

19. táblázat. Átszámítási táblázat meleg levegőhöz

Hőfok	°C	0	15	20	50	100	150	200	250	300	400
Fajsúly	kp/m <sup>3</sup>	1,293	1,226	1,2	1,09	0,95	0,83	0,75	0,67	0,62	0,52
Átszámítási faktor	K <sub>1</sub>	1,08	1,02	1	0,91	0,79	0,7	0,62	0,56	0,51	0,44

**2-23. ábra. Monovent tetőventillátor szerkezete (a Szellőzőművek gyártmánya)**

1. fogantyú; 2. terelőharang; 3. burkolósapka; 4. villamos motor, peremes v. talpas; 5. kábel; 6. motortartó teknő; 7. gumirugó; 8. járókerék aggyal; 9. tartóláb; 10. laticel tömítés; 11. alapszerkezet; 12. tömszelence; 13. szívókúp; 14. biztosítólánc; 15. gyűrű; 16. alapkeret; 17. motorburkolat

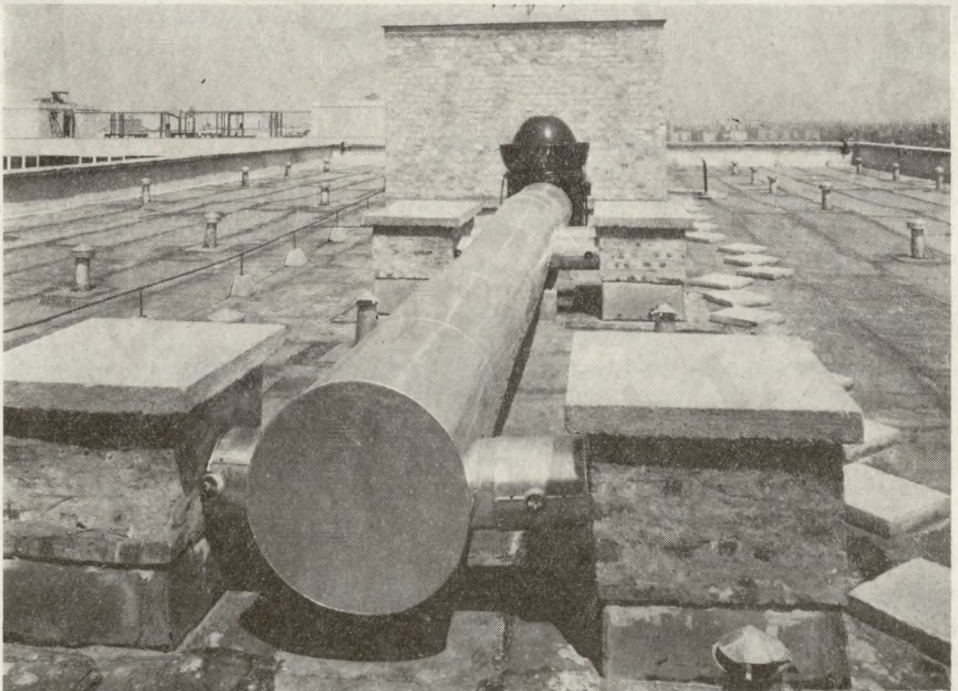


Induláskor gyakorlatilag 20 °C-os levegővel indítjuk a ventilátort, így a teljesítményszükségletet erre kell méretezni. Üzem közben, pl. egy adott elszívórendszer mellett a kisebb nyomásérték miatt — a ventilátor jelleggörbéjének megfelelően — megnő a szállított légmenyiség és a csőcsatornában a légsebesség, amit figyelembe kell venni.

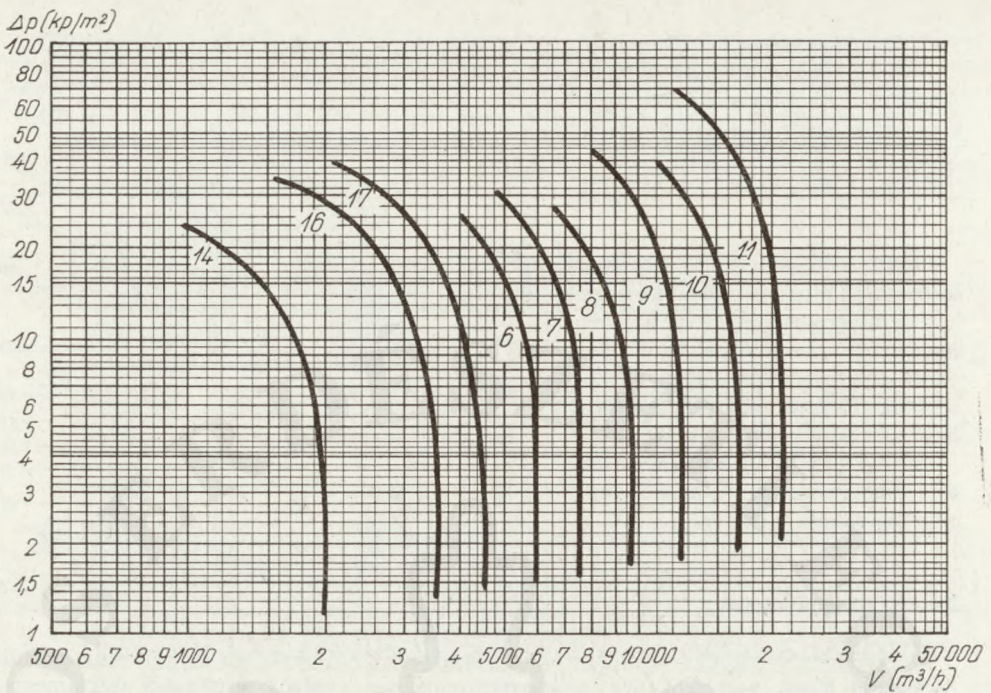
**2.6.1. Tetőventillátorok**

Szerkezetileg a radiális ventilátorokhoz tartoznak. Fő szerkezeti elemük egy radiális hátrahajló lapátozású járókerék. A faipari üzemekben a gázok elszívására szikramentes kivitelben is készítik őket. Szerkezetükre vonatkozóan a 2-23. ábra nyújt felvilágosítást.

A csapadék és a szél ellen a járókereket körülvevő terelőharang nyújt védelmet. A tetőventillátor diagramja a Szellőzőművek mérései szerint igen meredek lefutású, ami előnyös



6. kép. Tetőventillátor (Szellőzőművek)



2-24. ábra. Monovent-PR típusú tetőventillátor jelleggörbéi

kis nyomásváltozások mellett levegőmennyiség állandó értékben tartására. Példaképpen bemutatom a robbanásveszélyes közegek elszívására alkalmas Monovent-PR típus jelleggörbéit.

### 2.6.2. Ventilátorok soros és párhuzamos kapcsolása

Általában egy csőhálózatra egy ventilátort tervezünk. Forgácsolapgyárakban és levegő-összvezetés esetén előfordul több ventilátor beépítése is. Több ventilátor együttes járásakor két esetet különböztetünk meg:

- a) soros (2-25. ábra),
- b) párhuzamos kapcsolást (2-26. ábra).

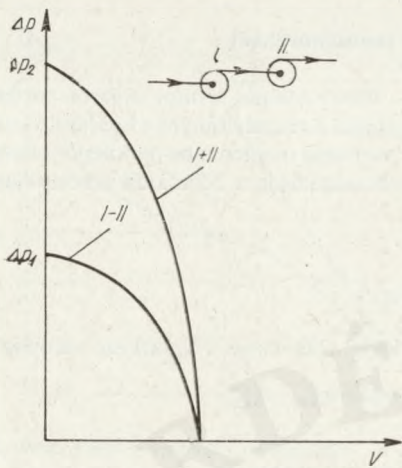
a) *Sorbakapcsoláskor* (az elektromos áramkörök analógiájára) a nyomások összeadódnak, a teljes közege mennyiség mindkét ventilátoron átmegy:

$$\Delta p_{\text{ö}} = p_1 + p_2$$

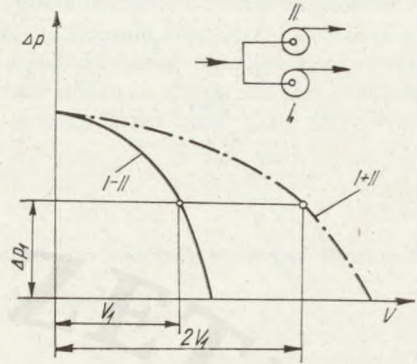
$$V_{\text{ö}} = V_1 = V_2$$

Gyakran előforduló eset hosszú csővezetéknel.

A ventilátor jelleggörbéinek ismeretében az új jelleggörbe megszerkeszthető. Alapelve, hogy stabil üzemre csak akkor számíthatunk, ha a csőellenállás-görbe az eredő görbének is a stabil szakaszára esik, és közel állandó jellegű. Ha az egyik ventilátor jelleggörbéjénél az esetleges nyomásváltozás egy szakaszon belül több értékű (pl. előrehajló lapátózásnál), akkor labilis lesz az üzem.



2-25. ábra. Soros kapcsolású ventilátorok jelleggörbéi



2-26. ábra. Párhuzamos kapcsolású ventilátorok jelleggörbéi

b) *Párhuzamos kapcsoláskor* a ventilátoroknak azonos nyomást kell létrehozniuk, az eredő jelleggörbe csak ebben az esetben használható a folyamatok vizsgálatára.

$$V_{\delta} = V_1 + V_2$$

$$\Delta p_{\delta} = p_1 = p_2$$

Csak teljesen azonos ventilátorok és terhelés esetén lesz a szállított légmennyiség kétszeres. Változó terhelés mellett radiális és előrehajló lapátozás esetén zavarok léphetnek fel, és a labilis szakaszba való átlépés miatt előfordulhat, hogy a két ventilátor könnyen kevesebbet szállít, mint egy. A kapcsolások esetén kialakuló eredő jelleggörbéket azonos típusú ventilátorokra a 2-26. ábrán mutatom be.

## 2.7. Axiális ventilátor

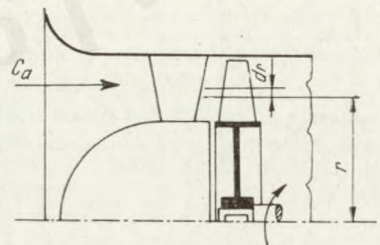
Előnye a centrifugális ventilátorokkal szemben a kisebb helyszükséglete, olcsóbb ára; hátránya, hogy általában 20, max. 40 mm v. o. nyomásig használható, ezért főleg szellőző- és szárítóberendezésekben alkalmazzák.

### a) Egyedülálló kerekű ventilátor

A levegő tengelyirányban lép be  $c_a$  sebességgel. Az agy és a csőcsatorna között egy körgyűrű alakú szabad tér van. Ez azt jelenti, hogy egy  $dr$  körgyűrű-keresztmetszetbe érkező levegő ugyanolyan sugarú körgyűrűn hagyja el a lapátokat, de forgómozgással. Ez a perdületbe hozás energiát emészt fel, és mint veszteség jelentkezik, nagysága kb. 10 %. A ventilátort rendszerint falba szerelik keretre. Egyszerűbb szellőzési célokat szolgál.

### b) Terelőlapátos axiális ventilátor

Segítségével nagyobb teljesítmények is elérhetők. Jellemzője, hogy szerkezetileg egy terelőlapát-koszorú a forgólapátokra ferdén vezeti rá a levegőt. Ezáltal elérhető, hogy a levegő a járókerék elhagyása után a tengellyel párhuzamosan hagyja el a ventilátort. (2-27. ábra)



2-27. ábra. Axiális ventilátor



### 2.7.1. A sebességháromszögek kialakulása axiális ventilátoroknál

A terelőlapát nélküli axiális ventilátornál a be-, illetve kilépés azonos sugáron történik, így a kerületi sebesség ( $u$ ) is megegyezik. Hasonlóképpen a tengelyirányban beáramló levegő sebessége ( $c_{a1}$ ) is állandó marad. Jelöljük a lapátok íveltsége mentén a be- és kilépő sebességvektorokat  $w_{1,2}$ -vel, akkor az axiális ventilátor sebességábrája a 2-28. ábra szerint alakul.

Érvényesek a következő összefüggések:

$$c_{a1} = c_{a2}$$

$$u_1 = u = u_2$$

Az ideális nyomásemelkedésre vonatkozó egyenlet itt is érvényes a következő változással:

$$p_{id} = \rho/2 \cdot [(u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2) + (c_{a2}^2 - c_{a1}^2)],$$

mivel  $u_1 = u_2$

$$p_{id} = \rho/2 \cdot [(w_1^2 - w_2^2) + (c_{a2}^2 - c_{a1}^2)] \text{ (N/m}^2\text{)}$$

Ez azt mutatja, hogy azonos sebességi komponensek mellett az axiális ventilátorok nyomásemelkedése kisebb.

Az Euler-féle egyenlet is ennek megfelelően változik:

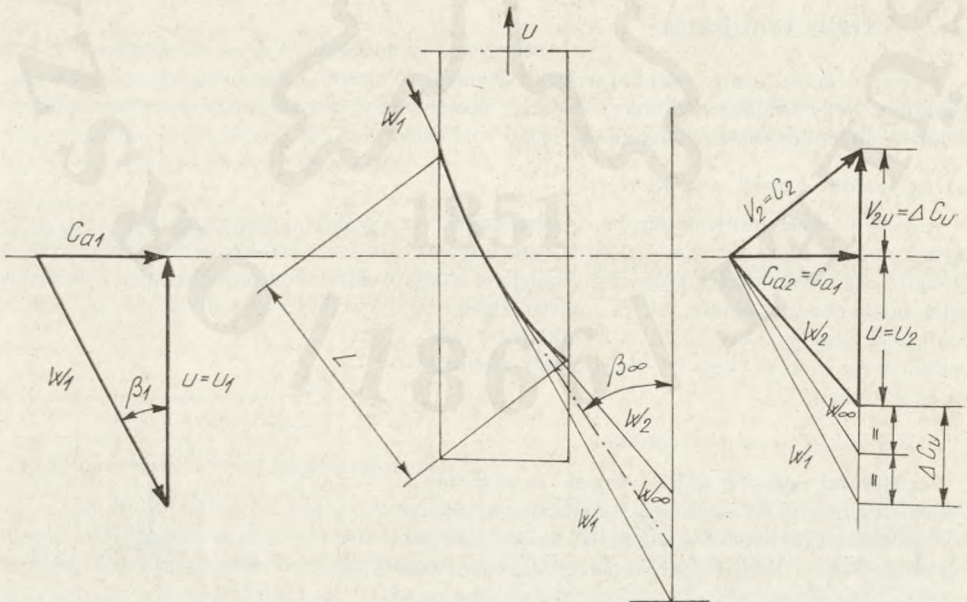
$$p_{id} = \rho(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) = \rho \cdot u(c_{2u} - c_{1u})$$

ahol  $\Delta c_u = c_{2u} - c_{1u}$

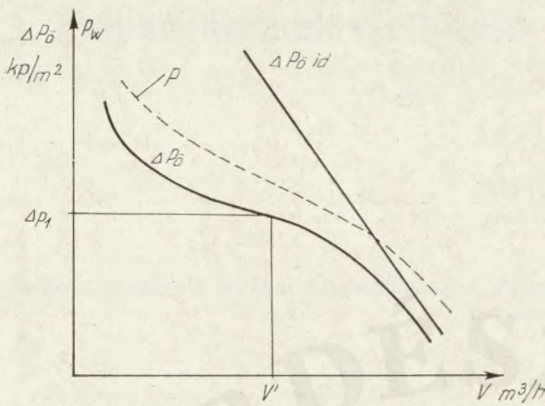
$$p_{id} = \rho \cdot u \cdot \Delta c_u$$

Ez azt jelenti, hogy a járókerék sugarán ( $r$ ) levő bármely  $dr$  hosszban ugyanaz a nyomásemelkedés jön létre (lásd 2-27. ábra),

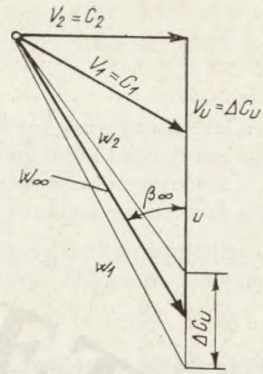
$$u \cdot \Delta c_u = \frac{p_{id}}{\rho} = \text{állandó}$$



2-28. ábra. Axiális ventilátor sebességvektoros ábrája



2-29. ábra. Axiális ventilátor jelleggörbéi



2-30. ábra. Tereőlapátos axiális ventilátor sebességvektoros ábrája

Az axiális ventilátor jelleggörbéi is másként alakulnak, amint a 2-28. ábrán is látható; a  $c_a$  sebesség növekedésével a  $v_{2u}$  csökken, mert a lapátok egyenesre állításával a  $v_2$  komponens merőleges lesz az  $u$  sebességvektorra, ezért ebben az esetben  $p_{\delta id}$  egy ferde egyenes lesz.

Ezért  $\Delta p_{\delta}$  — a veszteségek figyelembevételével — a 2-29. ábrán látottak megfelelően alakul, következésképpen a teljesítménygörbe ( $P$ ).

A tereőlapátos ventilátornál a tereőlapátok hatása alatt a járókerékből kilépő közeg  $c_2$  sebessége ismét tengelyirányú lesz ( $c_{a1} = c_{a2}$ ). A tereőlapátot szokás a járókerék után is elhelyezni, ez esetben a tereőlapátózás mint lassítórács működik (utánterelés). Általában nagy teljesítményű axiális ventilátorokon a szárnykerék előtt helyezkedik el. A járókerék elé helyezett lapátoknál a sebességösszetevők kialakulását a 2-30. ábrán mutatom be.

Az ábrán látható  $w_1$  és  $w_2$  átlagát ( $w_{\infty}$ ) megfúvási sebességnek nevezik. A lapátot ennek irányához kell megfelelő állószögbe beállítani, hogy a  $\Delta p_{\delta}$ -höz szükséges  $dF_f$  felhajtóerő keletkezzen. Ez a felhajtóerő

$$dF_f = \rho/2 w^2 \cdot C_f \cdot l \cdot dr,$$

ahol  $l$  a lapát szélessége,

$dr$  az elemi sugárnagyság, amire vonatkoztatjuk a  $dF_f$ -et,

$C_f$  a felhajtóerő tényezője.

Ezt az erőt integrálva és a lapátokra ható nyomattékkal egybevetve — a levezetés elhagyásával — kapjuk a szárnyrácsoknál a méretezéshez szükséges erőt:

$$\frac{l}{t} \cdot C_f = \frac{2 \cdot c_a \cdot \Delta c_u}{w_{\infty}^2 \cdot \sin \beta_{\infty}},$$

ahol  $t = \frac{2\pi \cdot r}{z}$   $t$  a lapátosztás,

$z$  a lapátszám,

Az ismert jelöléseken kívül a  $\beta$  szög a 2-30. ábrán látható. A  $dF_f$  ellenállási erőt kis értéke miatt a nyomattékszámításnál elhanyagolhatónak vettük.

Az axiális ventilátorok méretezése szintén nem tartozik a könyv tematikájához, ajánlhatók betervezésre a gyári típusventilátorok. A dimenzió nélküli számok közül a nyomásszám képlete megegyezik a radiális ventilátoréval.

$$\psi_{ax} = \frac{\Delta p_{\delta}}{\frac{\rho}{2} \cdot u_k^2}$$

A mennyiségi számnál

$$\varphi_{ax} = \frac{V}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)u_k},$$

ahol  $V$  a levegőmennyiség ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),  
 $d_2$  a szárnylapát külső átmérője mm-ben,  
 $d_1$  a szárnylapát belső átmérője mm-ben,  
 $u_k$  a kerületi sebesség  $\text{m/s}$ -ben.

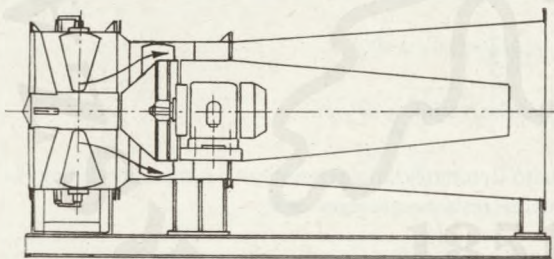
Nagy teljesítményekhez profilozott lapátokat használnak. A lapátok alakjának kiképzésére az agytól keskenyedő lapátalak vált be.

## 2.8. Félaxiális ventilátor

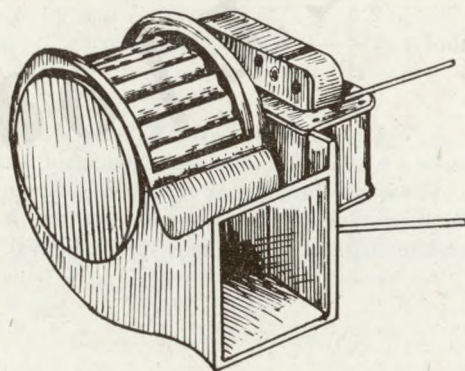
A centrifugális és axiális ventilátor között átmenetet képez a félaxiális ventilátor. A levegő beáramlása a szárnykerékhez itt nem tengelyirányú, mert a kúpos felületű agyon vagy más módon a  $c_a$  sebességkomponens megnövekszik, ennek következtében nő a lapátok mentén a relatív sebesség. A félaxiális ventilátorokkal nagyobb nyomás és légszállítás érhető el. Iparágunkban nem használják.

## 2.9. Keresztáramú ventilátor

A teljességért megemlítem a keresztáramú ventilátort is, melyet iparágunkban szintén nem alkalmaznak. A levegő radiálisan, a járókerék lapátjain keresztül lép be és radiális irányban távozik. Az irodalom szerint nagy nyomást és légszállítást ér el, de elméleti mérézési módszere nem ismeretes.



2-31. ábra. Félaxiális ventilátor



2-32. ábra. Keresztáramú ventilátor

## 3. Faipari üzemek szellőzése

A faiparban kialakult nagyüzemi termelés és a korszerű technológiák alkalmazásával megnőtt az üzemben belül a levegő szennyezettsége. A ragasztási és felületkezelési eljárásokban alkalmazott műanyagok hígítói — elpárolgásuk során — sok, az egészségre ártalmas gázzal szennyezik a levegőt. Ezeket az ÁBEO előírásainak megfelelően a munkahely légtéréből el kell távolítani vagy az előírt koncentrációs értékek megfelelő értéken tartani. A jelen fejezetben azokat a szellőztetőberendezéseket ismertetem, amelyeket e célra a faipari üzemekben használnak. A főbb fejezetek:

- 3.1. Általános szellőzés
- 3.2. Gázok elszívása
- 3.3. Gőzök elszívása
- 3.4. Egyéb berendezések

### 3.1. Általános szellőzés

#### 3.1.1. Alapfogalmak

Az üzemekben az elhasznált levegőt általános szellőzés útján cseréljük. A szellőzést végző berendezést szellőztetőberendezésnek nevezzük. A használt szellőzési alapfogalmak a következők:

- a helyiség levegőjén a munkahelyiségben levő levegő mennyiségét értjük ( $V_0$ ,  $m^3$ ),
- szellőzőlevegő az a munkahelyiségbe beáramoltatott levegőmennyiség, amely a kívánt szellőzési követelményeket kielégíti. Jele  $V_{sz}$  ( $m^3/h$  vagy  $m^3/s$ ). A szellőzőlevegő általában két részből áll:
  - külső levegőből, amit az üzemi épületen kívüli szabad légkörből kapunk ( $V_1$ ,  $m^3/h$ ),
  - keringtetett levegőből, ezen a szennyezett levegő azon részét értjük, amelyet visszatáplálunk a munkaterembe ( $V_2$ ,  $m^3/h$ );
  - romlott vagy szennyezett levegő az a — munkateremben levő — levegő, amely a kívánt szellőzési követelményeket nem elégíti ki ( $V_{or}$ ,  $m^3$ ).

A levegő szennyeződésén a levegőben levő por mennyiségét ( $mg/m^3$ ), a gőz- vagy gáznemű szennyezőanyagot ( $m^3/m^3$ ) és a szénsavtartalmat (súlyszázalék arányban) értjük. A szennyező anyagok töménysége (koncentrációja) az egy  $m^3$  levegőben levő szennyező anyagok mennyiségét jelenti  $mg$  vagy  $m^3$ -ben. A munkahelyeken megengedhető szennyező anyagok koncentrációját az „Általános baleset-elhárító és egészségvédő óvó rendszabályok” tartalmazzák.

A szennyeződések kétféle módon távolíthatjuk el:

- a) helyi elszívással; ez esetben a szennyeződést a keletkezési helyen szívjuk el megfelelő burkolat vagy ernyő elhelyezésével és aránylag kis levegőmennyiséggel,

b) általános szellőzéssel, mikor a keletkezett szennyeződést nagy mennyiségű levegővel keverjük, és így hígítjuk a megengedhető határérték alá, majd szellőzőberendezés segítségével távolítjuk el a munkateremből.

A gépekben, berendezésekben keletkezett hőt szintén általános szellőzéssel vezetjük el.

Az általános szellőzés fő célja a *testmeleg*, a *dohányzás*, a *kilégzés* és a *megmunkálandó anyagok által termelt káros termékek eltávolítása*.

Az ember naponta átlag  $10 \text{ m}^3$  levegőt lélegzik be. Ezzel tekintélyes mennyiségű szennyező, esetleg mérgező anyag juthat a tüdejébe. Ezért a munkahelyiségben — az üzem jellegétől és a munkavégzéstől függően az ÁBEO előírása szerint — személyenként és óránként a következő tiszta levegőmennyiségről kell gondoskodni:

— könnyű fizikai és szellemi munka	$30 \text{ m}^3/\text{h}/\text{fő}$
— közepes fizikai munka	$40 \text{ m}^3/\text{h}/\text{fő}$
— nehéz fizikai munka	$50 \text{ m}^3/\text{h}/\text{fő}$

A levegő be- és kiáramlási nyílásainak helyét és méretét úgy kell megválasztani, hogy egészségre ártalmas huzat ne jöjjön létre. Visszakeringtetéssel szellőzőskor a levegő felfrissítésére legalább 10% friss levegőt kell bevezetni. Fontos a munkavégzés közben fejlődő hő elvezetése is. Az izmok a felhasznált energiának csak egy részét (kb. 10%-át) alakítják mechanikai munkává, a többi hővé alakul át. Ha az emberi test hőmérséklete megegyezik a környezet hőfokával, akkor a keletkezett többlethőt párologtatással adja le a szervezet. A hőt a bőr felszíne adja le, ahová az izmok munkája által keletkezett hőt a vér szállítja.

Az emberi test meleget háromféleképpen tud leadni: konvekció vagy vezetés, sugárzás és párologtatás útján. A vezetéssel a környező hidegebb közeg (levegő), a sugárzás által a távolabbi felületek veszik fel a meleget. A párologtatásokról a verejték víztartalmának párologási hője az, ami a fölösleges meleget elviszi.

Az emberi bőr hőmérséklete  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  körül van, tehát jól temperált munkahelyen (kb.  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ) a konvekció és sugárzás által leadott hő nem jelentős,  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ -nál magasabb környezeti hőmérsékletnél pedig a szervezet már hőt vesz fel, amitől egyedül párologtatással tud megszabadulni. Ilyen esetben igen fontos a műhely páratartalma és az ott uralkodó légmozgások, a műhely határoló falai mint a párologtatást meghatározó tényezők.

A párologtatás által előidézett lehűlést *kataértékekkel* fejezzük ki. A lehűlést ún. *katatermóméterrel* mérjük. *Egy kataérték kifejezi, hogy  $36,5 \text{ }^\circ\text{C}$  hőmérsékletű test  $1 \text{ cm}^2$  felülete a környezet légáramlása, hőszugárzása, hőmérséklete hatására  $1 \text{ s}$  alatt hány mg kalóriát ad le.*

A következőkben közöljük azokat a kataértékeket, amelyek mellett különböző munkák végzésekor a közérzet kielégítő:

nyugalmi helyzetben  $K_a = 5,0 \text{ (mgcal/cm}^2 \cdot \text{s)}$

szellemi munkánál  $5,5 \text{ (mgcal/cm}^2 \cdot \text{s)}$

könnyű testi munkánál  $6,0 \text{ (mgcal/cm}^2 \cdot \text{s)}$

nehéz testi munkánál  $18,0 \text{ (mgcal/cm}^2 \cdot \text{s)}$ .

A kataérték ( $K_a$ ) és a levegő hőfoka ( $t_b$ ,  $^\circ\text{C}$ ) ismeretében meghatározhatjuk a szükséges levegőáramlási sebességet ( $v$ , m/s) is.

$$v_1 = \left( \frac{\frac{K_a}{36,5 - t_b} - 0,105}{0,508} \right)^2 \text{ (m/s)}$$

A 3-1. ábrán látható nomogram megadja a kataérték, a léghőmérséklet és a levegő sebessége közötti összefüggést. Ha két jellemző adott, a harmadik a nomogram segítségével meghatározható.

A Bratke-féle kényelmi jelzőszám, a kataérték és a környezet levegő-hőmérsékletének jelzőszáma szintén megtalálható a 3-1. ábrán.

$$B = \frac{t_b}{K_a} = 3 \dots 5,$$

ahol  $t_b$  a munkahelyi belső hőmérséklet °C-ban,

$K_a$  a kataérték  $\text{m}^3/\text{cm}^2 \cdot \text{s}$ .

A munkahelyi hőfokokat az ÁBEO előírja, ezeket a 20. táblázatban foglaltam össze.

A szellőzőlevegőt úgy kell a műhelybe bevezetni, hogy huzatot ne okozzon.

Általában könnyű testi munkánál a levegő kataértéke 6 körül legyen: ezen kataértéknek +20 °C-nál 0,17 m/s, +22 °C-nál kb. 0,30 m/s levegősebesség felel meg.

A levegő egyenletes elosztásának kritériuma: a helyiségben

1,50 m magasan vízszintes irányban 2 °C-nál nagyobb hőfokkülönbség ne lépjen fel.

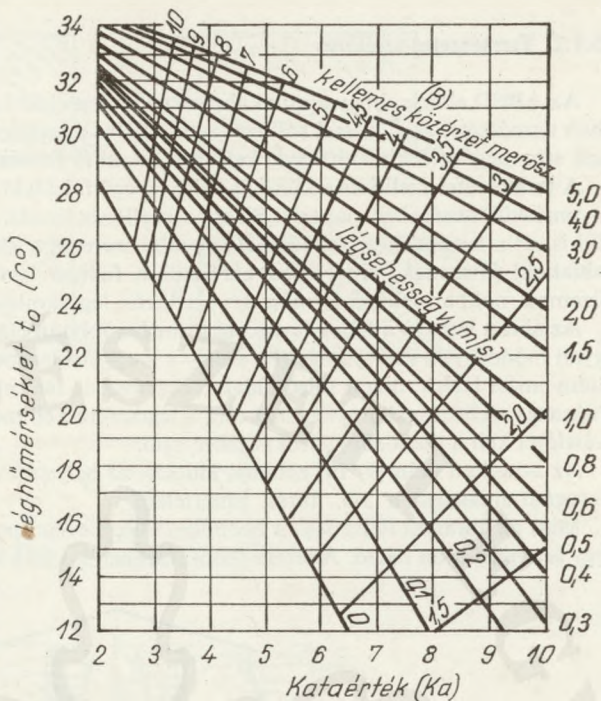
A terembe belépő szellőzőlevegő hőfokánál a befúvónyílás magassága az irányadó, 3,50 m magasságban maximálisan +60 °C, 2,50 m magasan, ha legalább 2 m-re van a munkahelytől +45 °C.

A szellőzésnél fontos mutató még a légcsereszám. A munkahely vagy üzemhelyiség köbtartalmának és az óránként kicserélt szellőzőlevegő légméterének viszonyzatát légcsereszámnak ( $n$ ) nevezzük. Ez a szám megmutatja, hogy egy óra alatt a teremben hánszor cserélődik a levegő.

$$n = \frac{V_{sz}(\text{m}^3/\text{h})}{V_0(\text{m}^3)}$$

20. táblázat. ÁBEO által előírt munkahelyi hőmérséklet

Megnevezés	Munkahelyen normál	Effektív hőmérséklet	
		biztosított érték	felső értéke
Szellemi munkánál	20—22 °C	20° eff	
Könnyű fizikai munkánál	18—20 °C	19° eff	31° eff
Közepes fizikai munkánál	14—18 °C	15° eff	29° eff
Nehéz fizikai munkánál	12—14 °C	13° eff	27° eff



3-1. ábra. Kataértékek meghatározása nomogram útján

### 3.1.2. Természetes szellőzés

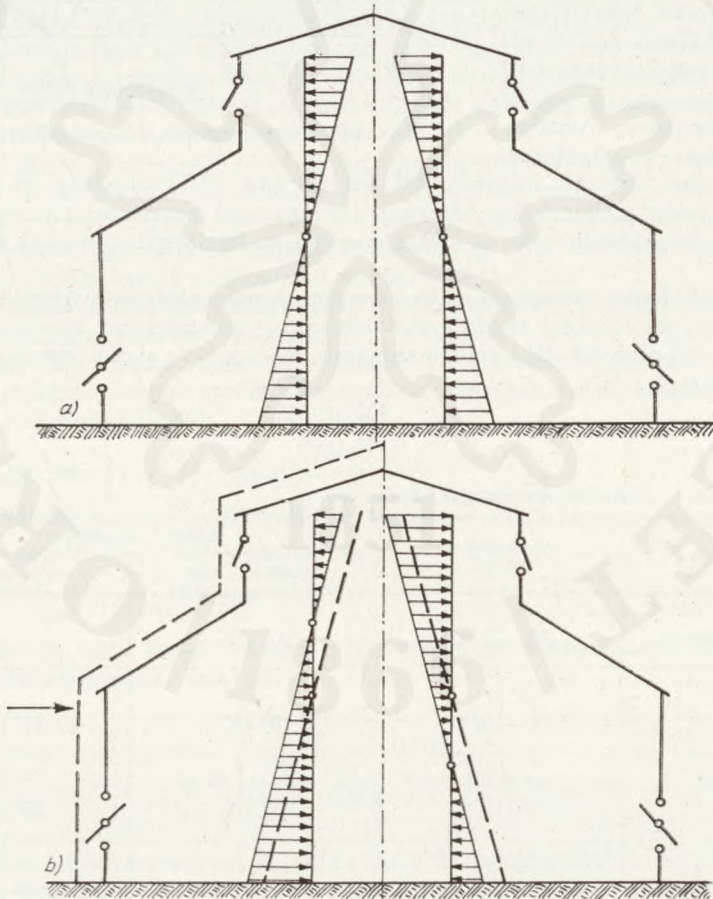
Az ÁBEO előírja, hogy a munkahelyeken a megfelelő hőmérsékletű tiszta levegőt elsősorban természetes szellőzéssel kell bevezetni, illetve a technológiai folyamat, gépek, berendezések stb. megfelelő kialakításával kell szétosztani és fenntartani.

A természetes szellőzés a külső és belső levegő fajsúlykülönbségén és a széljárásból előálló nyomáskülönbségeken alapszik. Bizonyos szellőzés fennáll a határoló falszerkezeteken keresztül is, de a természetes szellőzésnél nagyobb szerepet a különböző szellőzőnyílások (rácsok, ablakok) játszanak, amelyeken keresztül a fellépő levegőnyomások érvényesülnek. Egy üzemszarnokban fellépő természetes szellőzési légáramlatokat a 3-2. ábrán mutatom be.

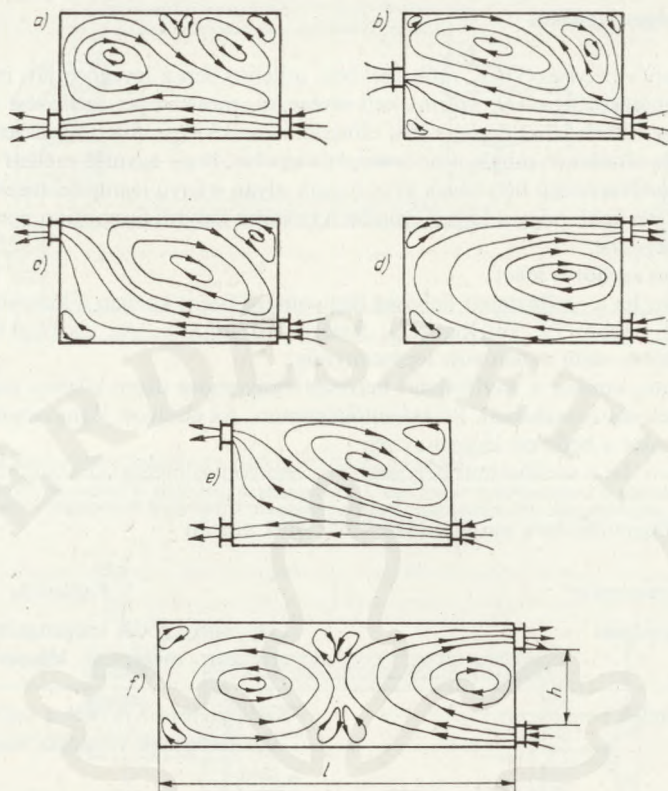
Az ábrán látható a hideg levegő beáramlása folytán előálló nyomáselosztás (a) és ezt hogyan módosítja a szélnyomás (b), amely a szaggatottan bejelölt homlok- és oldalfelületeken túlnyomást létesít, míg a tulsó oldalon depressziós tér keletkezik és a beáramlás nő. A természetes szellőzésnél a nyílásokat erre a légcserére kell méretezni, és a széljárás figyelembevételével kell a szellőzőnyílásokat elhelyezni.

Az irodalom után [9, 19] néhány, különböző helyen levő nyílásokkal ellátott teremben a levegőáramlásokat a 3-3. ábrán ismertetem.

Mint az ábrákon láthatjuk, a beömlő szellőzőlevegő nem tölti ki az egész termet, hanem egy áramlási úton halad. A terem többi részében a külső levegő nyomására cirkulációs öve-



3-2. ábra. Természetes szellőzések a külső levegő nyomásának hatása



3-3. ábra. Teremben levő levegő áramlása különböző helyeken levő nyílások esetén

zetek keletkeznek. A határrétegeken keveredés lép fel. A nyílásokat úgy kell elhelyezni, hogy a szellőzőlevegő minél jobban átöblítse a termet. Ennek legjobban a *d* ábra felel meg, de ajánlatos a terem hosszát is figyelembe venni a befúvási sebesség megválasztásakor, mert túl hosszú terem esetén itt is cirkulációs terek keletkezhetnek (*f* ábra). Ez az eset akkor lép fel, ha  $l > 2h$ .

A természetes szellőzésre általában ablaknyílások, sok esetben szellőzőkürtők szolgálnak. Ez esetben a kiképzés megegyezik a mesterséges szellőzés berendezéseinek elemeivel, amit ott ismertetek.

A szellőzőkürtő vagy kémény számítása

$$p_k = h_k \cdot (\gamma_k - \gamma_t),$$

ahol  $p_k$  a kürtő huzata (v. o. mm),

$h_k$  a kürtő magassága az elszívónyílás síkjától számítva (m),

$\gamma_k$  a külső levegő fajsúlya ( $\text{kp/m}^3$ ),

$\gamma_t$  a kürtőn keresztül távozó levegő fajsúlya  $t_k$  közepes hőfoknál ( $\text{kp/m}^3$ ).

A felhajtónyomás növelése elérhető a kürtő levegőjének mesterséges melegítésével is. A kürtőn átáramló levegőmennyiség adott nyomás mellett a sűrűlási és alaki ellenállások nagyságától függ.



### 3.1.3. Mesterséges szellőzés

Mindazokban a helyiségekben, műhelyekben, amelyekben a levegő útját, mennyiségét és elosztását meghatározott elvek szerint kell elvégezni, mesterséges szellőzést alkalmazunk. A mesterséges szellőzés lehet depressziós, túlnyomásos és kiegyenlített rendszerű.

A szellőztetés általános, mindenkor érvényes alapelve, hogy egymás mellett elhelyezkedő, különböző szennyezettségű helyiségek között csak olyan irányú légmozgást szabad szellőzőberendezéssel létesíteni, hogy a levegő mindig a tisztább helyről áramoljon a szennyezettebb levegőjű helyiségekbe.

A mesterséges szellőzés lehet:

a) *depressziós*, ha a szellőztetett helyiség légnyomása üzem közben a környező helyiségek légnyomásánál kisebb. Pl. konyhaüzem, festékszóró műhely. Az elszívott légmennyiség 10–20%-kal több, mint a befúvott légmennyiség;

b) *túlnyomásos*, amikor a szellőztetett helyiség légnyomása üzem közben nagyobb a környező helyiségek légnyomásánál. Pl. számítógépterem. Az elszívott légmennyiség 10–20%-kal kevesebb, mint a befúvott légmennyiség;

c) *kiegyenlített*, ha a szellőztetett helyiségben a légnyomás megegyezik a környező helyiségekével.

A szellőztetőberendezések osztályozása funkciójuk szerint

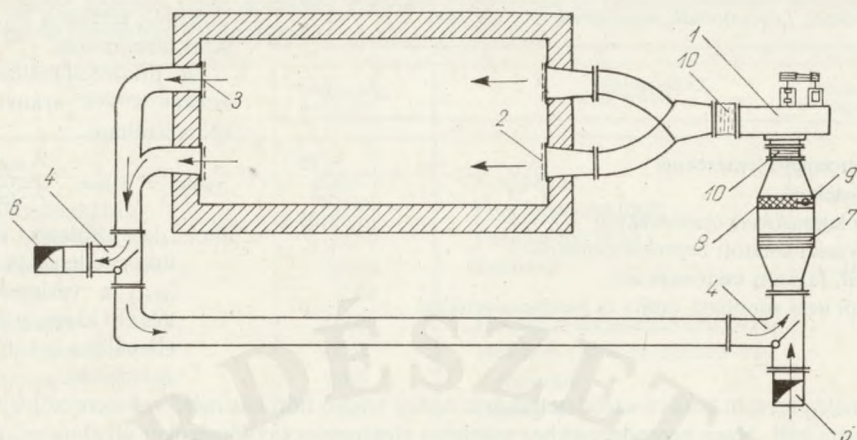
<i>Berendezés megnevezése</i>	<i>Funkciója</i>
Szellőztetőberendezés	Légszennyeződés megengedett érték alatt tartása, megfelelő légszere biztosítása
Szellőztető-légűtő berendezés	Szellőztetéssel együtt a helyiség téli hőveszteségének részleges vagy teljes pótlása
Szellőztető-légűtő berendezés	Szellőztetéssel együtt a helyiség nyári hűtése
Szellőztető-, légűtő-légűtő berendezés	Szellőztetéssel együtt a helyiség téli hőveszteségének részleges vagy teljes pótlása, ill. nyári hűtése
Ködtelenítő berendezés	A pára képző felületeken keletkezett köd egész helyiségben történő elterjedésének megakadályozása
Klímaberendezés	A helyiség szellőztetésével együtt a hőmérséklet és páratartalom bizonyos határok között tartása az év egész folyamán

A szellőzőberendezés részei:

a) az *elszívóberendezés*, mely a teremből a szennyezett levegőt elszívja; elemei az elszívónyílások, a légszűrő és a ventilátor,

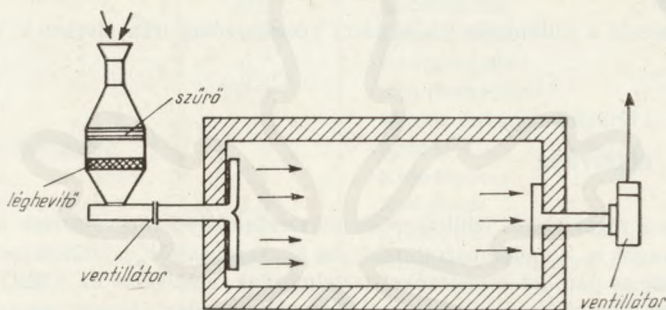
b) a *befúvóvezeték*en keresztül nyomja a terembe a friss levegőt a szellőzőgép: elemei külső levegőt beszívó *fejek*, a levegőt *felmelegítő berendezés* (kalorifer), a *ventilátor*, *befúvófejek*, esetleg a *légszűrők*.

Egy keringtetett levegővel dolgozó szellőzőberendezés vázlata a 3-4. ábrán látható. A berendezés főleg kiegyenlített szellőzésre alkalmas. A friss levegő mennyisége csappantyúk segítségével szabályozható. Azokra a munkahelyekre, ahol a levegő gázokkal szennyezett, nem



3-4. ábra. Keringtetett levegővel működő szellőzőberendezés

1. ventilátor; 2. befúvófej; 3. elszívófej; 4. csappantyú; 5. friss levegő beszívónyílása; 6. elhasznált levegő kilépőnyílása; 7. légszűrő; 8. léghevítő; 9. megkerülő (bypass) csappantyú; 10. rezgécscillapító



3-5. ábra. Szellőzés külön befúvó- és elszívórendszer útján, keringtetés nélkül

vezetjük vissza a levegőt. Ilyen helyeken a depressziós vagy túlnyomásos szellőzés is megvalósítható (3-5. ábra).

A levegőelszívásra legegyszerűbbek az axiális ventilátorok, ha a csőcsatorna és a berendezés nyomásellenállása a 20—40 v. o. mm-t nem haladja meg.

### 3.1.4. Légszatórnák

A légszatórnák a levegő vezetésére szolgálnak (befúvóskor, keringtetéskor). A légszatórnák lehetnek falazottak vagy fémlémezből készültek. Az alkalmazott légsebesség  $v = 4 \dots 5$  m/s.

A lemezből készített csatórnák anyaga általában vaslemez, de lehet más anyag is (alumínium, műanyag stb.). Falazott csatórnában a fal simasága befolyásolja a nyomásvesztéget.

A falazott és a sima fémlémezcatórnák súrlódási tényezője között az összefüggés a következő:

$$\frac{\lambda_{\text{érdes}}}{\lambda_{\text{sima}}} = (A_{\text{cs}} \cdot v) 0,25,$$

ahol  $\lambda_{\text{érdes}}$  a falazott csatórna súrlódási tényezője,

$\lambda_{\text{sima}}$  a sima fémlémez súrlódási tényezője,

$A_{\text{cs}}$  arányossági tényező,

$v$  az áramló levegő sebessége m/s,

21. táblázat. Légcsatornák tényezőinek ( $A_{cs}$ ) értékei

Csatornatípus	$A_{cs}$
Azbesztcement lemezeknél	1,25
Falemezeknél	1,5
Belül olajmázolású csatornánál	1,25
Belül vassal simított betoncsatornánál	1,5
Meszelt, falazott csatornánál	1
Belülről nem simítható rabitz és betoncsatornánál	8—10

Az  $A_{cs}$  értékét a 21. táblázat tartalmazza.

Az ütközőellenállás ( $\zeta$ ) értékét a  $\lambda$ -k arányában kell számítani.

$$\zeta_{\text{érides}} = \zeta_{\text{sima}} \cdot \frac{\lambda_{\text{érides}}}{\lambda_{\text{sima}}}$$

ahol  $\zeta_{\text{érides}}$  a falazott idom ütközőellenállása,  $\zeta_{\text{sima}}$  a vaslemezről készült idom ütközőellenállása a 4. táblázat szerint.

A meleg levegőt befűvő szellőztetékör a meleg levegő hőfokát mérő műszerekről is gondoskodni kell. Nagy berendezésekhez ajánlatos elektromos távhőmérőket alkalmazni, amelyek egy központi helyen leolvashatók.

A lemezcsőcsatornák kiképzésére vonatkozó irányelveket az 1.3. fejezetben részben tárgyaltuk. A légtisztító berendezések megegyeznek az 1.3.42. fejezetben ismertetett berendezések egy részével.

A méretezésre és a különleges kialakításra vonatkozólag irányelveket a 3.4. fejezetben tárgyalom.

## 3.2. Gázok elszívása

A faiparban a ragasztás és felületkezelés korszerűsítésével megváltoztak a folyamathoz felhasznált anyagok is. Az alkalmazott műanyag alapú ragasztók és felületkezelő anyagok az egészségre ártalmas párologó összetevőket tartalmaznak, amelyeket az ÁBEO előírásai szerint a munkahely légtéréből el kell távolítani. Erre vonatkozóan a levegő szennyezettsége nem haladhatja meg az ún. MAK-értékekben megengedett koncentrációt, amelyet a 22. táblázat tüntet fel.

A kérdést még fontosabbá teszi, hogy ezen műanyagok gázainak, páráinak egy része tűz- és robbanásveszélyes, ezért mind az üzemegeészségügyi, mind a tűzveszélyességi előírásokat a faiparban fokozottan be kell tartani.

### 3.2.1. A faiparban alkalmazott ragasztási technológia légtechnikai vonatkozású alapelvi és berendezései

Általában a ragasztási technológiába beletartoznak mindazok a műveletek, amelyek eredményeként a faanyagok vagy fa és más anyagok között adhézió és kohézió segítségével szilárd kötés jön létre.

A szilárd kötés létrehozásában szerepet játszik a faanyag higroszkópos tulajdonsága, a felület érdessége, tisztasága és a ragasztóanyag neme, minősége, a gépi berendezés és az adhéziót befolyásoló műhelyklíma, illetve termodinamikai folyamat, amely mellett a ragasztás történik.

Majdnem minden ragasztóanyag tartalmaz vizet akár oldatban, akár diszperziós anyag formájában. Ez a víz részben a faanyagba diffundál, részben a levegőbe távozik.

A technológiai folyamat szerint a nagyüzemi gyártásban a következő ragasztási eljárásokat különböztetjük meg:

1. faszerkezeti kötések ragasztását,

22. táblázat. Mérgező hatású gázoknak, gőzöknek és poroknak az üzemek légtérében megengedhető legnagyobb töménysége (MAK-értékek)

Megnevezés	Töménység, mg/m <sup>3</sup>	Megnevezés	Töménység, mg/m <sup>3</sup>
Aceton	200,0	Foszgén i.	0,5
Aceton-ciánhidrin	0,9	Foszforsavanhidrid i.	1,0
Akril-nitril i. b.	0,5	Foszfor-triklorid i.	1,0
Akrolein i.	0,7	Furfurol	10,0
Aldrin b.	0,01	Hexaklór-ciklohexán (HCN) i.	0,1
Amil-acetát	200,0	Hexogén (ciklo-trimetilén-tri- nitramin)	1,0
Amialkohol i.	200,0	Higany b.	0,02
Ammónia i.	20,0	Jód i.	1,0
Anilin b.	5,0	Kadmium-oxid i.	0,1
Arzén	0,3	Kaprolaktám	10,0
Arzén-hidrogén b.	0,2	Kén-dioxid i.	10,0
Bárium	0,5	Kén-hidrogén i.	10,0
Benzin	300,0	Kén-monoklorid i.	6,0
Benzol	20,0	Kénsav és kénsavanhidrid i.	1,0
Berillium	0,001	Klór i.	1,0
Bróm i.	0,7	Klór-benzol	50,0
n-Butil-acetát	200,0	Kloroform	20,0
Cián-hidrogén és ciánsók		Krezol i. b.	5,0
HCH-re i. b.	0,3	Krómsav és kromátok i.	0,1
Cink-oxid	5,0	Lindan	0,05
2,4 D	10,0	Lúgos aeroszolok	0,5
DDT	0,1	Mangán	0,3
Dieldrin b.	0,01	Metil-acetát	200,0
Dietil-amin	30,0	Metilalkohol	50,0
Difil (difenil és difenil-oxid)	10,0	Metil-bromid i. b.	10,0
o-Diklór-benzol	20,0	Metil-etil-keton (butanon)	200,0
Diklór-etán i.	20,0	Metil-klorid	20,0
Diklór-etilén	50,0	Metil-paration b.	0,1
Dimetil-amin i.	1,0	Naftalin	20,0
Dimetil-anilin b.	5,0	p-Nitro-anilin b.	5,0
Dimetil-szulfát i. b.	5,0	Nitro-benzol b.	3,0
DNOC i. b.	0,1	Nitro- és 2,4 dinitro-klór- benzol b.	1,0
DNRB	2,0	Nitro-glicerín b.	5,0
Etil-acetát	200,0	Nitrózus gázok I.	5,0
Etilalkohol	1000,0	Ólom	0,02
Etiléter	300,0	Ólom-tetraetil b.	0,005
Fenol i. b.	5,0	Ózon i.	0,1
Fluor I.	0,2		
Fluor-hidrogén i.	0,5		
Fluoridok i.	1,0		
Formaldehid	1,0		
Foszfor (sárga) i.	0,03		
Foszfor-hidrogén i.	0,1		

Megnevezés	Töménység, mg/m <sup>3</sup>	Megnevezés	Töménység, mg/m <sup>3</sup>
Paration b.	0,05	2,4,5-T	10,0
Penta- és magasabban klórozott naftalin i.	0,5	Terpentin i.	300,0
Pentaklór-fenol i. b.	0,2	Tetraklór-etilén	50,0
Piridin i.	5,0	Tetralin	100,0
Propil-acetát	200,0	Toluilén-diizo-cianát	0,5
Propilalkohol i.	200,0	Toluol	50,0
Sósav	10,0	Triklór-etilén	50,0
Szénkéneg b.	20,0	Triklór-naftalin i. b.	1,0
Szén-monoxid	30,0	Trinitro-toluol b.	1,0
Szén-tetraklorid b.	20,0	Vanádium-pentoxid füst	0,1
Sztirol i.	50,0	Vanádium-pentoxid por	0,5
		Vinil-klorid	50,0
		Xilol	50,0

2. különféle alapanyagok furnérozását (forgácslap, pozdorjalap, lécbetétes bútorlap, furnérbetétes bútorlap, farostlemez),

3. alapanyagok előállításához szükséges ragasztásokat (rétegelt falemez, bútorlap, forgácslap, pozdorjalap, farostlemez gyártásakor).

A faszerkezeti kötések ragasztásához szükséges nyomást általában kézi vagy préslegszerszámokkal hozzák létre. A keletkezett nedvesség eltávolítása, illetve a ragasztás szárítására alkalmazott légtechnikai berendezés általános szellőzési rendszerű. Ennek alapelve az, hogy a munkateremben meghatározott légcserét idéz elő, és az elszívott levegőmennyiséget a felmelegített külső levegővel pótolja.

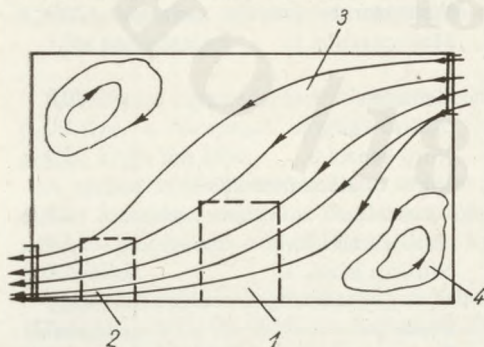
Nagyobb sorozatgyártás esetén a ragasztott faanyagok fölött vagy egyik oldalán helyi elszívóberendezést kell alkalmazni.

A szellőzőlevegő mennyiségének meghatározására figyelembe kell vennünk

- a helyiségben fejlődő egészségre ártalmas gázokat,
- a keletkezett hőt,
- a ragasztáskor felszabaduló nedvességet.

A szellőzőlevegő befűvése általában nagyobb nyomásellenállás mellett történik (a fűtő- és légtisztító berendezések miatt), ezért centrifugáventillátorok alkalmazása ajánlható, míg a szennyezett levegő eltávolítására az olcsóbb axiáventillátorok a megfelelőbbek. Sok esetben, ha a terem hosszabb, a szellőzőlevegő befűvése termoventillátorok útján is gazdaságosan megoldható. Azokban a helyiségekben, melyekben ragasztanak, előnyös a depressziós szellőzés, mert ez esetben a teremben keletkező kis depresszió megakadályozza az egészségre ártalmas levegőnek a szomszéd helyiségekbe való beáramlását.

A helyes szellőzés kialakításához először tudni kell, hogy a helyiségben hol kerül sor ragasztásra, a ragasztóberendezések mekkorák és az elszívandó gázok mely oldalon és milyen irányban hagyják el a berendezést. En-



3-6. ábra. Ragasztási munkahely szellőzése

1. munkaasztal; 2. ragasztótároló; 3. a szellőzőlevegő áramlása; 4. pangási övezet

nek ismeretében határozható meg a szellőzőlevegő mennyisége. Ezután ki kell alakítani a megfelelő áramlási képet, ennek alapján pedig a szellőzőberendezés elszívó- és befúvófejeinek helyét kell meghatározni.

Különböző szerkezeti anyagok (kötések, rámak stb.) ragasztásakor, ha a ragasztás kézi felhordással történik és utána szorítóval vagy sűrített levegős szorítóberendezéssel állítjuk elő a ragasztáshoz szükséges nyomást, a munkahely általános kialakítását a megfelelő áramlási képpel a 3-6. ábrán láthatjuk.

Ez az elrendezés különösen a glutin-, kazein- és véralbumin anyagok használatakor szokásos, mert a kellemetlen szag rendszerint a bennük levő víz elpárolgásával együtt kerül a levegőbe. Ilyen elrendezés mellett általános szellőzést alkalmazunk. A munkahely fölött elhelyezett ernyővel nem megfelelő az elszívás, mert a felfelé szálló gázok és párák a ragasztott termék fölé hajló dolgozó egészségét veszélyeztetik. Alsó térben elhelyezett elszívóberendezések a padló alatti beépítés miatt költségesebbek, másrészt a technológiai okok miatt nem mindig hatásosak.

### 3.2.11. A szellőzőlevegő mennyiségének meghatározása általános szellőzés esetén

Minden olyan esetben, amikor a gázt vagy gőzt termelő forrás a terem levegőjétől megfelelően nem határolható el, általános szellőzést kell alkalmazni.

A számításakor figyelembe kell venni a párolgás útján keletkezett gázt (gőzt) és a levegő általános állapotát, melynek paramétereit állandónak tekintjük. A szellőzéssel kell elérni, hogy a keletkezett gáz levegővel megfelelően hígítva a megengedett koncentráció mértéke alatt maradjon.

A szorítóprésses ragasztás állandó és folyamatos, a rakatokat időnként zsámolyra rakásolva viszik el. Itt a nagyobb nedvesgéstartalom miatt stacioner állapotot tételezhetünk fel, azaz az óránként fejlődő gőz- és gázmennyiség ( $K$ ) állandó.

További feltételezéseink, hogy a kis nyomáshatások közt a levegő összenyomhatóságát elhanyagolhatjuk, azon  $\rho =$  állandó ( $\text{kg/m}^3$ ) és a hőfok állandó ( $t \text{ } ^\circ\text{C}$ ).

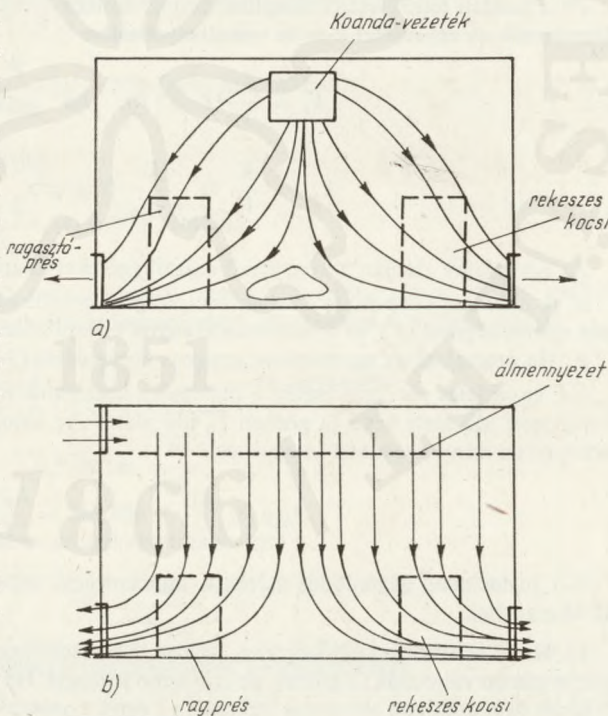
Ha ismerjük a fejlődő gázmennyiséget ( $K$ ), akkor a szellőzőlevegő-mennyiséget ( $V$ ) az ÁBEO által előírt megengedhető koncentráció alapján számíthatjuk:

$$V = \frac{K}{k_{\text{meg}}} \text{ (m}^3\text{/h),}$$

ahol  $K$  a ragasztáskor keletkezett gázmennyiség  $\text{mg/h}$ ,  
 $k_{\text{meg}}$  a terem levegőjében megengedhető szennyeződések  $\text{mg/m}^3$  (MAK érték).

Ezt az áramlási képtől függően egy biztonsági tényezővel ( $\beta$ ) pótlékolni szokták, melynek értéke

$$\beta = 1,2 \dots 2.$$



3-7. ábra. Ragasztáshoz ajánlott gépelrendezés és áramlási képek

Ez a képlet csak megközelítő értéket ad, ezért meg kell vizsgálnunk gázfejlődés közben a szellőzési folyamatot.

Egyenletes elosztást tételezve fel a munkahelyen, az általános szellőzés egyenlete:

$$K \cdot dt - V \cdot k \cdot dt = V_0 \cdot dk,$$

ahol  $K \cdot dt$  a  $dt$  idő alatt fejlődő gázmennyiség,

$V \cdot k \cdot dt$  a  $dt$  idő alatt a szellőzőlevegőbe keveredve eltávozó gázmennyiség,

$V_0 \cdot dk$  a teremben maradt gázmennyiség változása a  $dt$  idő alatt,

$V$  a szellőzőlevegő mennyisége  $\text{m}^3/\text{h}$ ,

$V_0$  a teremben levő levegő mennyisége  $\text{m}^3$ .

A differenciálegyenletet rendezve és megoldva:

$$dt = V_0 \int_0^k \frac{dk}{K - V \cdot k}$$

$$t + c_1 = -\frac{V_0}{V} \ln(K - V \cdot k), \text{ ahol } c_1 \text{ az integrálási együttható}$$

$$K - V \cdot k = e^{-tV/V_0} \cdot e^{c_2}, \text{ mivel}$$

$$V = n \cdot V_0, \text{ ahol } n \text{ a légcsereszám/h}$$

$$V/V_0 = n$$

$e^{c_2}$  a kezdeti feltételekből állapítható meg, amikor  $t = 0$  időpontban  $k = 0$   
Rendezzük az egyenletet  $k$ -ra és visszahelyettesítve

$$k_t = \frac{K}{V} (1 - e^{-nt}), \text{ ha } nt = \infty$$

$$k_\infty = \frac{K}{V} = \frac{K}{n \cdot V_0} (\text{mg}/\text{m}^3)$$

Az egyenletek alapján a következő összefüggéseket állapíthatjuk meg:

a) A stacioner állapotban a teremben levő gázkoncentráció egyenes arányban áll a fejlődő gáz mennyiségével ( $K$ ), és fordítottan arányos a szellőzőlevegő mennyiségével ( $V$ ).

b) Ha megrajzoljuk egyenletünk grafikus ábrázolását (3-8. ábra), akkor a

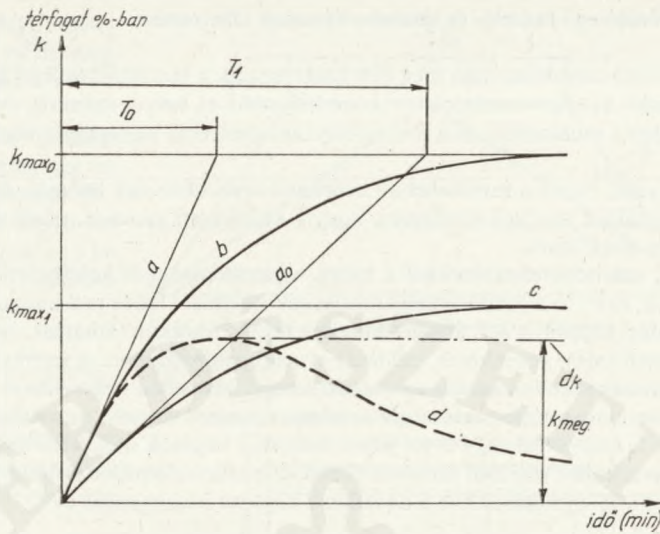
b.1. egyenletes párolgás esetén a maximális koncentráció szellőzés nélküli teremben meghatározott idő alatt beáll (a görbén  $T_0$  idő alatt). Az időegységre eső koncentrációváltozás arányos az iránytangenssel ( $a$  egyenes).

$$\text{tg } \alpha = \frac{k_t}{t} = \text{állandó} = \frac{k_{\max}}{T_0};$$

b.2. instacioner gázfejlődés esetén a koncentráció exponenciális görbe szerint változik ( $b$  és  $c$  görbe).

c) Ha a teremben szellőzés van, akkor a koncentrációs értékek szintén exponenciális görbe szerint változnak ( $d$  görbe), de csökkenő jelleggel. Ha folyamatos, állandó jellegű a gázfejlődés és a szellőzés, akkor egy idő múlva  $k$  érték konstans lesz ( $d_k$  görbe).

Ha az egyenletben a mérgező hatású gázoknak, gőzöknek az üzemekben megengedhető legnagyobb töménységét (ÁBEO, MAK értékek) helyettesítjük be, és  $k$  változó akkor a szel-



3-8. ábra. Szellőzési egyenlet grafikus ábrázolása

a) egyenletes gázfejlődés esetén; b) intenzív instacioner gázfejlődés esetén; c) lassú instacioner gázfejlődés esetén; d) szellőzés esetén  $k_{max}$  értékre való méretezés esetén

lőzés tartama alatt a 3-8. ábrán látható  $d$  görbe szerint alakul ki a koncentráció ( $k_{meg}$ ).

$$k_{meg} = \frac{K}{V} (1 - e^{-nt}) \text{ (mg/m}^3\text{), ebből}$$

$$V = \frac{K}{k_{meg}} (1 - e^{-nt}) \text{ (m}^3\text{/t időpontban).}$$

Ha a  $t$  időt is 1 órára vonatkoztatjuk:

$$V = \frac{K}{k_{meg}} (1 - e^{-n}) \text{ (m}^3\text{/h).}$$

Láthatjuk, hogy a szellőzőlevegő mennyiségének maximális értéke akkor áll be, amikor  $e^{-n}$  értéke közeledik a 0-hoz  $t = 1$  óra időegység alatt. Ha például  $n = 10$ /h, akkor

$$V = \frac{K}{k_{meg}} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{10}}\right) = \frac{K}{k_{meg}} \cdot (1 - 0,00005)$$

$$V = \frac{K}{k_{meg}} \cdot 0,9999 \approx \frac{K}{k_{meg}}$$

A gyakorlatilag nagyobb légcsereszámnál alkalmazhatjuk a

$$V = \frac{K}{k_{meg}}$$

egyszerűsített képletet a szellőzőlevegő mennyiségének megállapítására.

A légcsereszám meghatározása:

$$n = \frac{K}{k_{eg} \cdot V_0} \text{ (l/h)}$$



### 3.2.12. A szellőzőlevegő beömlő- és elszívónyílásainak elhelyezése

A szellőzőlevegő számítása után meg kell határozni a teremben fellépő áramlási képet, mert ha a beömlő- és elszívónyílásokat rosszul helyeztük el, helyes számítás esetén is pangási övezetbe kerülhet a munkahely, és a munkahelyi koncentráció nagyobb értéket ér el a számítottnál.

A munkahelynél, illetve a munkahelyre beáramló szellőzőlevegő beömlő- és az elhasznált levegő elszívónyílásait úgy kell elhelyezni, hogy a keletkezett gázokat, párákat a légáramlat hatásosan tudja elszállítani.

Kézi és gépi szárítóberendezéseknél a hideg ragasztóanyagból keletkezett gázok, párák lefelé áramlanak, ezért az állandósult légáramlásnak is felülről lefelé kell irányulnia. Helyesen kiképzett áramlási képeket a 3-7. ábrán tüntetünk fel. Az ábrákon láthatjuk, hogy a 3-6. ábra a munkahelyi szellőzésre vonatkozik, például egy nagyobb teremben. A szennyező anyagokat tartalmazó termékeket és forrásokat az áramló levegő irányában helyeztük el.

Ha a munkateremben több, egészségre ártalmas anyagot termelő munkahely van, akkor előnyösebb a 3-7. ábra *a*-val vagy *b*-vel jelzett áramlási képének megvalósítása.

A huzat kiküszöbölése céljából azonban ebben az esetben ellenőrző számításokat és méréseket kell végezni. A számításokhoz a következő képletet alkalmazzuk:

$$V = 3600 \cdot A \cdot v_a \quad (\text{m}^3/\text{h}),$$

ahol *A* az áramlási keresztmetszet  $\text{m}^2$ -ben, az általában *b* és *c* áramlási képnél a munkahely alapterületének 80—90%-a, míg a 3-6. ábrán látható áramlási képnél mérés vagy becslés útján állapítható meg,

$v_a$  áramlási sebesség általában 0,3—0,5 m/s érték között vehető fel, huzatérzés elkerülése miatt.

Az elmondottak szerinti szellőzést alkalmazzuk a különböző ragasztóanyagot felvivő gépekhez is. Azokban a helyiségekben, ahol ragasztanak, általános szellőzéshez az irodalom 4—7-szeres légcserét ajánl.

### 3.2.13. Hidraulikus présgépnél fellépő, egészségre ártalmas gázok és gőzök elszívása

A technológiai folyamat szerint megkülönböztetünk egylapos (nyílású) és többlapos (nyílású vagy emeletes) présgépet.

A hidraulikus présgépeket általában fűtött lapokkal látják el a ragasztási technológia kívánalmainak megfelelően.

Ilyen présgépeket alkalmaznak a bútorigarban a furnérragasztáshoz, a rétegelt falemez gyártásában, a faforgácslap és farost tömörítéséhez.

A bútorlapok, falemezek, farostlemezek felületére furnérborítás előtt ragasztóanyagot visznek fel (pl. arbokoll FK, amikoll-50). Magát a ragasztást hidraulikus présgépen végzik 100—115 °C hőmérsékleten a bútorlap, illetve lemezek anyagától függően 4—6—8 kp/cm<sup>2</sup> fajlagos nyomás mellett.

A hő és nyomás hatására gáz és gőz keletkezik, amely a hőprés gép lapjai közötti nyílásokon és a prés gép oldala mellett fölfelé áramlik. Ezek elszívására kétféle rendszert alkalmazhatunk:

- a) ernyős elszívó és
- b) peremes réselszívós berendezést.

#### a) Elszívóernyő számítása és vázlata

A 3-9. ábrán bemutatunk egy bútorigarban hidraulikus hőprés felett alkalmazott ernyőt, mellyel a keletkezett gázok és gőzök elszívhatók.

A szellőzőlevegő mennyiségének ( $V$ ,  $\text{m}^3/\text{h}$ ) meghatározására ajánlott módszerek:

a.1. A legelső préslapnyílást véve alapul, egy ún. elragadási sebességet ( $v_x$ ) feltételezve, az ernyő keresztmetszeti síkjában a belépősebesség ( $v_b$ ) (zárósebesség) nagysága:

$$v_b = 2 \cdot v_x \cdot x \cdot \frac{U}{A} \quad (\text{m/s}),$$

ahol  $x$  az ernyő síkjától az alsó lapok nyílásáig terjedő távolság mében,

$U$  az ernyő kerülete (m),

$A$  az ernyő szívókeresztmetszete ( $\text{m}^2$ ).

Az  $U$  és  $A$  értéke a prés gép geometriai alakjától számítható a rajzon látható méretek figyelembe vételével.

A hatásos elragadósebesség legkisebb értékének  $v_x > 0,1$  m/s kell lennie. Ez is csak nyugalomban levő környező levegő esetén alkalmazható. Kevért áramláskor, ha az az ernyő síkja alatt áthalad, nagyobb értéket kell választani ( $v_x = 0,3 \dots 0,4$  m/s).

**Példa.** Egy  $2 \times 3$  m alapterületű présgépnél a legelső préslap nyílása kb. 1,0 m távolságra van az ernyő keresztmetszeti síkjától. Választott elragadósebesség  $v_x = 0,2$  m/s.

$$U = 2(A_1 + B_1)$$

$$A_1 = 1_1 + 2(0,3 \cdot x) = 3 + 2(0,3 \cdot 1) = 3,6 \text{ (m)}$$

$$B_1 = 1_2 + 2(0,3 \cdot x) = 2 + 2(0,3 \cdot 1) = 2,6 \text{ (m)}$$

$$U = 2(3,6 + 2,6) = 2 \cdot 6,2 = 12,4 \text{ m}$$

$$F = A_1 \cdot B_1 = 3,6 \cdot 2,6 = 9,36 \text{ m}^2$$

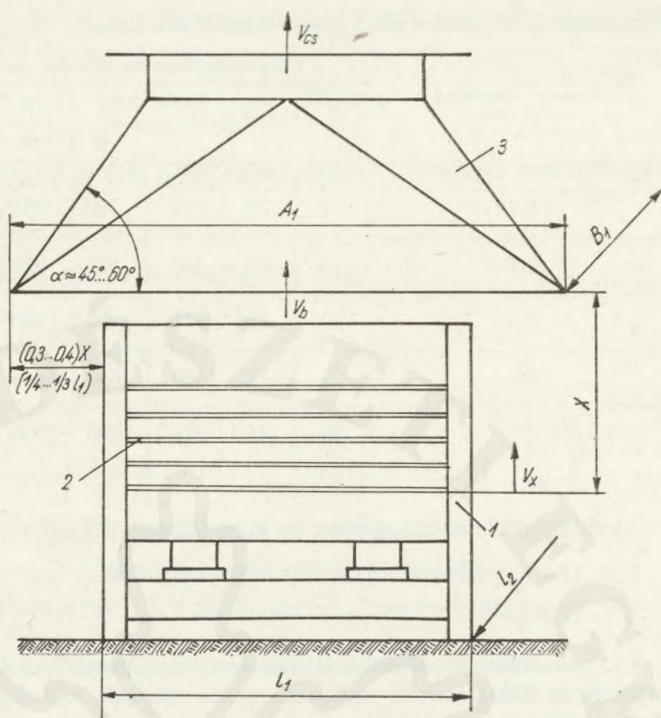
$$v_b = 2 \cdot 0,2 \cdot 1 \cdot \frac{12,4}{9,36} = 0,4 \cdot 1,325 = 0,53 \text{ (m/s)}$$

$$V = A \cdot v_b = 9,36 \cdot 0,53 = 4,96 \text{ m}^3/\text{s} = 17\,859 = 17\,900 \text{ m}^3/\text{h}$$

a.2. Empirikus úton az ernyő kerületére az elragadási sebesség ( $v_x$ ) függvényében megállapított légmennyiséggel számolunk.

$$V = U \cdot V_0 \text{ m}^3/\text{h}$$

A  $V_0$  értéket a 23. táblázatból vehetjük ki.



3-9. ábra. Ernyő kialakítása hidraulikus présgéphez

23. táblázat. Gázok alsó és felső robbanási határértékei

Hatásos légsebesség ( $v_x$ ) m/s	Elszívott légmennyiség $m^3/h$ -ban, az elszívóernyő kerülete $fm$ -ére $x$								
	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
	m távolság esetén								
0,1	7	29	115	260	460	720	1040	1400	1850
0,2	14	58	230	520	920	1440	2080	2800	3700
0,3	22	86	345	780	1380	2150	3120	4250	5500
0,4	29	115	460	1040	1840	2900	4150	5650	7400
0,5	36	145	575	1300	2300	3600	5200	7000	9200

Az előbbi példa adatai alapján, ha  $v_x = 0,2 \text{ m/s}$ ,  $x = 1 \text{ m}$ ,

$$U = 12,4 \text{ m a táblázat szerint } V_0 = 1440 \text{ m}^3/h/fm$$

$$U = 12,4 \cdot 1440 = 17\,856 = 17\,900 \text{ m}^3/h$$

a.3. Számítható az elszíváshoz szükséges levegőmennyiség DALLE-VALLE képletei alapján is (3-10. ábra).

a esetben

$$V = v_x \cdot (10x^2 + A) \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

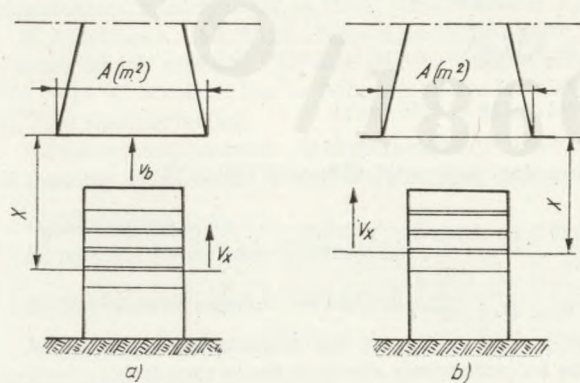
b esetben

$$V = 0,75 \cdot v_x \cdot (10x^2 + A) \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

A peremes elszívóernyőnél a légmennyiség 25%-kal csökkenthető. M. F. BROMLEY és mások kutatása alapján az említett képlet átalakítással a következő formában is alkalmazható.

$$v_x = v_b \cdot \frac{1}{1 + K_0 \left( \frac{x}{\sqrt{A}} \right)^{1,4}},$$

ahol az ismert mennyiségeken kívül  $K_0$  kísérleti úton megállapított tényező,



$$K_0 = 7,7 \cdot \left( \frac{A_1}{B_1} \right)^{0,34},$$

ahol  $A_1$  = az elszívóernyő legnagyobb mérete (m);  $B_1$  = az elszívóernyő legkisebb mérete (m).

3-10. ábra. Hidraulikus présgepnél alkalmazott ernyős elszívás vázlatja

Megközelítő számításokhoz jól alkalmazható egyszerűsített formában a Bromley-féle képlet

$$v_b = v_x \cdot \left[ 1 + 10 \cdot \left( \frac{x}{\sqrt{A}} \right)^2 \right] \text{ (m/s)}$$

A közölt képletek alkalmazásával az első példa adatai alapján a szükséges szellőzőlevegő mennyisége ( $V$ ):

Dalle-Valle-féle képlet szerint:

$$V = v_x \cdot (10x^2 + A) = 0,2(10 \cdot 1 + 9,36)$$

$$V = 0,2 \cdot 9,36 = 3,872 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 13\,900 \text{ m}^3/\text{h}$$

Bromley-féle képlet szerint:

$$v_b = v_x \cdot \left[ 1 + 10 \left( \frac{x}{\sqrt{A}} \right)^2 \right] = 0,2 \left[ 1 + 10 \cdot \left( \frac{1}{\sqrt{9,36}} \right)^2 \right] = 0,2 + 2 \left( \frac{1}{3,06} \right)^2$$

$$v_b = 0,2 + 2 \cdot 0,107 = 0,2 + 0,214 = 0,414 \text{ m/s}$$

$$V = A \cdot v_b = 9,36 \cdot 0,414 = 3,89 \text{ m}^3/\text{s} = 14\,004 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V = 14\,000 \text{ m}^3/\text{h}$$

Az eredmény a két képlettel közel egyező, mert azonos feltételekből vezetődtek le.

a.4. A szerző több gyakorlatban elkészült ernyő adatainak utánszámolása során úgy találta, hogy az elszívóernyő keresztmetszetére vonatkoztatva a belépősebesség értéke

$$v_b = 0,5 \dots 0,8 \text{ m/s között vehető fel.}$$

A nagyobb értékek magasabb présgépekhez ajánlhatók, tehát 10 lapnyíláson felül. Az említett adatokkal, ha pl.  $v_b = 0,5 \text{ m/s}$ ,

$$V = A \cdot v_b = 9,36 \cdot 0,5 = 4,68 \text{ m}^3/\text{s} = 16\,848 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V = 17\,000 \text{ m}^3/\text{h}$$

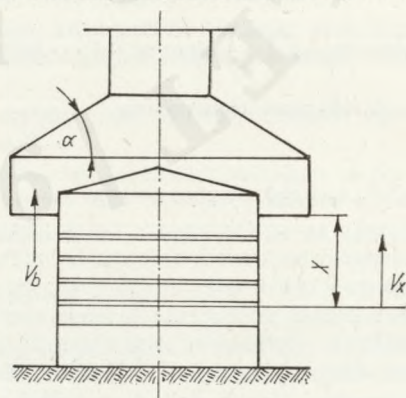
Az alkalmazott képletek 14 000—18 000 ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) szellőzőlevegő-mennyiséget adnak.

Gyakorlati alkalmazásra az első két számítás alkalmasabbnak látszik, különösen agglomerált lapok gyártására szolgáló présgépnél. A farost- és faforgácsipar több nyílású préseinél szokásos — nagy levegőmennyiség esetén — osztott ernyő alkalmazása, és ajánlható az ernyő szélének függőleges peremes kialakítása is, mely lenyúlik a prés gép felső része köré. Előnye, hogy részben az  $x$  távolság rövidül, másrészt az  $\alpha$  szög kisebb értéket vehet fel. Ilyen ernyőkialakítást mutatok be a 3-11. ábrán.

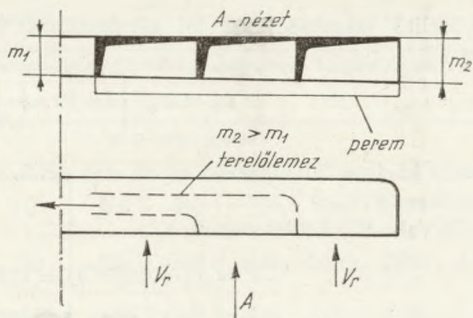
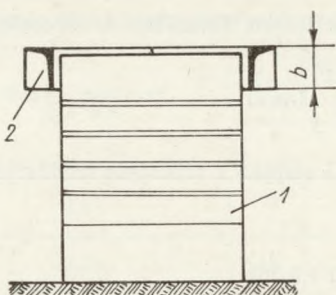
Számításkor természetesen az ernyő teljes felületét kell figyelembe venni.

A kürtőben fellépő légsebesség értéke változó, gyakorlatilag 6—10 m/s között választható.

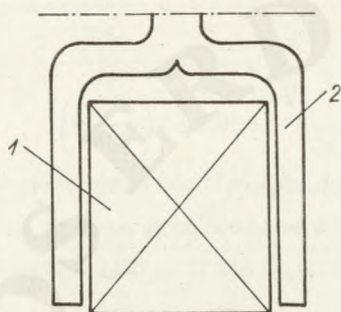
Sok esetben a helyiség magassága nem engedi meg az előbb ismertetett ernyők alkalmazását és a helyes  $\alpha$  szög kialakítását. Többszintes épületekben a prés géphez szükséges kürtő kialakítása a födémek áttörésével járna, ami sok ne-



3-11. ábra. Forgácsolapipari prés gép ernyőjének vázlata



3-13. ábra. Peremes elszívócsatorna kialakítása



3-12. ábra. Peremes réselszívós berendezés vázlatja

1. prés gép; 2. peremes réselszívó

hézseget okoz. Szokásos ezért a bútorigipari présgépek két oldalán réselszívó berendezést alkalmazni.

A szerkezeti megoldást a 3-12. ábrán mutatom be.

A csatornában a szívás egyenletessé tétele végett részben terelőlemezeket alkalmaznak, részben a keresztmetszeteket bővítik a 3-13. ábra szerint.

A légmennyiség meghatározásának eljárása megegyezik a kádaknál alkalmazott réselszívók számításával.

$$v_r = 2,5 \cdot v_x \cdot \frac{x}{b} \text{ (m/s),}$$

ahol  $v_x$  az elragadási sebesség (m/s),

$x$  az alsó préslap nyílásától mért távolság (m),

$b$  a résnyílás szélessége, trapéz alaknál a közepes érték veendő (m)

Általában a  $\left(\frac{b}{x}\right)$  viszonyt 0,1 ... 0,25 között lehet felvenni.

A szükséges légmennyiség

$$V = 2A_r \cdot v_r \text{ (m}^3\text{/s),}$$

ahol  $A_r$  a réskeresztmetszet (m<sup>2</sup>).

**Példa.** Az előbbi adatok felhasználásával legyen a résszélesség  $b = 0,20 \cdot x = 0,20$  (m)

$$v_r = 2,5 \cdot 0,2 \cdot \frac{1}{0,20} = 0,5 \cdot 5 = 2,5 \text{ (m/s)}$$

$$V = 2 \cdot A_r \cdot v_r$$

$$A_r = 0,20 \cdot 3 = 0,60 \text{ m}^2$$

$$V = 2 \cdot 0,60 \cdot 2,5$$

mivel a hosszanti (3 m) oldalon helyezkedik el a réselszívó

$$V = 3 \text{ (m}^3\text{/s)} = 10\,800 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

A kettős szorzóra a különálló felületek miatt van szükség. Az eltérés az előbbi számításokkal összehasonlítva onnan adódik, hogy a peremes réselszívót szorosan illesztve és külső peremmel ellátva terveztük be. Ha perem nélkül csak illesztve csatlakozik a prés gép felső részéhez, akkor SILVERMAN után a

$$v_r = 3 \cdot v_x \cdot \frac{x}{b} \text{ képlettel számolhatunk.}$$

Ez esetben

$$v_r = 3 \text{ m/s}$$

$$V = 13\,000 \text{ m}^3\text{/h}$$

ami közel egyező eredményt ad az előbbi a.3. pont alatti számításokkal.

### 3.2.2. Felületkezeléskor keletkező, egészségre ártalmas gázok elszívása

Az itt alkalmazott légtechnikai berendezésekre nemcsak egészségügyi szempontból van szükség, hanem ezek egyben technológiai berendezések is, amelyek a termékek előállítását gyorsítják és a korszerű légtechnika alkalmazásával jobb minőségű felületeket hoznak létre.

A fafelületek kezelése történhet:

- a) hagyományos eljárással és
- b) korszerű gépi eljárással.

A hagyományos eljárások közé tartozik az

- a.1. lakkozás kézi ecseteléssel és az
- a.2. fényezés nitropolitúrral, matt és fényes kivitelben.

A gépi eljárások:

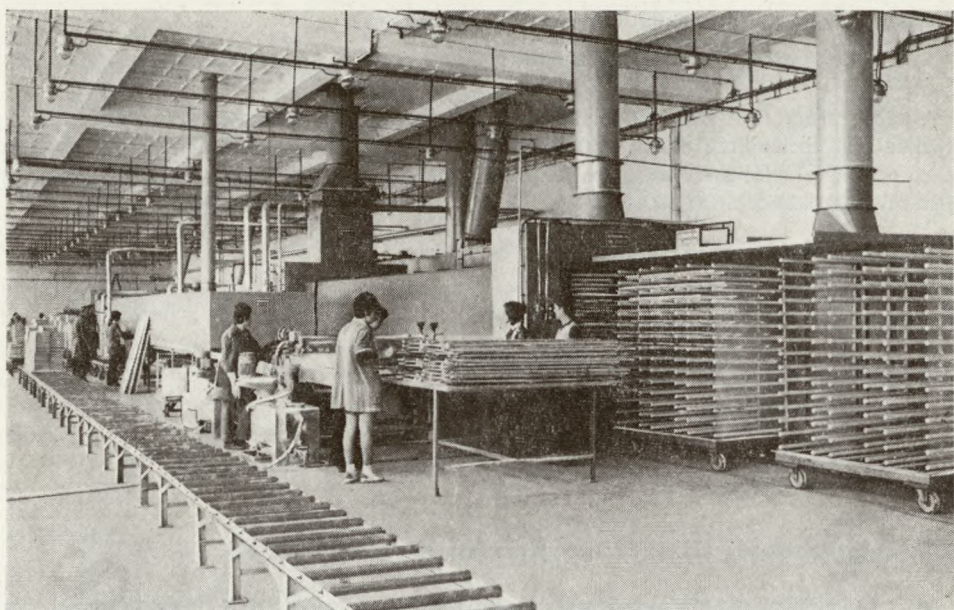
- b.1. lakkszórásos eljárás,
- b.2. lakkozás hengerléssel,
- b.3. lakkozás mártó eljárással,
- b.4. lakkozás öntés útján.

A leggyakrabban alkalmazott lakkokat légtechnikai szempontból két nagy csoportra osztjuk, aszerint, hogy az alkalmazott folyékony bevonóanyagok szilárd filmréteggé való átalakulása milyen úton történik:

*A felületkezelő anyagok filmképzése párolgás és száradás, tehát fizikai jelenségek útján megy végbe.*

A filmképző anyagok oldásához, illetve a gépi műveletek végzéséhez szükséges viszkozitás beállításához hígítóanyagokat használunk. A hígítók vagy oldószeres szerves folyadékok, amelyek a felületkezelés folyamán elpárolognak, és a visszamaradt anyag alkotja a felületet bevonó réteget. Ide tartoznak a faiparban alkalmazott összes nitrolakkok, politúrok, mattitok, PVA és Vinoflex anyagok; ezek párolgása és száradása fizikai jelenség.

*A felületkezelő anyagok nagy részében előbb kémiai reakció játszódik le (átalakulás, kémiai keményedés, mint például polimerizáció, polikondenzáció, poliaddíció, oxidálás stb.), és ezt követi a fizikai jelenség, a száradás.* Ide tartoznak a faiparban használt két komponensű olajlakkok (átészterezett, standolaj), a műgyanta lakkok (fenol-, karbamid, poliészter gyanták stb.).



7. kép. Felületkezelő gépsor (Molnárné, FAKI)

A bútortiparban leggyakoribbak a karbamid és melanin műgyanták aldehiddel kondenzált származékai, a poliészter gyanták, poliamidok és poliuretánokból keletkezett felületkezelő anyagok. Átlátszó lakkozáshoz nitro-, illetve savra keményedő és telítetlen paraffintartalmú poliészter lakkokat használnak.

Az ismertetett kétféle bevonóanyag közötti különbség az, hogy a fizikai úton száradó lakkhoz felhasznált hígító mennyisége nagyobb, és az oldó-, illetve hígítószerkező párolgása a felvitel után rögtön megindul, míg a kémiai-fizikai úton száradó lakkokból kisebb mennyiségű edző, illetve gyorsítószert párolog el lassúbb szárítási folyamat keretében.

Ha a felületkezelő az egészségre ártalmas oldó-, illetve hígítóanyagok párái zárt térbe (szárítókamara, alagút stb.) kerülnek, akkor szellőzés szempontjából az oldószer alsó robbanási határának egy harmadáig terjedő koncentrációja a maximális megengedett érték. Számításakor  $1/3$ – $1/10$  terjedő biztonsági tényezővel dolgozhatunk.

### 3.2.21. A párolgási görbék jelentősége a légtechnikai berendezések tervezésénél

A felületkezelt bútort- és épület-asztalosipari termékek felületéről a festék- vagy lakkbevonatból párolgás indul meg.

Valójában a halmazállapot-változásnak két formája van: a forrás és a párolgás.

A forrás főleg nagy víztartalmú folyadékok esetén fordul elő, amikor a folyadék belső felületén fejlődő gőz látható buborékok alakjában jelenik meg. A forráshoz megfelelő hő-, nyomás- és áramlási viszonyok szükségesek.

A párolgáskor csak a felületen következik be halmazállapot-változás. A felületbevonó anyagokból a vegyi összetételnek megfelelő gázok vagy gőzök fejlődnek, melynek mennyisége megközelítőleg meghatározható. A pontos meghatározást sok körülmény és esetleg idegen anyagok szennyezése (a fa felületén) befolyásolhatja, de a szükséges légtechnikai berendezések méretezését csak kismértékben érinti.

Az elpárolgott gőz mennyiségének változása meghatározott arányban áll a folyadékban levő gőzök feszültségváltozásaival. Ez utóbbi az anyagot jellemző egyéb paramétereken

kívül a hőmérséklettől függ, és annak emelkedésével a gőzfeszültség (nyomás) arányosan nő. A folyamat befolyásolásának egyik alapelve, hogy a levegő adott hőmérsékleten — a folyadék felszínéről történő párolgás esetén — csak meghatározott mennyiségű gőzt képes felvenni. Ha a hőmérsékletet emeljük, a folyadék belsejében a gőznyomás megnő, a párolgás fokozódik és a párák kisebb páraconcentrációjú helyre, ez esetben a levegőbe áramlanak. Ez mindaddig folytatódik, amíg a két nyomás közötti különbség ki nem egyenlítődik, amíg a folyadékot körülvevő levegő is gőzzel nem telítődik. A hőmérséklet emelésével elérkezünk egy pontig, ahol a gőznyomás egyenlő a külső légtérben levő nyomással, a légnyomással. Ezt a hőmérsékletet forráspontnak nevezzük. A párolgást előidéző nyomáskülönbség értéke

$$b = b_w - b_1 \text{ (Hgmm),}$$

ahol  $b$  a párolgásra jellemző nyomáskülönbség,

$b_w$  a folyadék határretegében levő oldószer hőmérsékletének megfelelő oldószergőznyomás,

$b_1$  a levegőben levő oldószergőzök parciális nyomása.

A faipari felületkezelés folyamán tehát az oldószerek párolgása mindaddig tart, míg a környező levegő gőzökkel telítődik. Álló légtérben (zárt térben) intenzív párolgás esetén ez hamar bekövetkezik, ezért folyamatos légcserével gondoskodni kell friss levegő beáramlásáról, illetve a telítődött levegő vagy legalább egy részének eltávolításáról. Szokásos az oldószerek párolgását a párolgási számmal is jellemezni. A párolgási szám a vizsgálandó anyag és a vele egyidejűleg párolgó vegytiszta acetone párolgási idejének hányadosa (MSZ 1636). A szabvány szerint a párolgási szám meghatározásakor mindkét folyadékból 0,1—0,1 ml-t szűrőpapírra visznek fel, és mérik az időt, amely alatt a folyadékok nyoma, ha a szűrőpapírt áttetsző fényben vizsgálják, teljesen eltűnik.

Az oldószer párolgási ideje megváltozhat, ha lakk is van jelen, amely a felületen marad. Ilyen esetben az oldószerral hígított lakkot üveglemezre öntik, és időnként mérésel határozzák meg az oldószer elillanása következtében előálló súlyvesztésüket. A mérési eredményekből grafikus ábrázolással az ún. párolgási görbét kapjuk, amely egyben felvilágosítást nyújt a párolgás sebességére is.

Ilyen mérésekből fontos következtetést lehet levonni a száradás sebességére és a filmképzésre, azaz arra, hogy mennyi a felhordott oldat szárazanyag-tartalma a teljes száradás után. Az összehasonlítást mindig azonos körülmények közt kell elvégezni.

Faipari vonatkozásban, ha meghatározott fajlagos mennyiség adott valamilyen felületre (pl. 80—100 g/m<sup>2</sup> nitrolakkból belső felületek fényezéséhez), akkor a felvitt anyagot helyesebb egy 10×10 cm vagy 15×15 cm azonos furnérral ellátott alkatrészdarabról elpárologtatni, mert a furnérral fellépő abszorpció is befolyásolja a görbe alakját.

A szerező különböző párolgási görbéket vett fel, amelyeknek súlyvesztését meghatározott időközökben mérte. Egyidejűleg a hőmérséklet és a levegő relatív nedvességét is regisztrálta. Ha a levegő sebessége 0,3—0,5 m/s-ot meghaladja, akkor ezt is fel kell tüntetni. A mérésekhez az anyag viszkozitását ismerni kell.

A kísérleti szárítási időt kétféleképpen határozhatjuk meg.

Az egyik esetben az oldószer mennyiségét a lakkokban 100%-nak vesszük, és a teljes oldószer elpárologását mérjük. Ez esetben instacioner párolgás esetén a görbe az ordinátaértéknél húzott vízszinteshez mint határértékhez közeledik (lásd 3-14. ábra).

A másik esetben, s ez a gyakoribb, különösen több, különböző vastagságú réteg felhordásakor, a további felületkezeléshez vagy -megmunkáláshoz szükséges száradási fokot határozzuk meg, amelyet bizonyos száradási idő alatt ér el. A száradási idő meghatározására a legegyszerűbb és kielégítő módszer a tapintás útján meghatározható száradási fokozat szerinti vizsgálat. Eszerint az

1. fokozat: meghúzott
2. fokozat: ragadós
3. fokozat: érintésre száraz



- 4. fokozat: porszáraz
- 5. fokozat: teljesen száraz
- 6. fokozat: teljesen átkeményedett.

Az egyes fokozatok ismérvei:

1. fokozat. A lakk akkor „mehúzott”, ha a felület a gyengén végighúzott ujjal szemben számottevő ellenállást mutat, és utána az ujjat tiszta üveglaphoz érintve, azon nyom marad.

2. fokozatba ért a száradás, ha a lakk „ragadós”, az ujj végighúzásakor erősebb tapadást kell legyőzni. Az ujj ez esetben is nyomott hagy a tiszta üvegen.

3. fokozat: „érintésre száraz” a filmbevonat akkor, ha a végighúzott ujj az üveglapon nem hagy nyomot.

4. fokozatról beszélünk, ha az ujj végighúzásakor a bevonaton nem érzünk tapadó ellenállást, és a felületre szórt homokszemcsék, vatta- és fonalszálak lefúvással eltávolíthatók.

5. fokozat (teljesen száraz). A hüvelykujjal kb. 0,5 kp nyomás kifejtése után nem marad nyom a lakkrétegen.

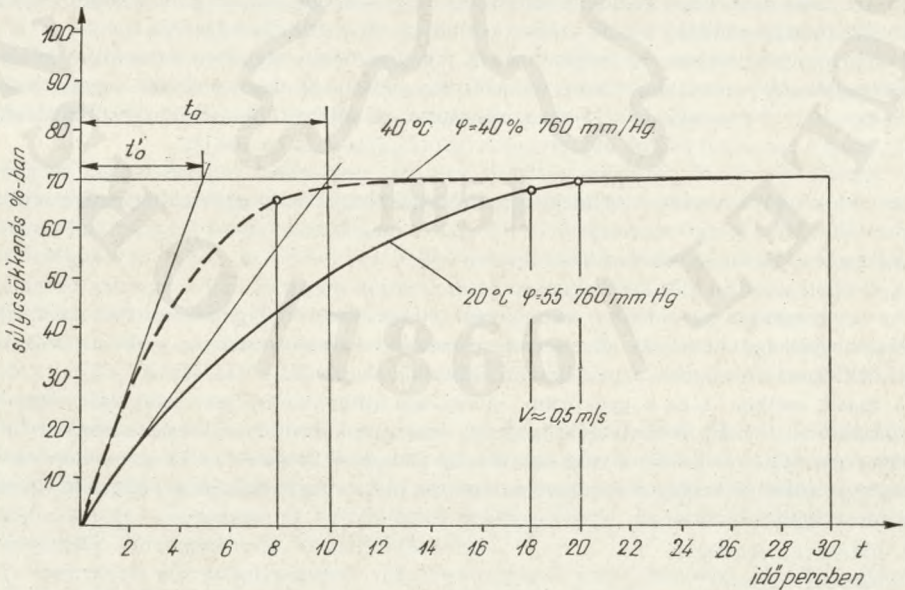
6. fokozat a „teljes átkeményedés”. Bekövetkezését a Schleicher—Schüll-féle eljárással állapítjuk meg. A vizsgálathoz a filmre fekete szalagos szűrőpapírt helyeznek és 100 p/m<sup>2</sup> nyomással terhelik. Ha egy perc nyomás után festéknyom a szűrőpapíron nem marad vissza, akkor a lakk teljesen átkeményedett (MSZ 9634).

A szerző által végzett kísérletek azt bizonyították, hogy magasabb hőfokon a száradás lényegesen rövidebb idő alatt következett be, a párolgás különösen a kezdeti szakaszban rohamosan nőtt.

A zártermi levegőn (20 °C-nál, 760 Hgmm nyomásnál, 55% relatív légnedvesség mellett) nitrolakkal végzett kísérletek összesített eredményét a 3-14. ábrán mutatom be.

A nitrolakk oldószertartalma 70%-os volt, a felvitt anyagmennyiség 90—100 g között változott. Az ábrán is látható, hogy a hőfok emelkedése mellett a száradás meggyorsult. A porszáraz állapotot zárt térben is 15 perc körül elérte a felületkezelt termék.

A megfelelően kivitelezett konvekciós szárítókamrában, amelyben a légsebességet és a hőfokot változtatni lehet, a párolgási sebesség még gyorsabb. Az egyes görbék a kísérleti mérési eredmények középértékei. A különböző műszaki paraméterek és levegőállapotok az ábrán láthatók.



3-14. ábra. NC lakk párolgási görbéi

A kísérletekben a felületkezelési módszer a lakkszórás volt. A kapott eredmények azt bizonyították, hogy pl. nitrolakknál 80–100 g/m<sup>2</sup> anyagfelvitelnél a szárítási idők (5. fokozat)

20 °C-nál	$v = 0,5 \text{ m/s}$	15 perc körül,
40–60 °C-nál	$v = 0,5 \text{ m/s}$	8 perc körül

voltak.

Az elmondottakból következik, hogy légtechnikai és technológiai szempontból a felhasználandó lakkfajtára meg kell állapítani:

a) Légmozgás nélküli (zárt térben), a szobahőmérsékletnek megfelelő műszaki paraméterek mellett ( $t = 20 \text{ °C}$ ,  $p = 760 \text{ Hgmm}$ ,  $\varphi = 55\%$  légnedvesség) a felhasználandó lakknak a párolgási görbéjét a teljesen száraz állapotig, illetve több réteg felhordásakor a rakácsoláshoz szükséges száradási állapotig.

b) A kísérleteket meg kell ismételni különböző hőfokon, ill. ennek megfelelően változtatott levegőparaméterek mellett.

c) További kísérleteket kell folytatni különböző légsebesség és -hőfokok mellett folyamatosan és szakaszosan újabb párolgási görbék felvételére. A folyamatos kísérleteknél állandó a hőfok és a légsebesség értéke, szakaszosnál a hőfok és légsebesség értékei variálhatók.

d) A próbadarabokat egyhónapos időszak vagy öregítési kísérletek után felül kell vizsgálni.

Az a pont alatti kísérletek felvilágosítást adnak az elpárolgó gázok mennyiségére és a párolgás sebességére. Eredményeik alkalmazhatók olyan szóró- és öntőtermek, szárítóhelyiségek általános szellőzésének számításához, amelyekben a felületkezelt lapok rekeszes kocsikra kerülnek és szobahőmérsékleten száradnak meg.

A párolgási görbe alapján megállapítható a keletkezett gáz mennyisége adott  $t$  időszakaszra: ez képezi a szellőzőlevegő ( $V$ , m<sup>3</sup>/h) mennyiségének megállapítását az általános szellőzési alapegyenletek szerint. Ugyanez vonatkozik a szárítóhelyiségekre is, ahol a párolgás befejeződik.

A b pont alatti vizsgálatok párolgási görbéi a technológiai folyamat meggyorsítási lehetőségeit tárják fel, konkrétan, hogy milyen hőfok mellett lehet légtechnikai berendezések alkalmazásával rövidíteni a lapok szárítását.

Légtechnikai szempontból legértékesebbek a c alatti grafikonok, mert ezek felvilágosítást adnak a szárítókamrák, -alagutak kialakítási lehetőségeiről és légszükségletéről.

A különböző paraméterek variálása azért is szükséges, mert a műgyantalakkoknál 3 különböző párolgási szakaszt különböztetünk meg:

- az elgőzölögtetési,
- a szárítási és
- a hűtési szakaszt.

A felosztás jelentősége abban van, hogy az *elgőzölögtetési* szakaszban például a szobahőmérséklet és az 1–2 m/s körüli légsebesség bizonyult a legjobbnak a kezdeti szakaszon felszabaduló gázok hígítására és eltávolítására. A nagyobb meleg és légsebesség a felületet hirtelen szárítja meg (megkeményíti), a lakkfilm belsejében levő oldószerpárák nem tudnak a felületre jutni, és később a szárítás folyamán vagy utána a feszültség következtében megrepedezik a lakk felülete. A *szárítási* szakaszban a magasabb hőfok és kis légsebesség melletti szárítás bizonyult megfelelőnek (lásd b pont alatti görbék).

A gyors hőfokcsökkenés — a szárítás után — szintén hajszáltrepedéseket okoz, ezért a hűtőzónának átmenetnek kell lennie a szárítási és a felületkezelő terem levegőjének műszaki paraméterei között.

Az elmondottakat összefoglalva mind a jó minőségű lakkfelület elérése, mind az üzemi egészségügyi szempontból meg kell határozni a szellőző- és szárítólevegő műszaki paramétereit, mennyiségét és ezzel kapcsolatban az alkalmazott légtechnikai berendezések műszaki jellemzőit.

### 3.2.22. Lakszórásnál alkalmazott elszívőfülkék szerkezeti kialakítása és méretezési alapelvei

A bútorok felületkezelésére egyre kedveltebb a lakkok és festékek porlasztás útján való felvitele. A lakkok és festékek oldószerei az egészségre ártalmasak, ezért rendkívül fontos az elszívás helyes megtervezése és kivitelezése.

A lakkok és festékek porlasztásakor köd, illetve pára képződik. A párak szétterjedésének megakadályozására a lakkozást fülkében vagy kamrában kell végezni. A szellőzés méretezésének kiindulóalapa az, hogy a fülkébe beáramló levegő sebességének nagyobbak kell lennie, mint a felületkezelő anyag gőzeinek diffúziós sebessége.

Gyakorlatilag a szellőzőlevegő sebességének meg kell haladnia a 0,4 m/s-t. A hatásos elszívósebesség azonban ennél nagyobb: függ a porlasztás erősségétől (a szórópisztolyban levő nyomás nagyságától) és a lakkozott tárgyak alakjától (mennyire verik vissza a porlasztott anyagot).

Az elszívott levegőben levő festékködöt és -párát ütközőelemes, töltőanyagossal szűrővel vagy vizes légmossal választjuk le.

A tervezéshez szükséges műszaki adatok:

A kamra nyílásain belépő levegő sebessége gyakorlati adatok alapján

$$v_b = 0,6 \dots 1 \text{ m/s}$$

4 atm-nál nagyobb pisztolynomás esetén  $v_b = 1,2 \text{ m/s}$  is lehet. A szűrő- vagy mosótérben a levegősebesség

$$v = 2,5 \dots 3 \text{ (m/s)}.$$

A szükséges elszívott levegő mennyisége

$$V = A \cdot v_b \text{ (m}^3\text{/s)},$$

ahol  $A$  a kamra szabad bemenőnyílásainak felülete  $\text{m}^2$ -ben.

Kis fülkenyílások esetén szórópisztolyként  $V = 3500 \text{ m}^3\text{/h}$  is megfelel. A légcatorna számítása megegyezik az előző fejezetben ismertettekkel.

A lakkpárák leválasztási rendszere szerint a lakkozófülkék lehetnek

- száraz leválasztású légtisztítóval és
- vizes leválasztóberendezéssel kialakított szórófülkék.

A száraz leválasztású légtisztítóval felszerelt szórófülke egyszerűbb és olcsóbb, de tisztítása nehezebb és tűzvesélyesebb.

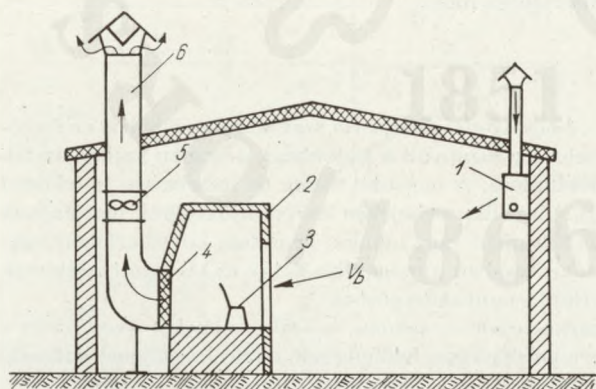
A nedves leválasztóval felszerelt szórófülke — bár drágább —, de tűzbiztonsági szempontból jobban bevált.

a) Száraz leválasztóberendezéssel ellátott szórófülke szerkezeti kialakítása

A fülke vázlata a 3-15. ábrán látható.

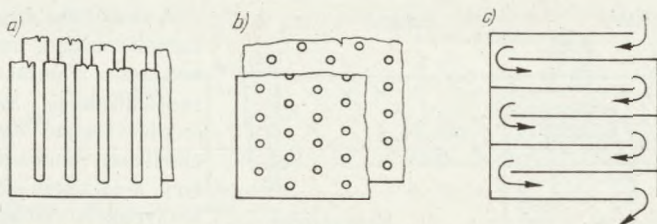
Száraz leválasztású légtisztító elemek

a.1. A legegyszerűbb tisztítóelemek a labirintkiképzésű fémlemez. Ezeket a 3-16. ábrán mutatom be. A levegő áthaladásakor ütközés következtében a



3-15. ábra. Száraz leválasztású szórófülke szerkezeti kialakítása

1. friss levegőt befúvó termoventillátor; 2. a porlasztófülke falai; 3. lakkozandó tárgy; 4. légtisztító elem (száraz leválasztó); 5. axiálventillátor; 6. légvezetőék a szellőzőkürtővel



3-16. ábra. Száraz leválasztású labirint kiképzésű fémlemezek  
a) réses; b) perforált; c) ütközéses elrendezésű fémlemezek

pára lerakódik a fémlemezekre, ahonnan időnként le kell azt tisztítani. Ehhez nitrolakk esetén fémet nem szabad használni, mert az acetonos lakk könnyen lángra lobban.

Áthaladásebesség  $v < 4$  m/s.

Fajlagos szűrőfelület  $V_{sz} = 1000$  m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup>h

a.2. *Töltőanyagossal szűrők.* Ide tartoznak a fagyapottal, forgáccsal, üveg- és salakgyapottal töltött szűrők. A szűrő ellenállása függ az átáramló közeg sebességétől, a forgács méretétől, a fafajtól, méretektől, nedvességtartalomtól, a szűrő vastagságától és a töltés tömörségétől. Keretként előnyösen alkalmazható a homloklégszűrőknél ismertetett 500×500 mm-es keret. A szükséges szűrőfelület acélidomokra szerelve könnyen összeállítható.

A szovjet kutatások alapján 0,25 mm vastag, 4 mm széles és 10% nedvességtartalmú erdei-fenyő-forgáccsal töltött 30—45—60 mm vtg., 205×205 mm alapterületű szűrők ellenállása műszaki egységekben:

$$p_{sz} = 1,25 \cdot A_1 \cdot \gamma_1 \cdot v^n,$$

ahol  $A_1$  arányossági tényező, a forgácstömörítéstől függ,

$\gamma_1$  a levegő fajsúlya (kp/m<sup>3</sup>),

$v$  a levegő sebessége (m/s),

$n$  a hatványkitevő.

A kísérletben alkalmazott tömörítések és ennek megfelelően a képleték a következőképpen alakultak:

$$A_1 = 6,4 \cdot \delta - 5,5, \quad \text{ahol } \delta \text{ a tömörítés értéke (kp/m}^2\text{)}$$

$$\delta = 1,43 \text{ kp/m}^2\text{-nél}$$

$$\delta = 2,28 \text{ kp/m}^2\text{-nél}$$

$$\delta = 2,90 \text{ kp/m}^2\text{-nél}$$

$$p_{sz} = 3,65 \cdot \gamma_1 \cdot v^{1,35}$$

$$p_{sz} = 9,1 \cdot \gamma_1 \cdot v^{1,35}$$

$$p_{sz} = 13,1 \cdot \gamma_1 \cdot v^{1,35}$$

Lamináris áramlás esetén a görbe egyenes lesz (3-17. ábra).

A szerző tapasztalata szerint a szűrő a festékpárákat nagyon jól leválasztja, de hamar telítődik, ezért műszakonként cserélni kell a töltést.

b) Korszerűbb berendezés nitropárák leválasztására a *vizes leválasztású berendezés*, amelynek szerkezeti vázlatát a 3-18. ábrán mutatom be.

A vízfüggönyön való áthaladáskor a lakk-, illetve festékpárák a vízcseppel együtt lecsapódnak. A szivattyú a vizet újra a porlasztókba vagy a rózsákhoz nyomja fel. A nitrolakk a víz tetején úszva marad.

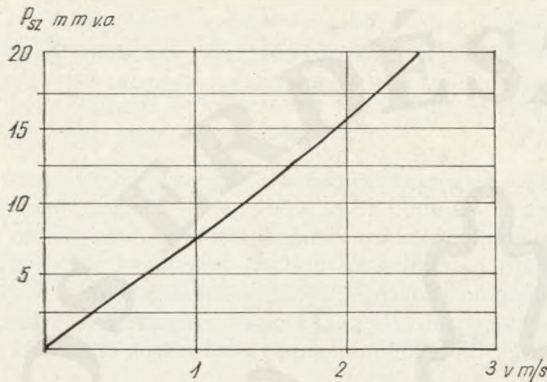
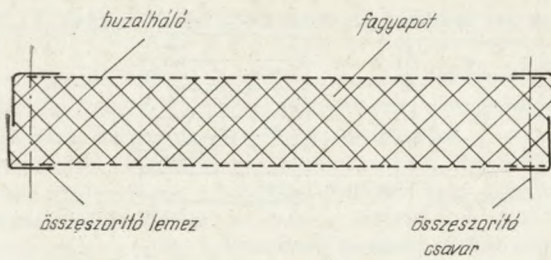
Szokásos műszaki adatok:

spirál fúvóka 2,5 atm-nál

$$d = \varnothing 3 \text{ mm nyílásnál } 3,5 \text{ liter/min,}$$

koncentrikus vízporlasztó fúvóka 2—3 ata-nál

$$d = \varnothing 4 \text{ mm nyílásnál } 5—6 \text{ liter/min.}$$



3-17. ábra. Töltőanyagossal szövet típusú légszűrő (a) és jelleggörbéje (b)

Ilyen esetben a szórófülke helyett a szóróállás vagy a szórófal alkalmasabb. Ennek szerkezeti kialakítása a 3-20. ábrán látható. A felülről lefelé áramló levegő magával ragadja az egészségre ártalmas gázokat, így védi a dolgozót. A szennyezett levegő vékony vízréteggel bevont falon halad át; a falon levő nyílásokban vízpárák függőny képződik, amely magával

A szórófülke lényeges eleme a csepplévasztó, amely mint utólevélasztó a párák ellen védi a ventilátort is. Szerkezetiileg a csepplévasztó egy zezgugosan elhelyezett lemezsorból áll, amelyen a vízpárák lecsapódnak és lefolynak a víztartályba. Kialakítását a 3-19. ábra mutatja.

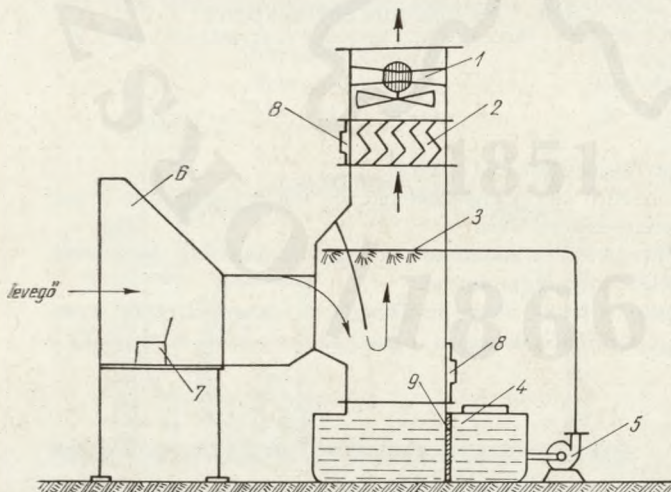
A csepplévasztó ütközési ellenállása  $\zeta = 25 \dots 30$

$p_{cs} = 6 \dots 10$  v. o. mm átlagérték,

ha a csepplévasztón átáramló sebesség:  $v_{cs} = 2 \dots 3$  m/s.

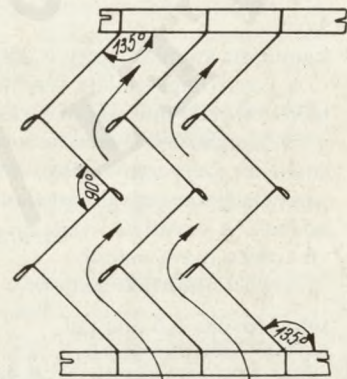
Hideg festékpárákhoz az elszívónyílást alul kell elhelyezni, mert lefelé terjednek.

A korszerű technológiák szerint szállítószalagon mozgatott darabokat szórnak be festékkel vagy lakkal; a darabokat a szalag tovább viszi a szárítóba. Az automatizált szalagos lakkszóráshoz menetrendet kell készíteni, amelyet pontosan be kell tartani.

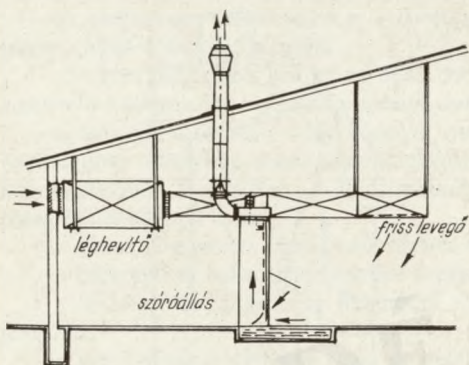


3-18. ábra. Vizes levélasztású szórófülke szerkezete

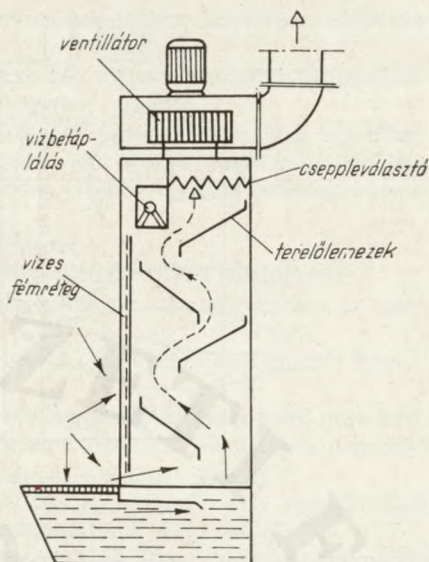
1. ventilátor; 2. csepplévasztó; 3. porlasztó vagy róza; 4. víztartály; 5. szivattyú; 6. fülkeburkolat; 7. lakkozandó tárgy; 8. tisztítóajtó; 9. szűrőelem



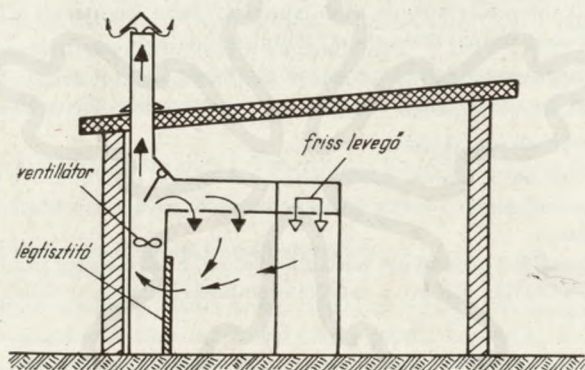
3-19. ábra. Csepplévasztó



3-20. ábra. Szóróállás



3-21. ábra. Kaskád típusú szórófülke



3-22. ábra. Recirkulációs szórófülke

ragadja a festékpárákat. Nagyobb méretű termékeknél (kis szekrények, komód stb.) alkalmazása igen jelentős.

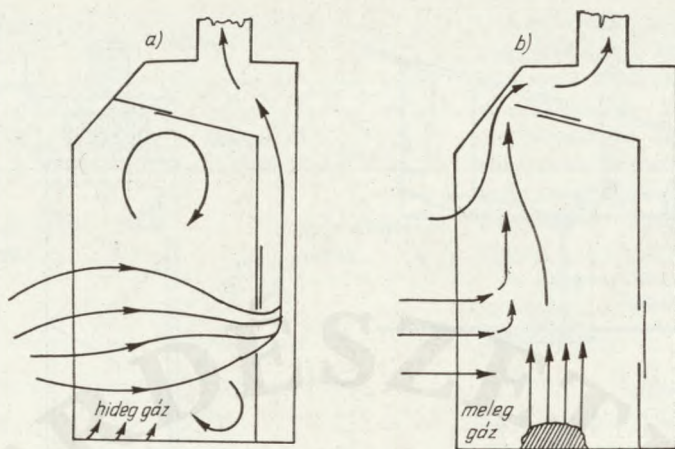
Méretezéshez a bemenősebesség értéke  $v_b = 0,5 \dots 0,6$  m/s a nagy levegőmennyiségek elkerülése végett.

A kialakult szórókamratípusok közül megemlíthető a kaskád típusú és a recirkulációs szórófülke.

A kaskád típusú szórófülke működési elve, hogy a mosóterben terelőlemezek segítségével vízfüggöny képződik, amelyen a festékpáros levegő áthatolva megtisztul.

A nagyobb méretű (2×2 m-től), szórófülkékhez szükséges szellőzőlevegő 8000—12 000 m<sup>3</sup>/h nagyságú, ami nagy hőveszteséget jelent.

A recirkuláló levegő a mosás ellenére is tartalmaz nitrogézőket, ezért nem szabad a terembe — hanem csak a fülke belsejébe — visszavezetni. Az így visszavezetett levegő legfeljebb 30—40%-a lehet az egész szellőzőlevegőnek (3-22. ábra).



3-23. ábra. Laboratóriumi fülke szerkezeti kialakítása

### 3.2.221. Laboratóriumi fülkéhez kialakított gázelszívó berendezés

A műanyagok alkalmazásával egyre több laboratóriumot létesítenek a faiparban is. A laboratóriumi fülkék elszívásánál két esetet különböztetünk meg:

- hideg folyamatok esetén keletkező gázok elszívását,
- hőképződéssel járó folyamatok közben keletkezett meleg gázok elszívását.

Méretezés és szerkezeti kialakítás:

Hatásos elszívósebesség a szabad nyílásoknál  $v = 0,25 \dots 0,5$  m/s. Az első (a) esetben a fülke kialakításakor helyesebb a hideg gázokat termelő folyamatok esetén az elszívónyílást az alsó harmadra tenni.

A b) esetben helyesebb a szívónyílás felső elhelyezése, mert a meleg gázok felfelé emelkednek, és középső szívónyílás mellett a munkaterembe áramlanak a fülkéből (3-23/b ábra).

### 3.2.3. Lakköntéskor keletkezett gázok elszívása és lakkszárító berendezések

A felületkezelésre a faiparban a legáltalánosabban a nitro- (NC) és a poliészter lakkot (PE) használjuk. Behatóan ezért e két lakkhoz tervezett légtechnikai berendezéseket ismertetem. Az itt alkalmazott módszer és a szellőzőlevegő mennyiségére vonatkozó számítások értelemszerűen vonatkoznak a többi lakkfajtára is.

A légtechnika ez esetben is szorosan kapcsolódik a technológiai műveletekhez, amit a következő felsorolás is bizonyít.

#### Technológiai művelet

- lakkozandó felület gondos lecsiszolása
- lapfelület előmelegítése
- öntés vagy szórás művelet
- lakk szárítása vagy keményítése

#### Kapcsolódó légtechnikai berendezés

- porelszívó berendezés
- konvekciós melegítőberendezés
- ernyős vagy réselzívó berendezés
- lakkszárító alagút vagy kamra

A lakköntő és -szóró üzemek tűzrendészeti osztályozás szerint a fokozottan tűz- és robbanásveszélyes (A) osztályba tartoznak, ezért az ÁBEO által közölt tűzrendészeti előírásokon kívül a következő feltételeket is be kell tartani:

— az elektromos szerelvényeket a robbanásveszélyes helyiségekre vonatkozó előírások szerint (MSZ 1600) kell szerelni;

— az egyes helyiségek között az MSZ 595 sz. szabvány közepesen tűzálló fokozatának megfelelő vasajtók legyenek, önműködő csukószerkezettel;

— a helyiség födémzete csak könnyű, max. 120 kg/m<sup>2</sup> éghetetlen anyagból készülhet. Amennyiben a helyiség nehéz födémmel készült el, a helyiség minden megkezdett 1000 légköbmétere után 5 m<sup>2</sup>, max. 3 mm üvegezéssel 40×40 cm-nél nagyobb osztással készült ablakfelületnek kell lennie;

— a gázok elszívására elszívóberendezést kell létesíteni;

— a lakköntő és csiszolóhelyiségben a gépeknél egyedi elszívást kell alkalmazni;

— a lakköntő és lakkszáritó helyiségek szellőzőlég-csatornái más helyiségeken ne menjenek át;

— a szellőzőberendezés csatornái és egyéb alkatrészei csak éghetetlen anyagból készülhetnek;

— a lakköntő gép elszívócsatornáját el kell látni olyan áramlási sebesség-mérő műszerrel, amelyen az üzemeltetéshez szükséges minimális légcserét fenntartó sebességnek megfelelő folyadéknívó helye jól láthatóan be van jelölve;

— a szellőzőberendezés szabadba torkolló végeit úgy kell lezárni, hogy abba kívülről idegen anyag ne kerülhessen be, és külső tűztől se robbanhasson (Dawy-háló);

— a statikus elektromosságból eredő robbanásveszély elkerülése végett az alkalmazott szellőzőberendezés fémes részeit az MSZ 172. sz. szabvány előírásainak megfelelően földelni kell;

— a szellőzőberendezések forgó-, szabályozó- és elzárószerkezeteit olyan anyagból kell készíteni, melyek súrlódásakor szikra nem képződhet;

— a szellőzőberendezést meghajtó motorokat az elszívócsatornán kívül kell elhelyezni, a szellőzőcsatornában vagy azokon keresztül egyéb épületgépészeti szerelvényt vezetni nem szabad;

— a lakköntő helyiségben csak a napi felhasználásra kerülő lakkanyag tárolható.

### 3.2.31. A szellőzőlevegő mennyiségének meghatározása

A bűtoripari lapok öntésére alkalmazott lakköntő gépek folyamatos lakkfüggőnyel dolgoznak, ezért a gázok elszívása már a lakköntő gépnél kezdődik. Ernyős és réselzívó berendezéseket alkalmaznak. Az ernyős elszívóberendezés a lakköntő gép fölött helyezkedik el, de mivel hideg (22 °C) gázpárákról van szó, elszívása nem olyan hatékony, amellet a fölfelé áramló gázok a légzési zónába könnyen bekerülhetnek.

A gyakorlati tapasztalatok alapján előnyösebb a gép leszedőoldalán alkalmazott réselzívó berendezés, amely helyesen alkalmazott légáramlattal a keletkezett hideg gázokat az asztalszint magasságában szívja el.

A réselzívó fordított trapéz alakú, olyan mint a présgépnél; ajánlatos itt az öntőgéphez közelebb eső nyílást kisebbre venni, nehogy nagyobb légmennyiség esetén a fellépő légáramlás a függőnyt szétszakítsa. Szokásos emellett a függőnyt átlátszó műanyag lappal is védeni, amelynek éle és az öntött lapfelület között csak 5 mm hézag van.

A légmennyiséget az általános szellőzésnél alkalmazott képlettel határozzuk meg.

$$V_{sz} = \frac{K \cdot 1000}{k_{meg}} \text{ (m}^3\text{/h)}$$

$K$ -t kg-ban,

$k_{meg}$ -et mg/m<sup>3</sup>-ben kell számítani.

A keletkező gáz mennyiségére vonatkozóan felvilágosítást a párolgási görbe ad. A szellőzőlevegő mennyiségének számítására alkalmazhatjuk



- az összegező, valamint
- a legártalmasabb és legnagyobb tömegben felszabaduló gáz mennyisége alapján való meghatározási módszert.

A számítás menetét a nitrolakk öntésekor felszabaduló gázmennyiség számításán mutatom be. Egy felületkezelő üzemszabzon az óránként felhasznált lakkmennyiség  $Q = 12$  kg. A nitrolakk hígítótartalma 50—70%-ig változik, lakkfajta szerint. A legkedvezőtlenebb esetet véve figyelembe, az elpárolgó gáz mennyisége:

$$K = Q \cdot \frac{c}{100} \text{ (kg/h), ahol } c \text{ a hígító százalékban megadott mennyisége}$$

$$K = 12 \cdot \frac{70}{100} = 8,4 \text{ (kg/h)}$$

	anyagmennyiség %-ban	MAK-érték mg/m <sup>3</sup>
acetón	15	200
etil-acetát	15	200
butil-acetát	15	200
butilalkohol	10	200
ciklohexanon*	5	100
toluol	40	50

Az egyes illanóanyagok megengedhető koncentrációját külön jelöljük ( $k_1, k_2, k_3$  stb. kg/kg). Természetesen megadható a koncentráció más dimenzióban is (és ez a gyakoribb), pl. g/kg vagy mg/kg, ez esetben a keletkezett gázmennyiséget,  $K$ -t is át kell számítani a megfelelő dimenzióra.

$$K(\text{kg/h}) = \frac{K_1}{k_{s1}} + \frac{K_2}{k_{s2}} + \frac{K_3}{k_{s3}} + \dots$$

ahol  $K$  (kg) és  $k_s$  (kg/kg),

vagy

$$V(\text{m}^3/\text{h}) = \frac{K_1}{k_{t1}} + \frac{K_2}{k_{t2}} + \frac{K_3}{k_{t3}} + \dots$$

ahol  $K$  (kg),

$k_t$  (kg/m<sup>3</sup>) dimenziójú.

Ebből

acetón	15%	$K_{ac} = 8,4 \cdot 0,15 = 1,26$ kg/h
etil-acetát	15%	$K_{et} = 1,26$ kg/h
butil-acetát	15%	$K_{bu} = 1,26$ kg/h
butilalkohol	10%	$K_{ba} = 0,84$ kg/h
ciklohexanon	5%	$K_{ci} = 0,42$ kg/h
toluol	40%	$K_{tol} = 3,36$ kg/h.

Szükséges légmennyiség:

$$V_{ac} = \frac{K_{ac}(\text{kg})}{k_{ac}(\text{g/m}^3)} = \frac{1,26 \cdot 1000}{0,2} = \frac{12\,600}{2} = 6300 \text{ m}^3/\text{h},$$

$$V_{et} = \frac{K_{et}(\text{kg})}{k_{et}(\text{g/m}^3)} = \frac{1,26 \cdot 1000}{0,2} = 6300 \text{ m}^3/\text{h},$$

\* ciklohexanont, mint ciklikus ketont az acetónra érvényes MAK-érték felével vettem számításba.

$$V_{bu} = \frac{1,26 \cdot 1000}{0,2} = 6300 \text{ m}^3/\text{h},$$

$$V_{ba} = \frac{0,84 \cdot 1000}{0,2} = 4200 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_{ci} = \frac{0,42 \cdot 1000}{0,1} = 4200 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_{tol} = \frac{3,36 \cdot 1000}{0,05} = \frac{336\,000}{5} = 67\,200 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\sum_{i=1}^n V_i = V = 94\,500 \text{ m}^3/\text{h} \text{ az összegező módszer szerint.}$$

A legnagyobb mennyiségű és legveszélyesebb gáz a toluol, az erre való méretezés azon alapszik, hogy a többi gáz koncentrációja ennél a légmennyiségnél kevesebbet tesz szükségessé.

$$V = 67\,200 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Ennek a szellőzési eljárásnak az a hátránya, hogy aránylag kis NC lakkmennyiségnél is nagy légmennyiségek adódnak (50 000—100 000 m<sup>3</sup>/h), ami

- igen költséges légtechnikai berendezést igényel,
- nagy légsebesség keletkezik az öntőteremben, ezért a felületkezelt lap minősége romlik,
- megnövekszik a légpótlás miatt a hőszükséglet.

Hasonló a helyzet a PE lakknál is. A laboratóriumi mérések

- külföldi PE lakknál 13—14%
- belföldi PE lakknál 18—22%

elpárolgó súlyvesztéseket mutattak ki, az alkalmazott edző- és gyorsítóanyagok miatt.

A felvitt fajlagos anyagmennyiség 450—600 g/m<sup>2</sup>.

A leöntött lapok mennyisége az öntőgép kihasználásától függően 120—180 m<sup>2</sup>/h, ami 54—108 kg/ha anyagfelhasználást jelent. Középtértéket véve figyelembe és 15%-osnak tételezve fel a keletkezett gázmennyiséget,

$$K = Q \frac{C_1}{100} = 80 \frac{15}{100} = 12 \text{ kg/h, több, mint az NC lakknál.}$$

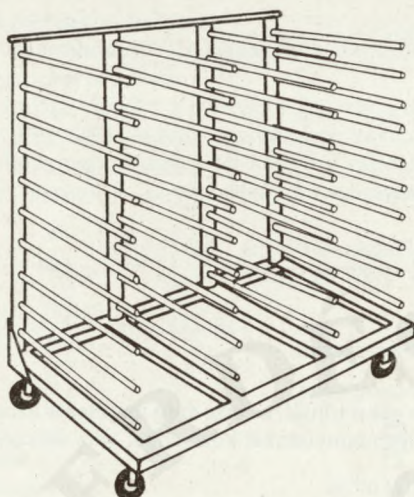
Tapasztalat szerint mindazon bútorüzemekben, ahol általános szellőzést alkalmaznak, a szellőzőlevegő mennyisége alatta marad a kívánt értéknek, és így egészségügyi szempontból nem felel meg.

Az említett okok miatt került sor egyes vállalatoknál az öntőterem és a szárítóterem elkülönítésére. A szétválasztás előnye egyedül csak az volt, hogy a szárítóteremben, ahol a dolgozók csak ideiglenesen tartózkodtak, nagyobb koncentrációs értéket lehetett megengedni így a szellőzőlevegő mennyisége csökkent. Ez a megoldás azonban szükségessé tette az ún. rekeszes kocsik alkalmazását. Ezek 15—18 rekeszrel ellátott kocsik (3-24. ábra), amelyekre öntés után kerülnek a lapok, és segítségükkel kerülnek át a szárítóhelyiségbe.

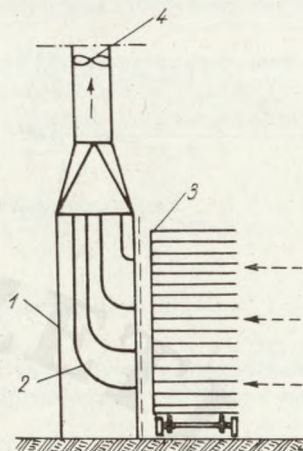
Ha az öntő- és a szárítóhelyiségben ún. elszívóállást (elszívófalat) is alkalmaznak, lényegesen csökken az általános szellőző légmennyiség. Az elszívóállás egy szekrényszerű doboz, amelyből a szennyezett levegőt axiálventillátorral szívjuk el. A szekrényben terelőlapátok teszik egyenletessé a levegőeloszlást, így a rekeszes kocsi lapjai között felszabaduló gázpárak a levegővel kimosódnak.

A lapok között fellépő légsebesség az elszívófalban 1 m/s körül van, amely még a kezdeti elgőzölögtetési stádiumban, mint a maximum, a poliészter lakknál is megengedhető.

Általános szabály mind az NC, mind a PE lakknál, hogy a közvetlenül az öntés után felszabaduló oldószer- és hígítópárákat a terem hőfokán kell elpárologtatni, a paraffintartalmú



3-24. ábra. Rekeszes kocsi



3-25. ábra. Elszívóállás

1. elszívóállás; 2. terelelemzek;  
3. rekeszes kocsi; 4. axiálventillátor

poliészter lakkoknál pedig a terem hőmérsékletén (22—23 °C) kell megvárni a paraffin kiúsását a felületre. Ezeknél a PE lakkoknál előre kell ismernünk a paraffin kiválásához szükséges időt, és ennek eltelte után lehet emelni a szárítási hőfokot. A külföldi példák alapján mind egészségügyi, mind a lapok szárítása, ill. kikeményedése szempontjából a helyes megoldás a szárítókamrák, ill. szárítóalagutas berendezések létesítése. Ezek előnye, hogy lényegesen kisebb levegőmennyiség szükséges, mivel a szárítási légtérben ember nem tartózkodik, másrészt a különböző automatizáló berendezések a lakkfajtáknak megfelelően szabályozzák a légsebességet és a hőfokot.

Mindkét típusra egyformán alkalmazható a levegő mennyiségének az alsó robbanási határra (ARH) történő méretezése.

### 3.2.32. A gázok alsó robbanási határára való méretezés

A gázok robbanási határán értjük azt a gáztartalmat a levegőben, amely alatt még nincs robbanási veszély, de amely felett a robbanás létrejöhet. Ennek két értékét különböztetjük meg:

az alsó robbanási határt (ARH) és a felső robbanási határt (FRH); a két határérték között minden gázkeverék robbanásveszélyes. Ezeket az értékeket meghatározták a különböző gázokra, mi az irodalom után a 24/a táblázatban közöljük a minket érdeklő gázokra vonatkozó adatokat.

Az ÁBEO térfogatszázalékban adja meg a legtöbb anyag robbanási határát. A szellőző-levegő mennyiségének csökkentésére — ott, ahol dolgozó nem tartózkodik a gázos térben, a szerző az elpárolgó gázok-gőzök alsó robbanási határán (ARH) aluli méretezést ajánlja és vezette be. Ezt biztonsággal az alsó robbanási határ 1/3—1/10-ére lehet felvenni. A szerző által ajánlott érték az ARH 1/10-e. Az említettekre példaképpen vegyük fel a nitrolakköntésnél óránként 12 kg-os felhasználást. A 12 kg nitrolakkból a 70% hígító 8,4 kg, ebből toluol 3,36 kg. A megengedhető térfogatkoncentráció-%-ot, 20 °C és 760 Hgmm légállapotot feltételezve, az ARH-hoz viszonyítva 3 és 10 biztonsági tényezővel számolva a 24/b táblázat tünteti fel összegező módszer alapján.

Láthatjuk, hogy lényegesen kevesebb, mint az általános szellőzésnél számított értékek. Hasonlítsuk össze ezt néhány ismert külföldi cég, ill. kutató által ajánlott eljárással.

24. táblázat. Átszámítási értékek ARH-ra a)

Sor-szám	Megnevezés	ARH 1/3%-a	V m <sup>3</sup> /h	ARH 1/10%-a	V m <sup>3</sup> /h
1.	Aceton	0,86	60,8	0,26	202
2.	Etil-acetát	0,84	40,9	0,25	136
3.	Butil-acetát	0,84	31,1	0,25	104
4.	Butilalkohol	0,465	57,7	0,14	192
5.	Ciklohexán	0,432	27,8	0,13	93
6.	Toluol	0,423	208,0	0,127	692
Összesen:			426,3		1419
Kerekítve:			430,0 m <sup>3</sup> /h		1420 m <sup>3</sup> /h

b)

Magnevezés	Robbanási határ			
	alsó	felső	alsó	felső
	térfogat %-ban		g/m <sup>2</sup>	
Aceton	2,6	12,3	50	270
Lakkbenzin	1,1	5,9	65	370
Butil-acetát	1,4	11,2		
Metilalkohol	7,3	36,0		
Toluol	1,27	6,7	44	270

1. Legismertebbek az Eisenmann cég méretezési képletei. Az Eisenmann cég általános szellőzés esetében 5000-szeres levegőhígítást javasol a keletkező gázok térfogatára vonatkoztatva. Általában minden leöntött 4 kg hígítómennyiségre 1 m<sup>3</sup> oldógőzt számítanak.

$$V = \frac{Q'}{4} \cdot 5000 \text{ (m}^3\text{/h)},$$

ahol  $Q'$  = a leöntött hígítómennyiség (kg/h).

Az előbbi példa alapján pl. 12 kg/h nitrolakk felhasználása esetén 70%-os hígítóanyag-tartalommal a szellőzőlevegő mennyisége

$$V = \frac{12 \cdot 0,7}{4} \cdot 5000 = 10\,500 \text{ m}^3\text{/h}.$$

Lényegesen kevesebb, mint a magyar szabvány MAK-értékével számolva. Éppen ezért hazai viszonylatban ez a számítás nem felel meg.

Az alagútszárítóknál, szárítókamráknál (760 Hgmm és 20 °C-nál) ugyanez a cég ajánlja, hogy a legkisebb koncentrációjú ARH-értéket általánosságban térfogatra vonatkoztatva 0,8%-ban vegyük fel. Ez esetben az oldószergőzt bizonyos biztonsággal, 125-szeres friss levegővel kell hígítani, illetve elszívni.

$$V_{sz} = K \cdot 125 \text{ (m}^3\text{/h)},$$

ahol  $V_{sz}$  a szellőzőlevegő mennyisége (m<sup>3</sup>/h),

$K$  a keletkezett gáz mennyisége (m<sup>3</sup>/h).

Ha alapul a toluol átszámítási adatát vesszük a nitrolakköntéskor az egész keletkezett gázmennyiségre, akkor az előző példa adataival számolva, térfogatra vonatkoztatva

$$v_t = 0,261 \quad (\text{m}^3/\text{kg}) \quad (\text{toluolra})$$

$$Q' = 8,4 \text{ kg/h}$$

$$K = 0,261 \cdot 8,4 = 2,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V'_{sz} = 2,2 \cdot 125 = 275 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Ezt a pangási övezetek miatt ajánlatos még biztonsági tényezővel ( $\beta = 1,5 \dots 2$ ) beszorozni,

$$V'_{sz} = 1,5 \cdot 275 = 412,5 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Ez a légmennyiség már egyezik az ajánlott ARH-ra való méretezésnél kapott értékkel.

2. Egyes szerzők [21] szerint szárítóalagutaknál általában alkalmazható a 0,8%-os maximális oldószer-koncentráció is, ami Laschin szerint megfelel a lakkgőz és tiszta levegő viszonyának ( $x$ ).

$$x = \frac{K}{V'_{sz}} = \frac{0,008 \cdot R}{(1 - 0,008)R_1}$$

ahol  $K$  = az oldó- és hígítószer mennyisége kg/h-ban,

$V'_{sz}$  a szellőzőlevegő mennyisége kg/h-ban,

$R$  az oldószer-gőz gázállandója,

$R_1$  a levegő gázállandója (29,27)  $t = 0^\circ\text{C}$ -on és atmoszferikus nyomáson.

$$V'_{sz} = K \cdot \frac{(1 - 0,008) \cdot R_1}{(0,008)R}$$

LASCHIN szerint  $R$  értéke 60—150 között változik, az általa ajánlott középérték  $R = 100$ , amellyel egyszerűsíthető a képlet a következő alakra:

$$V'_{sz} = 36,29 \cdot K \text{ (m}^3\text{)}.$$

Gyakorlatilag a 12 kg/h felhordott nitrolakknál a szellőzőlevegő mennyisége:

$$V'_{sz} = 36,29 \cdot 8,4 = 305 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Egyezést mutat az Eisenmann-féle képlettel, és alkalmazásakor ugyancsak ajánlatos 1,5...2-szeres pótlékolás.

$$V'_{sz} = 1,5 \cdot 305 = 457 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Mindkét képlet hibája, hogy az elgőzölögtetést egyenletesnek tételezi fel az alagút mentén, bár — mint említettem — instacioner áramlásról van szó, és az alagút elején a hígítószer gőzkoncentrációja térfogatsúlyra vonatkoztatva 0,8%-nál nagyobb lesz.

Az elmondottak alapján ajánlott ARH 1/3-ra méretezés megfelel a külföldi méretezéseknél kapott szellőzőlevegő értékének, az ARH 1/10-re való méretezés további biztonságot jelent, és az esetleges pangási övezetek miatt ajánlható.

### 3.2.33. Lakkszáritó berendezések szerkezeti kialakítása

A lakkszáritó berendezéseknek két alaptípusát különböztetjük meg:

- a száritókamrákat és
- a száritóalagutakat.

A két típus közül a nagyobb teljesítményű, korszerűbb, de nagyobb beruházást igénylő a száritóalagút.

### 3.2.331. Lakkszáritó kamrák szerkezete és alkalmazása

A lakkszáritásnál ismertett három technológiai fázis egy helyen történik, így a szárítókamrákban állandóan változtatni kell az elpárolgáshoz, szárításhoz és hűtéshez optimális paramétereket. A legtöbb esetben mindhárom fázis azonos levegő-paraméterek mellett folyik le.

Megkülönböztetünk zárt és nyitott terű szárítókamrát.

A zárt szárítókamrák felépítésükben hasonlítanak a fűrészarút szárító berendezésekhez,

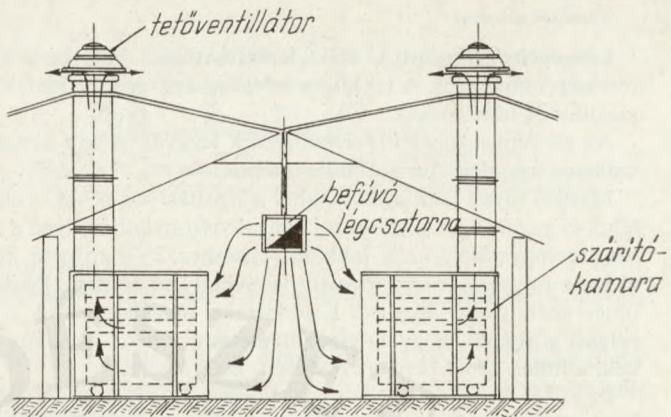
de műszerezettségük egyszerűbb. Az alkalmazott technológia szerint öntött lapokat rekeszes kocsiakra rakják és a szárítókamrába betolják. Az ajtók bezárása után megkezdődik a szellőzőberendezések és léghevítők működtetésével a felvitt réteg keményítése. A három szakaszban — mint láttuk — különböző légsebesség és -hőfok az optimális, ezért a kamra bizonyos automatikus berendezést és megfelelő szaktudású kezelőt igényel.

Munkavédelmi szempontból a zárt kamrák igen jók, mert az egészségre ártalmas gázok a zárt térből nem terjednek szét, és kevés szellőzőlevegővel dolgoznak. Hátrányuk a szakaszos működés, nagyobb termékmennyiség esetén a beruházási költség, valamint a szárítókamra töltésekor és ürítésekor a hő- és idővesztés.

A nyitott szárítókamrák felépítésükben sokkal egyszerűbbek. Általában elől nyitottak: a friss és meleg szárítólevegő itt áramlik be, míg a kamrák hátsó felén vagy tetején levő nyíláson távozik a szennyezett levegő. A lakkal leöntött lapokat itt is rekeszes kocsiakra rakják és így helyezik el a kamrában.

Előnyük, hogy sokkal olcsóbb a létesítésük, egyszerűbb a szerkezetük; hátrányuk, hogy a hőfokot és a légsebességet nem lehet változtatni, tehát a szárítás időtartama hosszabb. Kis mértékben az egészségre ártalmas gázok kiáramlása is lehetséges. Azokban a bútorüzemekben melyekben nagy mennyiségű lapot vonnak be, feltétlenül ajánlható, mert a jelenlegi ún. szárítóhelyiségeknél sokkal jobb a hatásfoka, és a gázkoncentráció is sokkal kedvezőbb lehet mind a munkateremben, mind a keményedő felületeken.

Ugyanez az elrendezés ajánlható PE lakköntésnél is az alaplakkra és az I. sz. öntésre. Ennél a technológiánál a gélesedési folyamathoz 20–30 perc szükséges, teremhőfoknál és 0,5 m/s légsebességnél nagyobb nem alkalmazható.



3-26. ábra. Lakkszáritó kamrák szerkezeti kialakítása

### 3.2.332. Lakkszáritó alagutak szerkezeti kialakítása

A lakkszáritó alagutak kétféleképpen lehetnek:

- egyetlen felületkezelt lapot szárító berendezések (szárítócsatorna),
- több felületkezelt lap egyidejű szárítására alkalmas szárítóalagutak.

Az egy lapot szárító szárítócsatornának bármely keresztmetszetében csak egy felületkezelt lap halad át, míg a többlapos szárítóalagutakban a rekeszes kocsiakra rakott lapokat száradás közben vonóláncozott szállítóberendezés továbbítja.

A két berendezés eltérő technológiát igényel, és a számítás módja is más.

## Szárítócsatorna

Lényegében fordított U alakú lemezcsatorna, amelybe a lakkal leöntött lap közvetlenül az öntőgép után kerül. A lakkfajta tulajdonságai szerint kialakítható benne az elgőzölögtetési, szárítási és hűtési zóna.

Az alkalmazott szállítóberendezések leggyakrabban hengergörgősorok, ritkábbak a két-szalagos vagy lemezes szállítóberendezések.

Minden olyan lakkfajtnál, ahol a szárítási idő rövid, a csatornás lakkszáritó berendezést lehet és gazdaságos alkalmazni. Hazai viszonylatban ilyen a nitrocellulóz lakk. Gazdaságossági szempontból, ha a lakkfilmképzéshez 3—8 m/perc közötti szalagsebesség elegendő, akkor a folyamatos szárítócsatorna mellett kell dönteni. Például egy nitrolakknál az alaplakk öntési mennyisége  $80 \text{ g/m}^3$ . Kísérletekkel megállapítottuk a szobahőmérsékleten felvett párolgási görbéből, hogy az elgőzölögtetésre 5 perc, az utána következő szárításra 5—6 perc kell, a hűtési idő 3 perc, ez összesen: kb. 13 perc.

Ez a  $v = 3 \text{ m/min}$  és  $22\text{--}25^\circ\text{C}$  hőmérséklet mellett kb. 40 m hosszú gépsort ad. Teljesítő képessége:

$$Q = 60 \cdot v \cdot \varphi \text{ (fm/h)},$$

ahol  $\varphi$  kitöltési tényező az egyes darabok között levő hézag miatt. Értéke 0,7—0,9 között választható üzemszervezési lehetőségek szerint,

$v$  szalagsebesség (m/min),

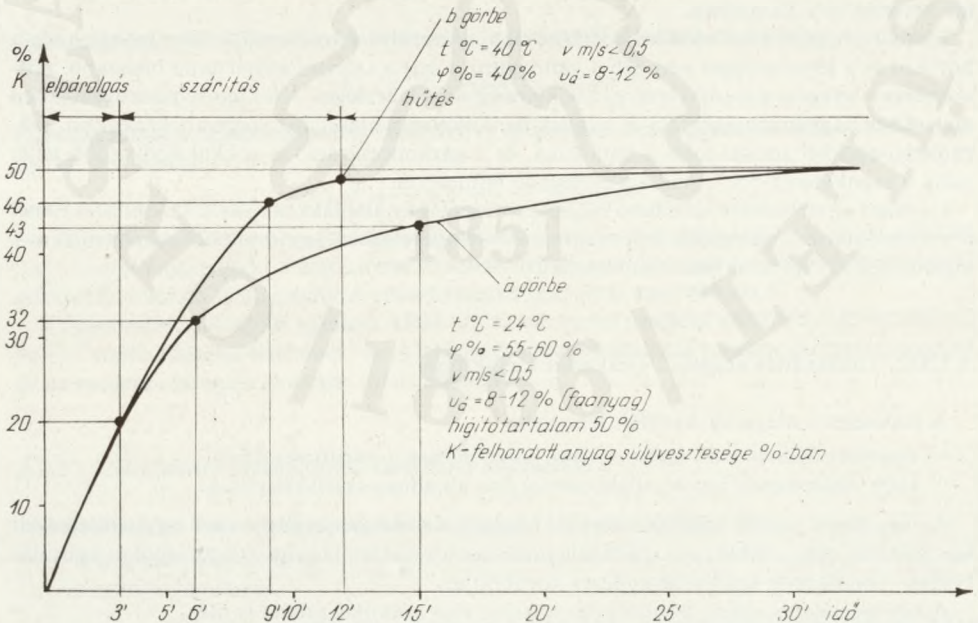
ez esetben, ha  $\varphi = 0,8$  és  $v = 3 \text{ m/min}$ , akkor

$$Q = 60 \cdot 3 \cdot 0,8 = 144 \text{ fm/h}$$

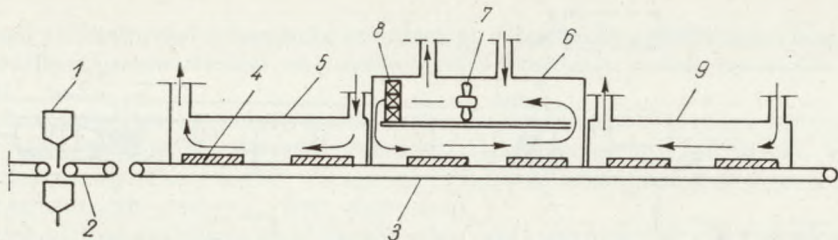
0,6 m széles szekrényoldalak esetén egysoros laprakásnál  $Q = 86,4 \text{ (m}^2\text{)}$ ,

kétsorosnál  $Q = 172,8 \text{ (m}^2\text{)}$ .

Látható, hogy a berendezés teljesítőképességét üzemi szempontok is befolyásolják. A következő berendezésnél előmelegítő alkalmazásával lényegesen csökkenthető az elgőzölögtetési idő, mert nemcsak jobb tapadást ad a kb.  $40^\circ\text{C}$ -ra felmelegített alapanyag, hanem öntés után a párolgás is gyorsabb.



3-27. ábrs. NC lakk párolgási görbéi



3-28. ábra. Csatornászárító szerkezeti kialakítása

1. öntőgép; 2–3. szállítóberendezés; 4. munkadarab; 5. előgőzöltetési zóna; 6. szárítási zóna; 7. ventilátor; 8. léghevítő; 9. hűtési zóna

Az NC lakkfajtánál a kísérletek azt mutatták, hogy előmelegítővel az előgőzöltetési idő csökkent 3 percre, az összes szárítási idő 9 percre, amihez már csak 27 m hosszú gépsor kell, bár ez az előmelegítővel meghosszabbodott.

További rövidítési lehetőséget kínál a szárítózónában a hőfok emelése. Erre vonatkozóan a tanszéken végzett kísérleteket alapozó nitrocellulóz lakkra a 3-27. ábrán foglaltuk össze.

A kísérleti eredményekből látható, hogy nagyobb hőfok mellett a szárítási idő rövidül. Ilyen esetben növelhetjük a szalagsebességet, és nő a berendezés teljesítménye.

Például  $v = 4$  m/min szalagsebességnél,

$$Q = 60 \cdot 4 \cdot 0,8 = 192 \text{ fm/h,}$$

$$Q = 115,2 \text{ (m}^2\text{) } 0,6 \text{ m széles darabnál,}$$

$$Q = 230,4 \text{ (m}^2\text{) két sorban.}$$

Ez fm-teljesítményre vonatkoztatva 33%-os többletet jelent.

Minden olyan esetben, amikor a gépsor hossza a teljesítmény nagysága miatt túl nagyra adódik, vagy a szárítási idő hosszú, akkor a többlapos alagútszárító, illetve a rekeszes kocsik és a szakaszos továbbítás kerül előtérbe.

A szárítócsatorna-típus szerkezeti kialakítását a 3-28. ábrán mutatom be.

A három szárítási zónának megfelelően változnak a légttechnikai berendezések is. Az elpárologtató zónában — mivel a párolgás intenzív és a felület megmelegedésétől nem kell annyira tartani — ellenáramú levegőt táplálnak be (3-28. ábra).

Természetesen a levegősebesség itt is a lakkfajtától függ. NC lakknál pl. ajánlatos  $v_{sz} \leq 1$  m/s, PE lakknál  $v_{max} \leq 0,5$  m/s.

Befolyásolja a szakasz hosszát vagy a szalagsebességet az előmelegítés is, mert az előmelegített felületről a lakkoldószer intenzívebben párolog.

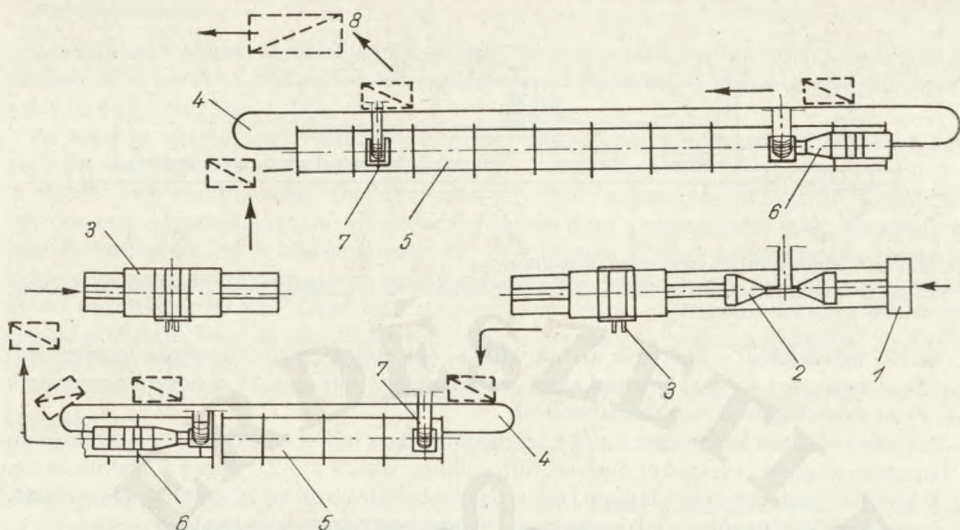
Mind az előgőzöltető, mind a hűtőzónában a hőmérséklet alacsonyabb ( $t = 25^\circ\text{C}$ ), míg a szárítózónában a hőfok a nitrolakknál  $40\text{--}60^\circ\text{C}$ , poliészter lakknál  $50\text{--}80^\circ\text{C}$  közötti. A friss levegő betáplálásánál meg kell akadályozni, hogy a leszálló por a felületen krátereket okozzon. A hőfok szabályozására mindhárom zónában *szakaszos* szabályozóberendezés (kétállású vagy háromállású) a megfelelő. A robbanásveszély miatt csak a pneumatikus szabályozóberendezések ajánlhatók.

A szárítócsatornában szokásos a levegőt az oldalt elhelyezett légrácsokon át is befűjni. Ennek előnye, hogy a levegő nem közvetlenül és merőlegesen éri a felületkezelt lapot, hanem oldalirányból áramlik a lap fölé, így a lakkfilm képződését nem zavarja.

### 3.2.333. Szárítóalagút méretezése

A külföldi cégek által ajánlott berendezések általában kombinált szerkezetűek. A PE lakknál is, ha alaplakkot visznek fel — a könnyen száradó lakk miatt —, a lakkszárító berendezés lapos szárítócsatornával kezdődik, majd PE lakk I. és II. öntéskor leöntött lapokat rekeszes kocsikra rakják és szárítóalagútba viszik keményedésre.





3-29. ábra. Lakkszáritó üzem technológiai elrendezése

1. portalánító; 2. előmelegítő; 3. öntőgép; 4. szállítóberendezés rekeszes kocikkal; 5. szárítóalagút; 6. hűtési zóna; 7. elszívóberendezések; 8. lerakóhely

Az ilyen komplex folyamatos felületkezelő gépsor hossza 50—100 m között váltakozik, a lakkfajtától függően. Méretezési alapul itt is az instacioner párolgásokat kell venni. A szárítóalagútnál ezek ismerete azért fontos, mert egy folyamatosan haladó párolgó felületről az eltávozó gőzök mennyisége időben csökken, és az alagút mentén a koncentráció is változik. Ez megkívánja, hogy az alagút meghatározott helyein — melyet a szakaszok időtartama és a kocsi előrehaladási sebessége határoz meg — más-más paraméterű levegőt létesítsünk, amely a szárítási követelményeknek azon a ponton legjobban megfelel.

Az instacioner párolgási görbe egyes szakaszain egy meghatározott időegységre ( $t$ ) vonatkoztatott gázpárak mennyiségére érvényes a következő egyenlet:

$$K_t = K_0(1 - e^{-t/T_0}) \quad (\text{kg/idő vagy m}^3/\text{idő}),$$

ahol  $K_0$  a fejlődő gáz mennyisége (kg) meghatározott időegységre ( $t$ ) vonatkoztatva,

$K_t$  a jelzett időpontban az addig fejlődött gázmennyiség (kg/idő),

$T_0$  az időállandó, amelyet úgy kapunk meg, hogy a görbe origójához húzott érintő kietszi az aszimptotán  $T_0 = \text{idő}$ .

Ha a 3-27. ábrán látható módon a fejlődő gázmennyiséget elkülönítjük, akkor a szellőző-levegő mennyisége is változik.

Az elpárolgási zónában — alapul véve a nitrolakk párolgási görbét és az öntés előbb közölt adatait — pl.  $t_1 = 3$  percig tartózkodik a felületkezelt lap. Legyen az elpárolgott gázmennyiség  $K_1$  (kg). A szárítószakaszban  $t_2 = 9$  percig való tartózkodás alatt a fejlődött gázmennyiség ( $K_2 - K_1$ ) (kg), a hűtési zónában 3 perc alatt a gázfejlődés  $K_3 - K_2$  (kg). A hátralevő párolgás a teljes száradásig rakásban történik, ahová ez esetben a lapok 20—25 percen belül kerülnek.

A görbénél több megközelítő értékelést fogadtunk el:

a) a számítási alapul egy-egy zónában elfogadott gázfejlődés nagysága csak megközelítő érték, ezért pótlékolni kell;

b) a 20 °C és 760 Hg mm paraméteren kívül meg kell vizsgálni az egyes zónákban magasabb hőmérsékleten fejlődő gázmennyiséget is, ami megváltoztatja a koncentrációt és gyorsítja a száradást;

c) más körülményeket is figyelembe kell venni, pl. a légsebesség maximumának betartását, a  $T_0$  időállandó meghatározását, mert ezek nagyobb hőmérséklet mellett más értéket vehetnek fel.

A párolgási görbék alapján  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$  értékek meghatározhatók, és ezekre kell az egyes zónák elszívóberendezését méretezni. Szervezeti kialakításakor arra kell ügyelni, hogy a hővesztések elkerülése céljából visszakeringtetett levegő mennyisége csak olyan koncentrációt tartalmazhat, amely  $k_{\text{meg}}$  érték alatt marad.

A gyakorlatban általában a külső levegőben levő gáz koncentrációját elhanyagoljuk, mert a szellőzőlevegővel eltávozó gázmennyiség eloszlik a külső légtérben. A légszűrőben, ill. a szárítóalagútban azonban, ha a levegő egy részét visszakeringtetjük, egy kezdeti koncentrációval ( $K_1$ ) számolnunk kell. Általában ez a visszakeringtetett levegő az egész légmennyiség  $1/3$  része.

Ha feltételezzük, hogy ez a kezdeti koncentráció aránylag egyenletes eloszlású, a szellőzési differenciálegyenlet a következőképpen alakul:

$$K \cdot dt + V \cdot k_1 \cdot dt - V \cdot k \cdot dt = V_0 \cdot dk$$

Elemelve az egyenlet tagjait:

$K \cdot dt$  a  $dt$  idő alatt keletkezett egészségre káros anyagok,

$V \cdot k_1 \cdot dt$  jelenti a  $dt$  idő alatti szellőzőlevegőt a benne levő káros anyaggal együtt,

$-V \cdot k \cdot dt$  adja a szellőzőlevegővel eltávozó káros anyagot  $dt$  idő alatt, végül

$V_0 \cdot dk$  jelenti a helyiségben felszabaduló gáz, ill. egészségre káros anyag mennyiségének növekedését.

A levezetés elhagyásával a kapott végeredmény:

$$k_{\text{meg}} = \frac{K}{V} (1 - e^{-nt}) + (k_1 \cdot e^{-nt}) \text{ (g/m}^3\text{)},$$

ha  $K$ -t  $\text{g/t}$ -ben,

$V$ -t  $\text{m}^3/\text{t}$ -ben,

$K_1$ -t  $\text{g/m}^3$ -ben,

$t$ -t órában vagy percben helyettesítjük be,

$n$  a szellőzőlevegő légcsereszám  $t$  idő alatt.

Ha feltételezzük, hogy  $n > 1$ , akkor

$$V = \frac{K}{k_{\text{meg}}} \text{ (m}^3/\text{h)},$$

ahol  $k_{\text{meg}}$  ez esetben ARH  $1/3$ — $1/10$  terjedhet.

Ha a fejezet első részében számított példát vesszük alapul,

$$V_{\text{sz}} = \beta \cdot (V_t + V_e) = 1,4 \cdot 430 = 600 \text{ m}^3/\text{h}.$$

A visszakeringtetés miatt háromszoros értéket véve figyelembe,

$$V_{\text{sz}} = 2000 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Ezt az értéket a párolgási görbe alapján kell a különböző zónákra szétosztani az ismertett módszer szerint. Hosszabb alagutakban a lakkfilmképzés során kisebb a felszabaduló gáz mennyisége, így a légcsereszám is kisebb lehet. A várható légcsereszám tehát a  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$  stb. értékektől függ.

## 2.334. Szárítóalagutak főbb elemei

Szerkezetileg öt fő elemcsoportot különböztetünk meg. Ezek:

- a rekeszes kocsi,
- a szárítóalagút,
- a szellőzéshez szükséges ventilátorok,
- a szállítóberendezés,
- a szabályozóberendezés.

A szárítóalagút acélidomokból készült váz, amelyet kívül-belül acéllemezrel fednek. A két lemez közötti részt hőszigetelő anyaggal töltik ki, ami különösen a szárítózónánál rendkívül lényeges. Az acélvázban a rendszer jellege szerint helyezkednek el a szellőzőventilátorok. A ventilátorok az egyes cégek tervezése szerint különböző szerkezetűek lehetnek, használnak axiális, félaxiális és centrifugális ventilátorokat.

A szabályozóberendezések az alagút oldalán helyezkednek el, ezek pneumatikus szabályozóelemek. A meghajtószerkezet függőleges tengelyű vonóelemes, lánckerekes berendezés, amelyet fokozat nélküli sebességváltóval látnak el.

A szellőzési rendszerek átvizsgálása után a következő alaptípusokat találtuk (3-30. ábra).

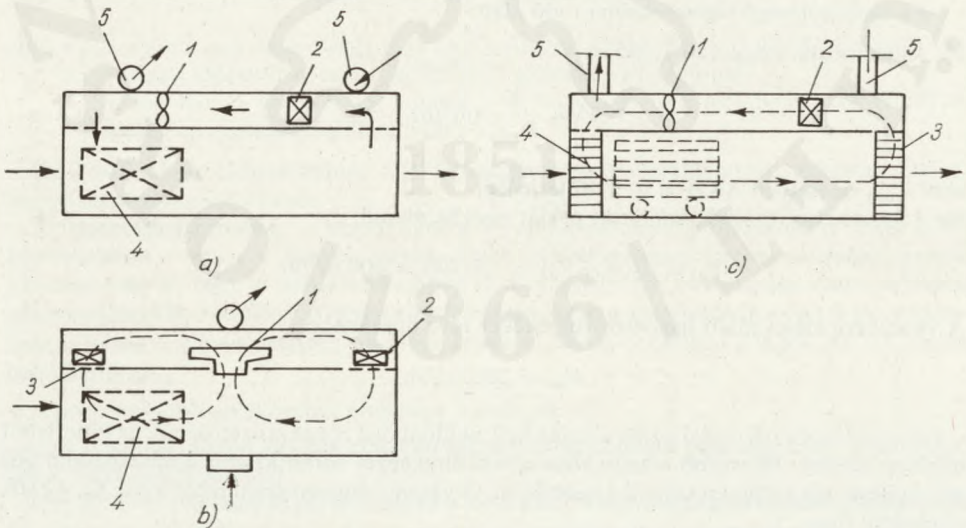
a) a szellőző- és léghevítő berendezés oldalt helyezkedik el, a levegőt a teremből szívja be  
b) a szellőző-, léghevítő és szűrőberendezés az alagút tetején van, a levegőt külső térből szívja;

c) az a) alatti elrendezésnél a ventilátor axiális és a b) alatti járókerekes megoldású.

A 3-29. ábrán bemutatjuk az egész technológiai berendezést; láthatók az öntőgépek, szállítóberendezések, a két szárítóalagút a meghajtóművel és a kocsisorral. A berendezés PE típusú lakkhoz készült, mint a kétfázisos öntésből látható, de alkalmazható NC lakkra is.

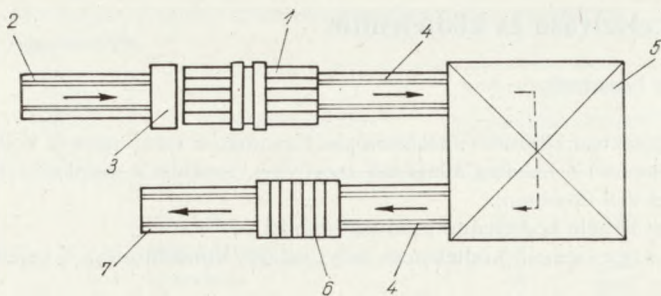
A PE lakknál az I. öntés alagútjának hossza 0,8—1 m/perc szállítási sebesség mellett kb. 25 m, a II. öntése 45—50 m. Kisebb beruházási költségek miatt ajánlható az a) megoldás is, hogy a hűtőszakaszt a visszatérő ágra terveztük be, és fedett alagút helyett elszívóernyőket alkalmazunk.

Több külföldi cég (Hackemag, Wemhöner stb.) a hosszú alagutak helyett ún. „páternoszter” rendszerű függőleges vagy emeletes lakkszárítóval kísérletezett. A 3-31. ábrán lát-



3-30. ábra. Lakkszárító alagút modul kialakításai

1. ventilátor; 2. léghevítő; 3. légrács; 4. rekeszes kocsi; 5. beszívó és kifúvó légszatórnák; a) és b) alaprajzok, c) metszet

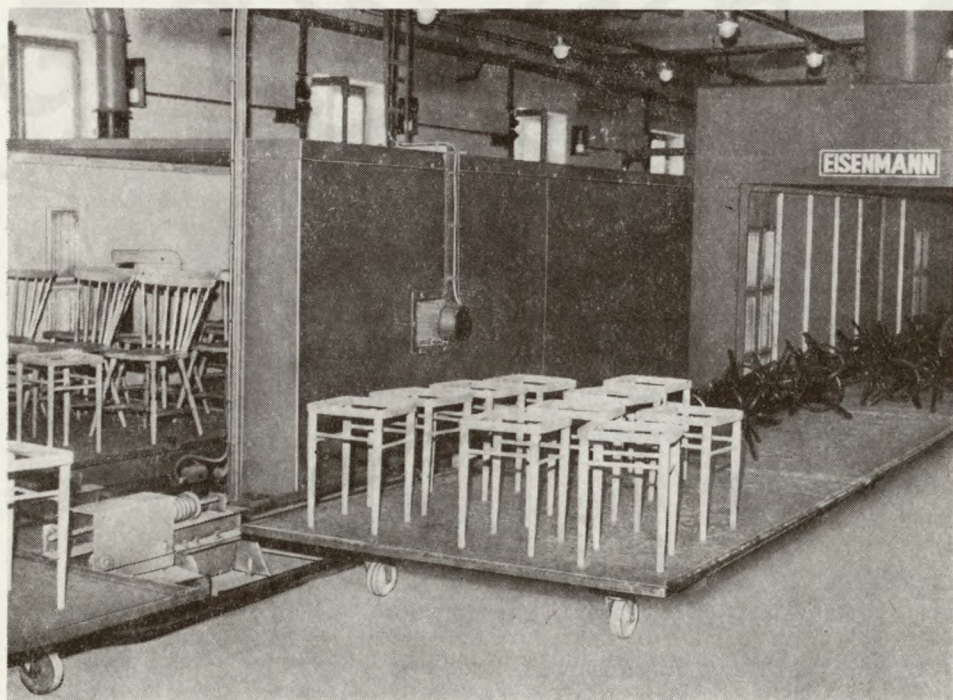


3-31. ábra. Független vagy emeletes lakk szárító

1. öntőgép; 2., 4., 7. szállítóberendezés; 3. asztal; 5. emeletes szárító; 6. csiszológép

ható, hogy az öntőgép (1) után a szállítóberendezésen (2) kerül a felületkezelt lap az emeletes szárítórészbe (5). A felvonórendszerű rekeszből a lapok rákerülnek egy újabb szállítószalagra (4), majd a csiszológépen való áthaladás után a szállítóberendezés végén (7) a csiszolt felületkezelt lapokat rakásolják.

Prospektus szerint a *Wemhöner* cég teljesítményként 700—900 m<sup>2</sup>/h-t ad meg, de a berendezés üzembiztos működéséről még nincs elegendő adatunk. E nagy felületkezelő berendezéseknél általános az a törekvés, hogy alkalmazkodni tudjanak a különböző lakkfajtákhoz, ezért ajánlatos a légtechnikai részt meghatározott biztonsággal tervezni (8. kép).



8. kép. Székgyári szárítóalagút (Molnárné, FAKI)

### 3.3. Gőzök elszívása és ködtelenítés

#### 3.3.1. Általános ismertetés

A faipari üzemekben különböző technológiai folyamatok során pára és köd képződik.

A keletkezett párákat a helyiség állagának megóvása, továbbá a munkahelyi körülmények javítása miatt el kell távolítani.

Megoldásként kétféle ködtelenítő módszer ajánlható:

— az egyedi vagy kiemelő ködtelenítés helyi jellegű, koncentráltan a keletkezés helyéről szívja el a párákat, míg

— az oszlató ködtelenítés a helyiség teljes légállapotát befolyásolja.

A gőzelszívás és ködtelenítés alapelve, hogy meleg, száraz levegőt áramoltatunk a gőz-, ill. páraforrás fölé, amely a keletkezett vízgőzöket felveszi. Általában a levegő telítettsége távozáskor ne legyen nagyobb 80% relatív légnedvességnél, és a hőfok se emelkedjen +28, +30 °C fölé.

Ezt az elszívást azonban csak két ütemben tudjuk megvalósítani. Az első ütemben külső friss levegőt kell felmelegíteni és megfelelő módon a gőz-, illetve ködforrás fölé vezetni, a másik ütemben a már telített meleg levegőt szívjuk el. A berendezést általában kis túlnyomással működtetjük, hogy a helyiségbe az ajtó és ablaknyílásokon vagy nyitáskor külső hideg levegő ne áramoljon be, és ne okozzon ott lecsapódást. A számításoknál egyrészt figyelembe kell venni a keletkezett páramennyiséget, másrészt a terem hőveszteségét, illetve a teremben levő gépek, berendezések hőtermelését.

#### 3.3.11. A helyiség hőtermelését befolyásoló tényezők

##### a) Gépek által fejlesztett meleg

Az üzemben levő gépekben a súrlódás folytán hő keletkezik.

$$Q_{\text{gép}} = 860 \cdot i \sum_{i=1}^n \frac{P_i}{\eta_i} \omega_i \text{ (kcal/h)}$$

ahol  $P_i$  a meghajtómotor névleges teljesítménye (kW),

$\eta_i$  a meghajtómotor hatásfoka (%),

$i$  gépcsoportok egyidejűségi tényezője (%),

$\omega_i$  munkagép termelése (%),

ahol  $\eta_i$  értéke 0,5...0,9 között,

$\omega_i$  értéke 0,2...1,0 között változik.

##### b) Világítási meleg

$$Q_v = 860 P \text{ (kcal/h)},$$

$P$  a felhasznált villamos energia (kW/h),

ahol  $P$  értéke a 25., 26., 27. táblázat alapján számítható.

##### c) Az emberi test hőleadásának számítása

$$Q_e = n \cdot q_e,$$

ahol  $n$  a személyek száma

$q_e$  (kcal/fő·h) egy fő hőleadása. A gyakorlatban  $q_e = 105$  kcal/fő·h értékkel számolunk.

25. táblázat. Világítási elektromosáram-fogyasztás a megvilágítás függvényében

Alkal- mazandó megvilá- gítás lux	A világítás rendszere	Izzólámpa	F-csőves
		berendezéshez szükséges	
		W/m <sup>2</sup>	
20	közvetlen	4,1	1,0
	félig közvetett	4,8	2,2
	közvetett	7,6	3,3
40	közvetlen	7,7	3,0
	félig közvetett	9,3	4,0
	közvetett	14,8	6,1
50	közvetlen	8,6	3,6
	félig közvetett	10,8	4,5
	közvetett	17,7	7,6
80	közvetlen	14,0	5,6
	félig közvetett	16,5	7,5
	közvetett	25,1	11,4
100	közvetlen	16,8	7,0
	félig közvetett	20,3	9,3
	közvetett	31,5	13,6
150	közvetlen	23,8	10,0
	félig közvetett	28,9	13,8
	közvetett	46,6	20,8
200	közvetlen	31,4	13,6
	félig közvetett	36,7	15,2
	közvetett	61,2	27,8
300	közvetlen	46,6	20,3
	félig közvetett	54,9	27,7
	közvetett	91,0	41,2
400	közvetlen	59,6	27,7
	félig közvetett	73,0	36,5
	közvetett	116,1	55,1
500	közvetlen	68,0	33,4
	félig közvetett	92,0	45,7
	közvetett	150,2	68,4

26. táblázat. Ipari helyiségek közepes megvilágítási igénye luxban

Munka minősége	Csak általános	Vegyes	
		munkahelyi világítás	általános világítás
Durva	40—80	50—100	20—80
Közepes	80—150	100—300	30—80
Finom	150—300	300—1000	40—80
Nagyon finom	300—500	1000—5000	50—100

27. táblázat. Középületek, irodák, lakások közepes megvilágítási igénye luxban

Látási igény	Csak általános világítás	
	legalább	ajánlatos
Kicsi	20	40—80
Közepes	40	80—150
Nagy	80	150—300

d) Technológiai berendezések meleg felületeinek hőleadása

$$Q_F = \alpha A(t_f - t_b),$$

ahol  $A$  a hőleadó felület ( $m^2$ ),

$\alpha$  a hőátadási tényező ( $kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ ),

$t_f$  meleg felület közepes hőmérséklete ( $^\circ C$ ),

$t_b$  a belső helyiségben a levegő hőmérséklete ( $^\circ C$ ).

e) Téli hővesztesség

$$Q_t = \left[ \sum_{i=1}^n A_i \cdot k_i (t_b - t_k) \right] (1 + p_\delta) \quad (kcal/h)$$

ahol  $A_i$  a lehűlő felület ( $m^2$ ),

$k_i$  határoló szerkezet hőátbocsátási tényezője ( $kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ ),

$t_b$  belső hőmérséklet ( $^\circ C$ ),

$t_k$  külső hőmérséklet ( $^\circ C$ ),

$p_\delta = \sum_{i=1}^n p_i$  (%) pótléktényezők összege (felfűtési, égtáji és szélpótlék).

f) Nyári hőnyereség

$$Q_{tr} = \sum_{i=1}^n A_i k_i (t_k - t_b) \quad (kcal/h)$$

jelölések ugyanazok, mint az e) pontnál.

g) A napsugárzás

A napsugárzás hatása az időszakok szerint különböző. A nap melege által felmelegített határoló falak az elnyelt meleg egy részével hőátadás útján a helyiségben levő levegőt felmelegítik.

$$Q_{n1} = A_1 \frac{k}{\alpha_k} \cdot A_0 \cdot I \quad (kcal/h)$$

28. táblázat. Sugárzási melegtényező értékei ( $\varepsilon$ )

Besugárzás körülményei	Értéke
Egyes ablaknál	0,9
Kettős ablaknál	0,8
Egyes ablak külső függönnyel	0,6
Kettős ablak külső függönnyel	0,5
Egyes ablak fehérre meszelve v. festve	0,75
Kettős ablak fehérre meszelve v. festve	0,55—0,65

ahol  $A_1$  a felmelegített falfelületek ( $m^2$ -ben),  
 $k$  a fal hőátbocsátási tényezője ( $kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ ),  
 $\alpha_k$  a külső fal hőátadási tényezője ( $kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ ).

Az  $A_0$  abszorpciós tényező adatai:

fekete felületnél	0,9
sötétszürke felületnél	0,8
szürke felületnél	0,7
fehér felületnél	0,5
átlagfelületnél	0,7

$I$  a nap által besugárzott fal  $1 m^2$ -ére eső sugárzási meleg ( $kcal/m^2 \cdot h$ ). Különböző időszakokban és égtájakra vonatkozó értékeit táblázatokban foglalták össze (ÉTI táblázatok).

Az ablakon át bejövő sugárzási meleg

$$Q_{n2} = A_2 \cdot \varepsilon \cdot I \quad (kcal/h),$$

ahol  $A_2$  az ablak felülete ( $m^2$ ),  
 $\varepsilon$  a hőátadási tényező, értéke a 28. táblázatból vehető ki.

$$Q_n = A_1 \cdot I \left( \frac{k}{\alpha_k} \cdot A_0 \right) + A_2 \varepsilon \cdot I \quad (kcal/h)$$

A helyiség teljes hőterhelése:

$$Q_0 = Q_{gép} + Q_v + Q_e + Q_F + Q_{tr} + Q_n + \dots \quad (kcal/h)$$

### 3.3.12. Páraképződés

#### a) Nyitott kádak fölötti páraképződés

A nyitott vízszint fölötti páraképződés a következő képlet szerint számítható:

$$G_f = \beta \cdot F (b_v - b_1) \frac{760}{b} \quad (kg/h) \text{ víz,}$$

ahol  $G$  a felületről elpárolgott víz ( $kg/h$ )

$\beta$  elpárolgotatási tényező ( $kg/m^2/h$ ),

$b_v$  a víz hőfokának megfelelő telített gőz nyomása (Hgmm),

$b_1$  a helyiség levegőjében levő vízgőz parciális nyomása (Hgmm),

$b$  a barométer állása (Hgmm).

$\beta$  értéke:

$$\beta = 0,0229 + 0,0174 \cdot v \quad (kg/m^2 \cdot h)$$

ahol  $v$  (m/s)-ban a kád fölötti levegő sebessége.



### b) Az emberi test páraleadás

Az emberi test a termelt hőtől függő mennyiségű vizet párologtat el. A dolgozó ember páraleadása, ha a levegő relatív nedvességtartalma 30–70% közötti, a következő:

a helyiség levegőjének hőmérséklete	16	20	24	28 °C
páraleadás nyugvó levegőben	31	40	60	88 g/h
páraleadás 1 m/s sebességű levegőben	28	29	47	73 g/h

A faipari üzemekben a porszivók miatt ennek értéke nem jelentős, kb. átlagban 30 g/h, ami 100 embernél 3 kg/h mennyiséget ad összesen.

$$G_e = \frac{n \cdot g_e}{1000} \quad (\text{kg/h}),$$

ahol  $n$  az emberek létszáma,

$g_e$  az egy főre eső páramennyiség (g/h).

### 3.3.13. A szellőzőlevegő állapotának megválasztása

Ha ismeretes a párologási térben fejlődő összes hő- és összes gőzmennyiség ( $G_{\bar{o}}$ ), akkor a szellőzőlevegő figyelembevételével a következő egyensúlyi egyenletek írhatók fel:

$$L \cdot \Delta i = L(i_t - i_s) = Q_{\bar{o}} \quad (\text{kcal/h})$$

$$L \cdot \Delta x_1 = L(x_t - x_s) = G_{\bar{o}} \quad (\text{kg/h}),$$

ahol  $L$  a szellőzőlevegő tömege (kg/h),

$i_t$  a távozó levegő hőtartalma (kcal/kg),

$i_s$  a szellőzőlevegő hőtartalma (kcal/kg),

$x_1$  a távozó levegő nedvességtartalma (kg/kg),

$x_s$  a szellőzőlevegő nedvességtartalma (kg/kg).

Ha a tényezőkből e két egyenlet hányadosát képezik

$$\frac{Q_{\bar{o}}}{G_{\bar{o}}} = \frac{L \cdot \Delta i}{L \cdot \Delta x_s} = \frac{\Delta i}{\Delta x}$$

A  $\frac{\Delta i}{\Delta x}$  kifejezést az állapotváltozás irántangensének nevezzük és a Möllier-féle  $i-x$  diagramban (gőz-levegő keverék állapotváltozási diagramja) ábrázolhatjuk (3-32. ábra).

Az elmondottak alapján

$$L = \frac{Q_{\bar{o}}}{\Delta i_1} = \frac{Q_{\bar{o}}}{i_t - i_s} \quad (\text{kg/h})$$

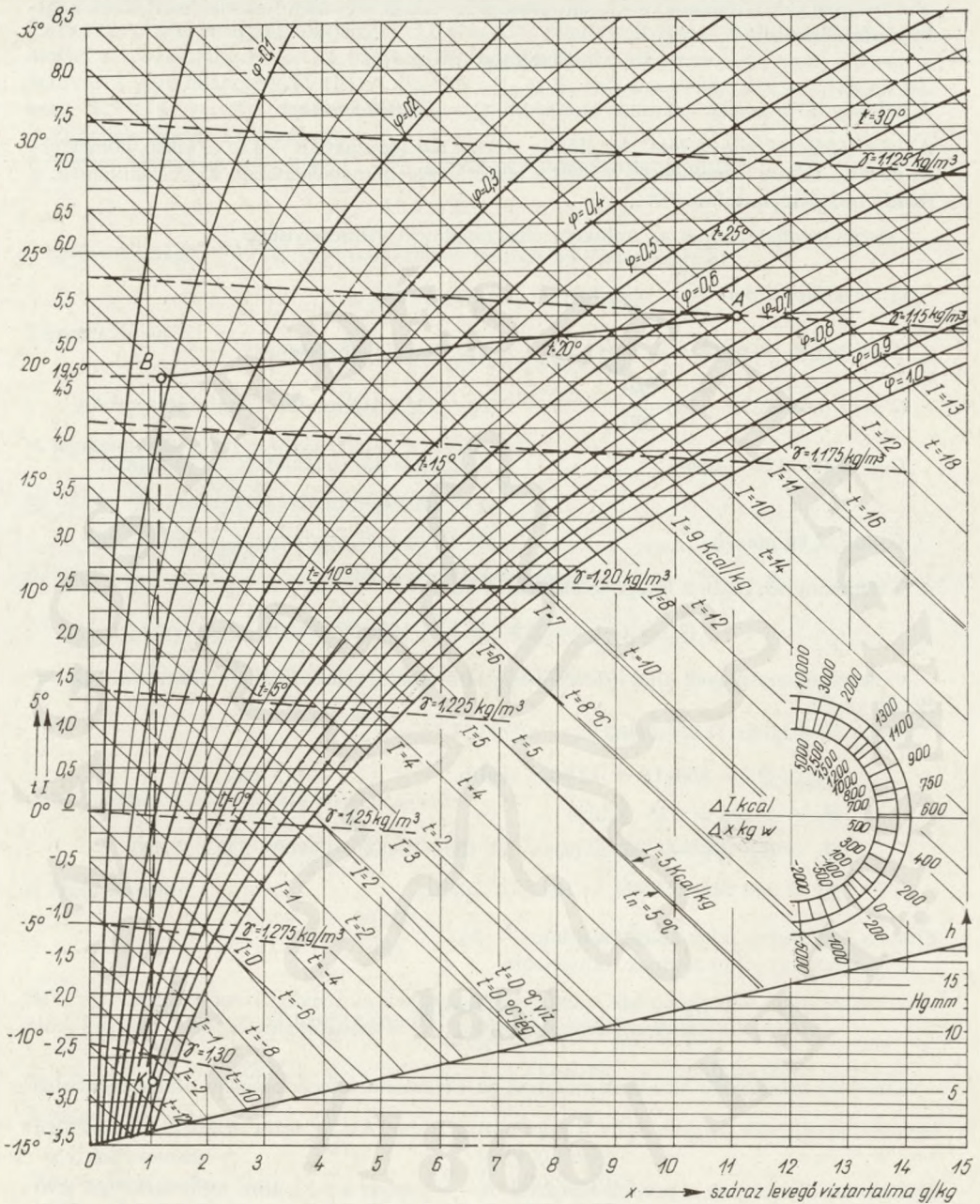
$$L = \frac{G_{\bar{o}}}{\Delta x_1} = \frac{G_{\bar{o}}}{x_t - x_s} \quad (\text{kg/h})$$

Ennek a két értéknek azonosnak kell lennie.

A szükséges levegőmennyiséget a következő képlettel számíthatjuk át térfogatra:

$$V = \frac{L}{\gamma_1} \quad (\text{m}^3/\text{h}),$$

ahol  $\gamma_1$  a levegő fajsúlya.



3-32. ábra. Mollier-féle I—x diagram

**Példa.** Egy hajlítottsék-üzemben a bútorléceket előmelegítik forró vízben. A helyiség méretei: 20 m×10 m×4,5 m.

A melegítőkádak száma 2, egyenként 3×1,5 = 4,5 (m<sup>2</sup>) nyitott vízfelszínnel. A víz hőfoka 90 °C.

A helyiség kettős ablakokkal készült, hőszigetelt falakkal és mennyezettel, melyeknek hőátbocsátási tényezője

$$k = 0,5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}.$$

A helyiség hővesztése számítás szerint kb.  $Q_t = 27\,000 \text{ kcal/h}$ .

A) *A téli időszak hőterhelése.* Az előírás szerint téli időszakban  $-12\,^\circ\text{C}$  külső hőmérséklet és 80% relatív légnedvesség mellett a belső levegő hőmérsékletének  $20\,^\circ\text{C}$  kell lennie, a relatív nedvességtartalma 75%.

Először meghatározzuk az óránként elpárologtatott vízmennyiséget.

$$G = A \cdot \beta (b_v - b_1) \cdot \frac{760}{b} \quad (\text{kg/h})$$

$$A = 9 \text{ m}^2$$

$$\beta = 0,0229 + 0,0174 \cdot v = 0,05$$

kb. 1,6 m/s sebességnél

$$G = 9 \cdot 0,05 (525,8 - 10) \frac{760}{700}$$

$$b_v = 525,8 \text{ Hgmm } 90\,^\circ\text{C-nál (táblázatból)}$$

$$G = 0,45 \cdot 515,8 \cdot 1,086$$

$$b_1 \text{ átlagos hőmérsékletnél} = 10 \text{ Hgmm}$$

$$b = 700 \text{ Hg mm alsó értéként}$$

$$G = 252 \text{ kg pára/h}$$

$$90\,^\circ\text{C víz melegtartalma } i_g = 635,3 \text{ kcal}$$

A  $G$  vízmennyiség útján a levegőbe eltávozott hő

$$Q_g = G \cdot i_g = 252 \cdot 635,3 = 160\,100 \text{ kcal/h}$$

A melegítőszervelvek által a levegőbe juttatott meleg értéke közelítő számítással  $Q_F = 18\,000 \text{ kcal/h}$ .

Gépek és világítási (kW) meleg:

$$Q_{\text{gép}} + Q_v = 860 \cdot 15 = 12\,900 \text{ kcal/h} \quad (15 \text{ kw})$$

$$Q_e = 5 \cdot 105 = 525 \text{ kcal/h} \quad (5 \text{ fő})$$

$$Q_{\text{ö}} = Q_g + Q_F + Q_v + Q_e - Q_t = 160\,100 + 18\,000 + 12\,900 + 525 - 27\,000$$

$$Q_{\text{ö}} = 191\,525 - 27\,000 = 164\,525 \text{ kcal/h.}$$

Ennyi a helyiségben télen keletkezett hő.

A levegő állapotváltozásának irányjelzője:

$$\frac{G_{\text{ö}}}{G_f} = \frac{\Delta i}{\Delta x} = \frac{164\,525 \text{ (kcal/h)}}{252 \text{ (kg/h)}} = 653 \text{ kcal/kg.}$$

A tervezés menetét a 3-32. ábrán mutatom be. Felvesszük a technológiához szükséges belső levegő állapotjelzőit. Legyen ez az  $A$  pont a diagramon. A  $\frac{\Delta i}{\Delta x}$  irányjelzőnek megfelelően párhuzamost húzunk az  $A$  ponton keresztül. A  $\frac{\Delta i}{\Delta x}$  irányát a 3-32. ábra jobb sarkában levő diagramról vesszük le a kiszámított 653 kcal/kg értéknek megfelelően.

A külső levegő állapotjelzőit megkeressük a diagram bal oldali alsó részén ( $K$  pont) és azt felvetítjük; ahol az  $A$  ponton keresztül húzott  $\frac{\Delta i}{\Delta x}$  az irányjelzőt metszi, ott lesz a  $B$  pont. Ezzel megkaptuk, hogy a külső levegőt milyen hőfokra kell felmelegíteni, hogy a helyiségben keletkezett hőt is figyelembe véve az  $A$  pont állapotjelzőit ne lépjük túl (3-32. ábra).

A konkrét feladatban a belső levegő előírt állapotjelzői  $+24\text{ °C}$  és  $65\%$  relatív nedvesség ( $A$  pont). A külső levegő állapotjelzői  $-12\text{ °C}$  és  $85\%$  relatív nedvesség. Ezt felmelegítve, ahol metszi az  $A$  ponthoz húzott, a  $653\text{ kcal/h}$  koordinátával párhuzamos egyenest, ott van a befűvott levegő állapotjelzője ( $B$ ). A számított  $Q_{\delta}$  és  $G_f$  hatására  $B$  állapotjelzők lépnek fel, azaz  $19,5\text{ °C}$  és  $\varphi = 8\%$  relatív nedvesség.

Diagram alapján (3-32. ábra)

a belső v. távozó levegő ( $+24\text{ °C}$ ,  $65\%$  relatív nedvességű) állapotjelzői:

$$i_t = 12\text{ kcal/kg}; x_t = 11\text{ g/kg}$$

a befűvott levegő ( $+19\text{ °C}$ ,  $\varphi = 0,08$ , relatív nedvességű) állapotjelzői:

$$i_s = 5,4\text{ kcal/kg}; x_s = 1,3\text{ g/kg.}$$

Ennek alapján

$$\Delta i = 12 - 5,4 = 6,6\text{ kcal/kg}$$

$$\Delta x = 11 - 1,3 = 9,7\text{ g/kg}$$

A légmennyiség a két módszer szerint a következő:

$$a) L = \frac{Q_{\delta}}{\Delta i} = \frac{164\,525}{6,6} = 24\,928\text{ kg/h}$$

$$b) L = \frac{G_f}{\Delta x} = \frac{252\,000}{9,7} = 24\,928\text{ kg/h, felkerekítéssel}$$

$$L = 25\,000\text{ kg/h}$$

$$\gamma_1 = 1,15\text{ kg/m}^3\text{ fajsúllyal számolva (}i-x\text{ diagramból)}$$

$$V_{sz} = \frac{25\,000}{1,15} = 21\,739\text{ m}^3/\text{h} \approx 22\,000\text{ m}^3/\text{h.}$$

A helyiségben a ködtelenítés hőszükséglete:

$$Q = L \cdot \Delta i = 25\,000 [5,4 - (-2)] = 185\,000\text{ kcal/h}$$

A légcsereszám:

$$n = \frac{22\,000}{900} = 24, \text{ ami megfelel.}$$

B) *Nyári hónapokban* általában a legmelegebb időszaki hőmérsékletre méretezünk. Itt nincs szükség a levegő felmelegítésére. Pl. a külső levegő állapotjelzői ( $C$  pont):

$$t_c = +28\text{ °C}; \varphi = 0,4 \quad i_c = 13,0\text{ kcal/kg} \quad x_c = 10,4\text{ g/kg}$$

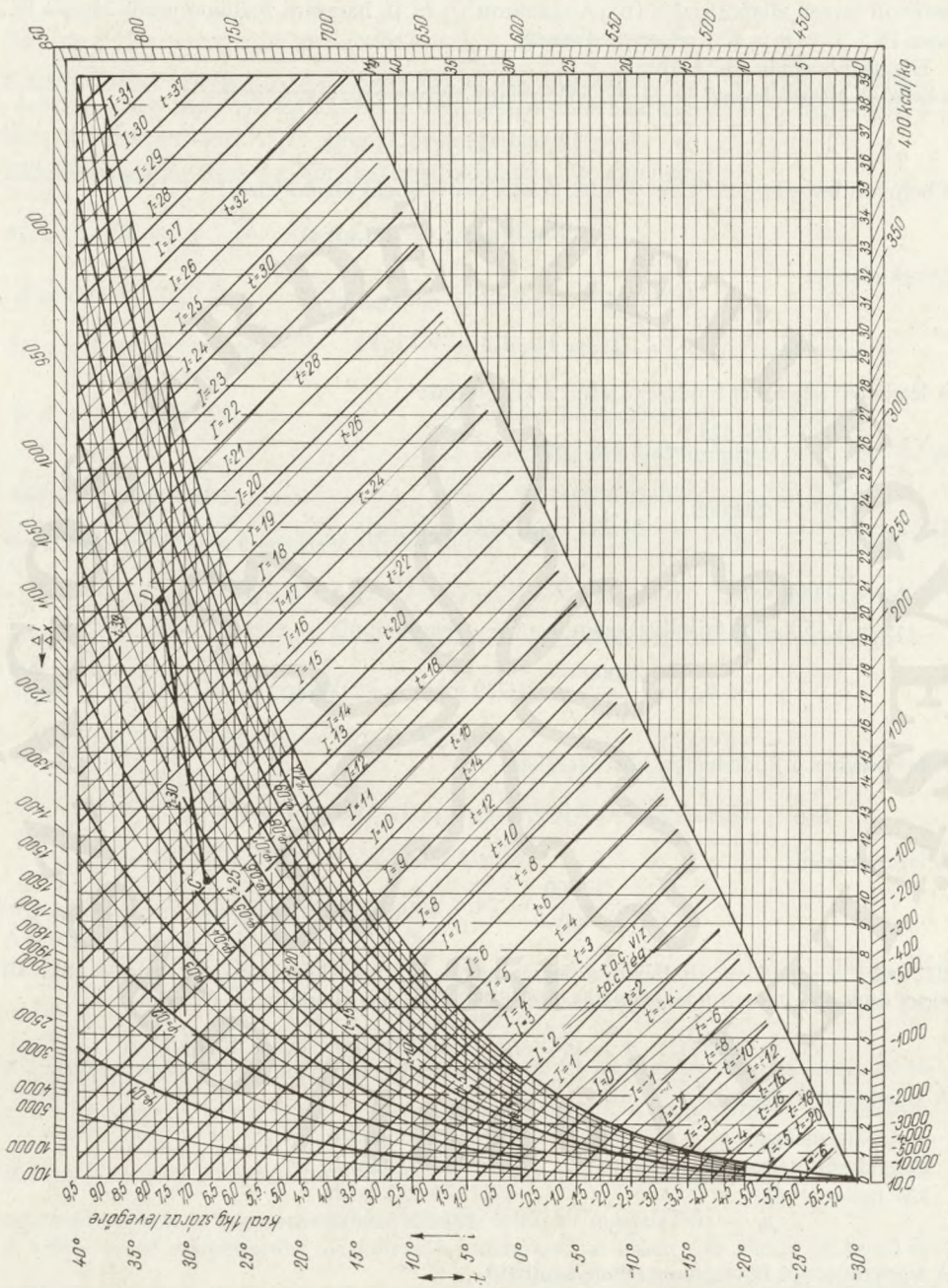
A keletkezett meleg:

a vízpára melege	160 000 kcal/h
berendezés melege kb.	18 000 kcal/h
kW meleg + $Q_e$	13 425 kcal/h
$Q_{\delta}$	191 525 kcal/h

A transzmissziós hővesztesség elhanyagolható.

Az irányjelző nyáron

$$\frac{\Delta i}{\Delta x} = \frac{Q_{\delta}}{G} = \frac{191\,525}{252} = 760\text{ kcal/kg}$$



3-33. ábra.  $\Delta i/\Delta x$  irányjelző ábrázolása

Így megkaptuk a levegő befúvási pontját. A belső levegő állapotjelzői azon az egyenesen lesznek, amely 760 kcal/kg egyenessel párhuzamos.

Tételezzük fel, hogy a ventilátorunk ugyanazt a levegőmennyiséget fújja be, mint előbb, tehát

$$V = 22\,000 \text{ m}^3/\text{h-t}, \quad L = 25\,000 \text{ kg/h-t.}$$

A feltétel szerint  $x = 9,7 \text{ g/kg}$  nedvességet kell elszállítani. Ez a külső levegő nedvességtartalmához ( $C$  pont) hozzáadódik, tehát az elszívásra kerülő levegő vízgőztartalma ( $D$  pont):

$$x_D = x_c + \Delta x = 10,1 + 9,7 = 19,8 \text{ g/kg}$$

Az  $x_D = 19,8 \text{ g/kg}$  abszcisszánál húzott függőleges egyenes kimetszi 760 kcal/h párhuzamosból a távozó levegő állapotjelzőit, azaz

$$t = 31,2 \text{ }^\circ\text{C}, \quad \varphi = 68\%, \quad i_g = 19,9 \text{ kcal/kg}, \quad x_D = 19,8 \text{ g/kg.}$$

### 3.3.14. Ködtelenítő berendezések szerkezete

A 3.3.1. fejezetben közölt alapelveknek megfelelően szerkezetileg is kétféle típust alkalmaznak ködtelenítésre:

oszlató és

egyedi vagy kiemelő ködtelenítő berendezést.

Mindkét típusnál hatásos ködtelenítés végett a ködképző forrás közvetlen közelébe ajánlatos elhelyezni az elszívóernyőket, a rés- vagy peremes elszívófejeket. Néhány jellemző típust a 3-34, -35, -36, -37. ábrákon mutatok be.

A 3-34. ábrán réselszívóval kombinált oszlató ködtelenítő berendezés vázlatja látható.

Felső elvezetésű ködtelenítő berendezés látható a 3.35. ábrán.

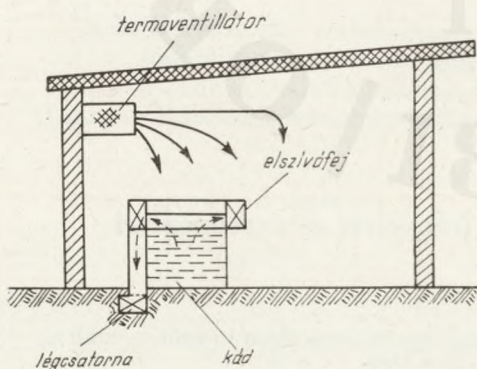
Az egyedi vagy kiemelő ködtelenítő berendezés szerkezete alsó elvezetésű légszatórnámegoldással a 3-36. ábrán látható.

Ha nagy légszatórnaszám adódik és a légfüggöny nincs állandó zavaró áramlatoknak kitéve, előnyösen használható fel az ábrán feltüntetett kialakítás, ahol közvetlenül a ködforrás fölött áramlik át a levegő

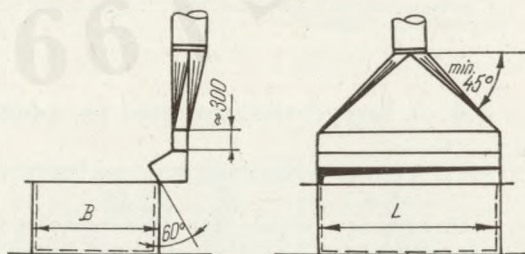
$$H \approx L \cdot \text{tg } 10^\circ \text{ körül van.}$$

Ha a zavaró hatás sűrű (a kádból állandó be- és kirakás esete), ajánlhatók a légfüggönyös megoldású ködtelenítő berendezések. Ilyent ábrázol a 3-37. ábra.

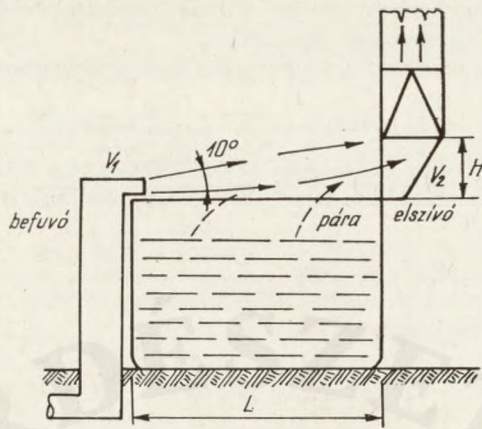
A berendezés előnyösen alkalmazható erősen gőzölgő edény fölött és nagy légszatórnaszám esetén is. A gőzök lecsapódása miatt a ventilátort és a csövek egy részét vízleeresztővel kell ellátni.



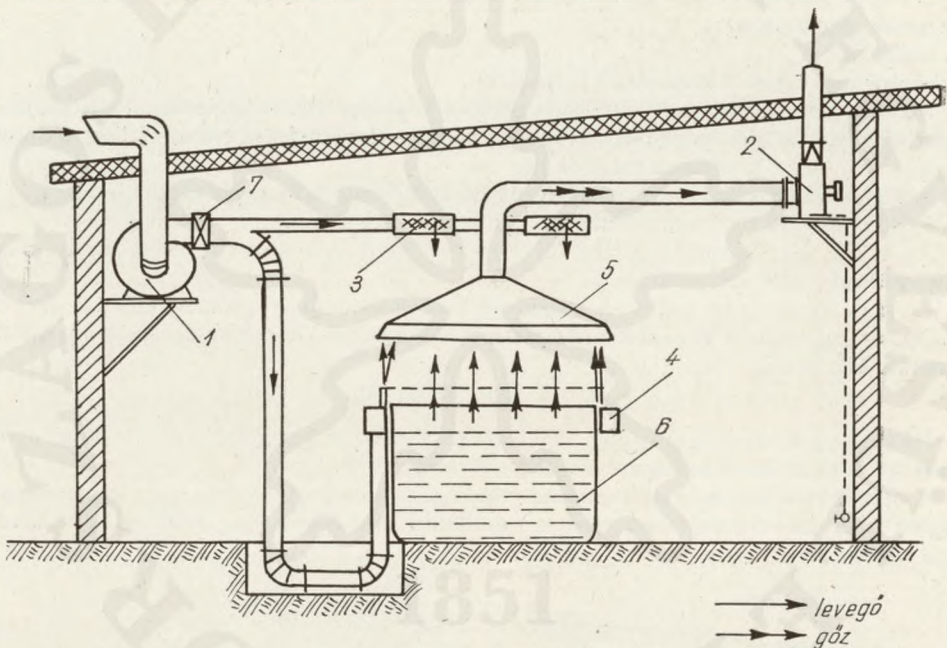
3-34. ábra. Alsó légszatórnás kádködtelenítő berendezés



3-35. ábra. Felső légszatórnás kádködtelenítő berendezés



3-36. ábra. Meleg levegős résbefúvásos ködtelenítő berendezés



3-37. ábra. Légfüggönyös ködtelenítő berendezés

1. befúvóventillátor; 2. elszívóventillátor; 3. meleg levegőt befúvó nyílás; 4. légfüggönyös befúvónyílás; 5. elszívóernyő; 6. pácolókád; 7. léghevítő

## 3.4. A levegő-visszavezetés és -pótlás irányelvei és berendezései

### 3.4.1. A levegő-visszavezetés és -pótlás irányelvei

Ha egy adott helyiség légteréből technológiai vagy egyéb okok miatt levegőt szívunk el, gondoskodni kell az eltávolított levegő megfelelő pótlásáról.

A levegő visszavezetésekor elsősorban a helyiségből elszívott levegő mennyiségét és annak a helyiségen belüli elosztását kell figyelembe venni.

A levegő visszavezetése lehet helyi, koncentrált vagy nagy felületre, az egész helyiségre kiterjedő.

A visszavezető csatorna befúvónyílásainál a következő légsebességek ajánlhatók.

*A befúvónyílás elhelyezése*

*Légsebesség a szabad keresztmetszetben, m/s*

Tartózkodási zónában	
a munkahelyhez közel	2—3
a munkahelytől messze	3—4
Ajtó vagy fali nyílás	1—1,5
Tartózkodási zónán kívül	4

A csatornában áramló levegő sebessége  $v_{cs} = 6—12$  m/s. Ez összefügg a csőcsatorna méretével is, mert nagy légmennyiség szállítására a nagyobb sebességértékeket választják, hogy a csatornaméretek kisebbek legyenek.

Az összes levegőmennyiség min. 15%-áig friss levegő bekeveréséről gondoskodni kell.

A festékszóró fülkébe, öntőterembe vezetett friss levegőt ajánlatos szűrni, hogy a porzemicsék a felületkezelt lapon szücsöket ne okozzanak.

A csőcsatornán kívül legfontosabb szerkezeti elem a befúvófej vagy -nyílás.

A levegő-visszavezetéskor vagy friss levegő betáplálásakor a nyílásokon keresztül levegő-sugár-nyaláb keletkezik. A sugárnyaláb szélein, az ún. határfelületeken a beáramló levegő keveredik a terem levegőjével, míg középen csupán a sebesség csökken rohamosan.

A kifúvott levegő sebességének csökkenésére a 3-38. ábrán látható rajz ad felvilágosítást. A kifúvónyílás után  $v_0$  sebességet kúpfelületen elhelyezkedő pontokon találunk. Sebesség szempontjából két szakaszt különböztethetünk meg. Az első, kezdeti szakaszban a nyílás tengelyirányában a  $v$  sebesség értéke nem változik, a második szakaszban állandóan csökken. A kúp keresztmetszetében a határrétegek felé a sebesség csökken. A rajzon feltüntetett értékek tájékoztatást nyújtanak a távolság növekedésével bekövetkező sebességcsökkenés mértékéről.

A légkifúvások hatótávolsága ( $L$ ) az irodalom [36] után a következő képlet szerint határozható meg:

$$L = 2 \frac{K \cdot V}{3600 A \cdot \mu \cdot r} \quad (\text{m}),$$

ahol  $L$  a légkifúvások hatótávolsága (m),

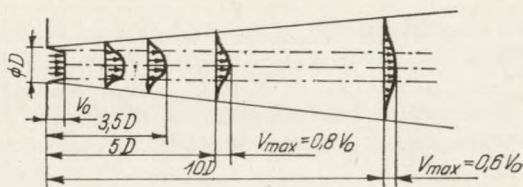
$K$  kifúvási tényező a kifúvónyílás alakjától függően,

$V$  a kifúvott levegő mennyisége ( $\text{m}^3/\text{h}$ ),

$A$  kifúvási keresztmetszet ( $\text{m}^2$ ),

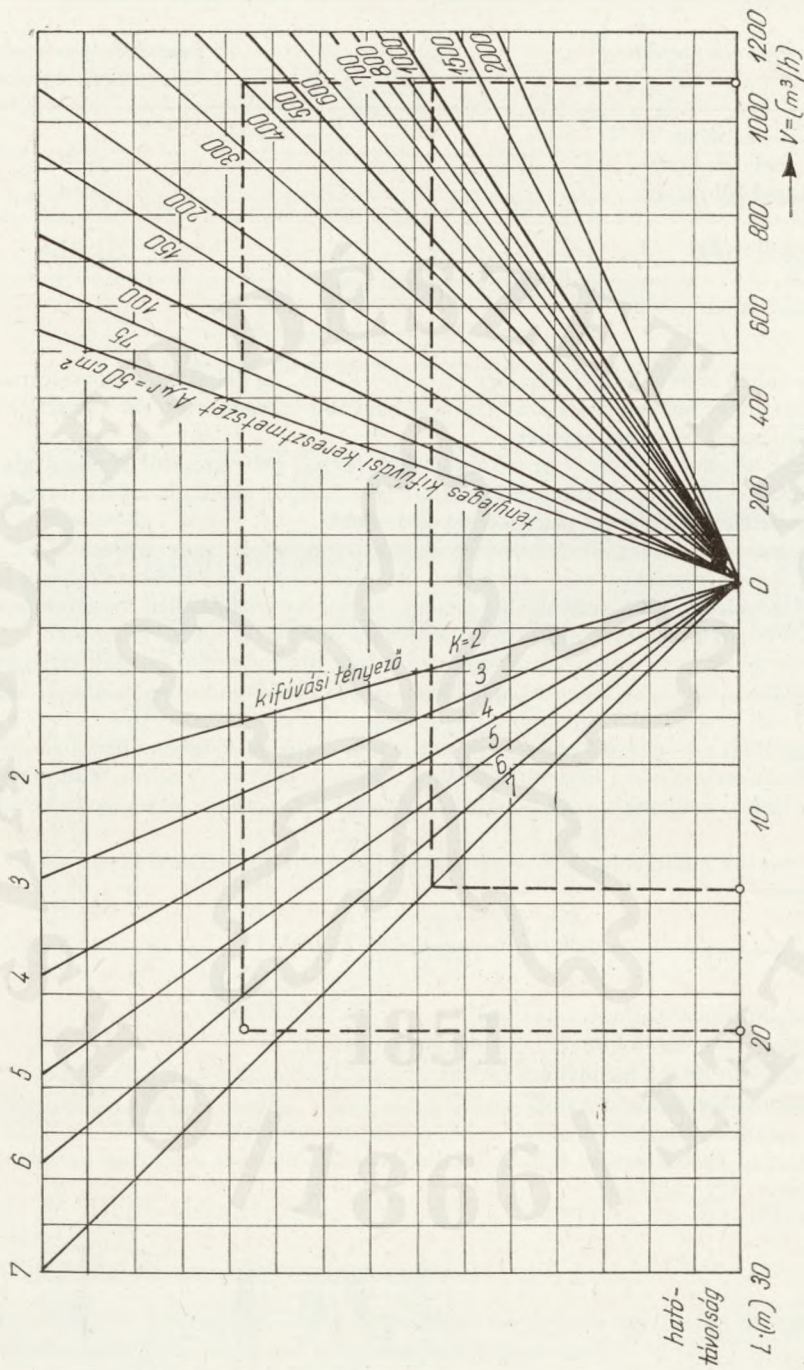
$\mu$  kontrakciós tényező ( $\mu = 0,64—1,0$ , a kiképzés szerint),

$r$  a szabad keresztmetszet (rácsok, zsaluk levonása után) és a kifúvási keresztmetszet viszonya. (29. táblázat)



3-38. ábra. Levegő kifúvási sebességének csökkenése





3-39. ábra. Légtkfúvások hatótávolsága

A befúvóelem típusa és nyílásának alakja	K értékei
Fúvóka	7,0
Négyszögletes szabad kifúvás, oldalviszony 1—25	6,5
Négyszögletes szabad kifúvás, oldalviszony 25—50	6,0
Zsalus nyílás $r = 0,6—0,9$	5,5
Befúvórács $r = 0,5—1,0$	6,5
Befúvórács $r = 0,25—0,5$	5,0
Befúvórács $r = 0,1—0,25$	4,5
Befúvó fix zsaluval párhuzamos	5,5
Befúvó fix zsaluval divergens $60^\circ$	3,5
Befúvó divergens $60^\circ$	2,5
Befúvó divergens $90^\circ$	2,0

**Példa.** Egy műhely szellőzéséhez szükséges a légcserék alapján  $V = 1080 \text{ m}^3/\text{h}$ . Két keresztmetszetet is figyelembe véve, legyen

$$A_1 \cdot \mu \cdot r = 1000 \text{ cm}^2$$

$$A_2 \cdot \mu \cdot r = 400 \text{ cm}^2,$$

ahol a fúvóka kifúvási tényezője  $K = 7,0$

zsalus nyílás kifúvási tényezője  $K = 6,5$

$$L_1 = \frac{K \cdot V}{3600 A \cdot \mu \cdot r} = 2 \frac{7 \cdot 1080}{3600 \cdot 0,1} = 42 \text{ m}$$

$$L_2 = 2 \frac{6,5 \cdot 1080}{3600 \cdot 0,04} = 97,5 \text{ m}$$

A 3-39. ábrán a légkifúvások hatótávolságára szerkesztett nomogram látható.

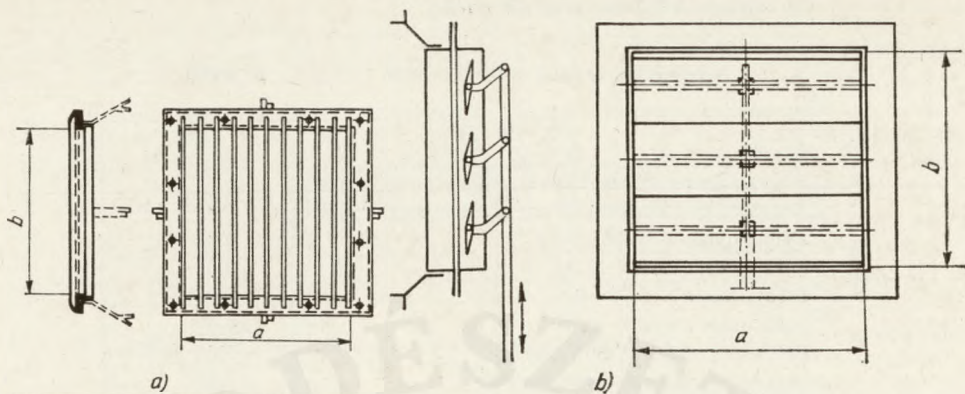
A szerző tapasztalata alapján a 3-39. ábra értékei túlzottak. A 29. táblázatból látható, hogy a befúvófejek kiképzésére nagy gondot kell fordítani.

A befúvás történhet ajakos befúvófejekkel, zsalukon, perforált lemezekon vagy álmenyvezetben elhelyezett rácsokon át. Ezek elhelyezése megfelel a 3-3. ábrán ismertetett áramlási képeknek. Légpótlásra a terem felső részén vezetett csatornák szokásosak. Ez gázelszíváskor egészségügyi szempontból — mint védőáramlás — szükséges is, de sok esetben előnyös a terem alsó részén a meleg levegő bevezetése, ahol a meleg levegő a természetes felhajtóerő következtében felfelé áramlik. Ez gyakori az általános szellőzés eseteiben.

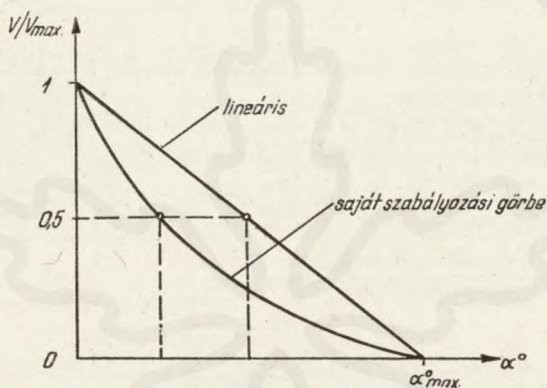
#### a) Zsalus szerkezettel ellátott befúvófejek

A zsaluk a befúvónyílásban elhelyezett irányító- és fojtóelemek. Irányítóelemként általában a fix rendszerű zsalus fúvókat alkalmazzuk (3-40/a ábra), míg a mozgatható zsalukat a levegőmennyiség szabályozására is felhasználjuk.

Ha a különböző szögállások mellett vizsgáljuk a mozgatható zsalus rendszert, akkor elméletileg lineáris összefüggést kapunk az átengedett légmennyiség és a zsaluállások  $\alpha$  szöge között. A gyakorlatban ez a görbe eltér az egyenestől, ez az ún. saját szabályozási



3-40. ábra. Zsalus kifúvónyílások  
a) fix, b) mozgatható lemezekkel



3-41. ábra. Szabályozózsalu szabályozási görbéi

görbe, melynek képlete

$$\frac{V}{V_{\max}} = \sqrt{\frac{\zeta_0}{\zeta_\alpha}}$$

ahol  $V_{\max}$  a zsalus nyitott állása mellett ( $\alpha = 0$ ) átáramló levegő mennyisége ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),

$V_\alpha$  szögű zsaluállás mellett átáramló levegő mennyisége ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),

$\zeta_0$  a zsalu alaki ellenállása nyitott állásban ( $\alpha^\circ = 0$ ),

$\zeta_\alpha$  a zsalu alaki ellenállása  $\alpha^\circ$  állásszög mellett.

Az így számított értékek a 3-41. ábrán látható görbét adják.

#### b) Lemezsatornába beépített befúvófejek szerkezeti kiképzése

A lemezsatornába épített befúvófejekkel szemben támasztott legfontosabb követelmények a következők:

- egyenletes levegőbeáramlás és
- szabályozható mennyiség.

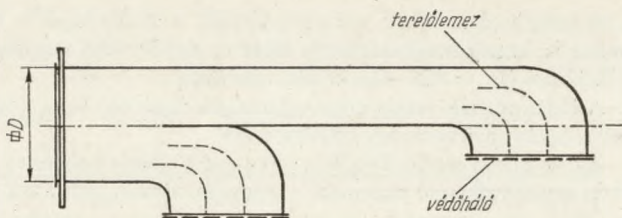
Természetesen fontos még

- a levegőáramlás irányítása,
- a kis alaki ellenállási tényező,
- minimális karbantartási igény és
- kis beruházási összeg.

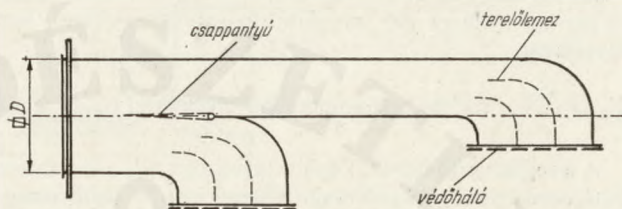
A felsorolt feltételek együttesen sokszor nem teljesíthetők (pl. az áramlás irányítása szabályozószalakkal — kis beruházási összeg). Néhány alaptípus szerkezetét a 3-42, -43, -44 ábrákon ismertetem.

b. 1. A legegyszerűbb szerkezetű az *ajakos befűvőfej*. A légmennyiséget négyzetletes csatornában terelőlemez útván szabályozza. A kiáramlás kisszámú terelőlapát esetén egyenlőtlen, mert az ívnél erősebb a levegő kiáramlása.

b. 2. Az előző típusnál a levegőmennyiség szabályozása állandó jellegű, ezen segít a csappantyús ajakos befűvőfej. Változó mennyiségű levegőpótláskor a csappantyúval szabályozni lehet a befűvás mértékét (3-43. ábra).



3-42. ábra. Ajakos befűvőfej



3-43. ábra. Csappantyús ajakos befűvőfej

### 3.4.3. Levegő-visszavezető légszatórnák méretezési alapjai

A lényeges különbség a poreszívásnál alkalmazott számítással szemben, hogy itt nyomott csőszatórnát kell méretezni, melyen meghatározott távolságra kialakított nyílásokon a túlnyomásos levegő az atmoszferikus levegőtérbe áramlik ki.

A méretezéshez adott a pótlandó levegő mennyisége ( $V_{sz}$ ). A légszatórnában áramló gáz sebességét ( $v_{cs}$ ) felvesszük az áramlási körülmények (zajosság, épületkialakítási lehetőségek stb.) figyelembevételével

$$A = \frac{V_{sz}}{3600 \cdot v_{cs}}, \quad (\text{m}^2)$$

ahol  $V_{sz}$  ( $\text{m}^3/\text{h}$ ).

Ha felmelegített levegőt kell vezetni, amelynél lényeges a hőfokkülönbség a léghevítő előtt és után, ezért megnő a léghevítő után a légsebesség, akkor helyesebb a következő képletekkel számolni:

$$A = \frac{L}{3600 \cdot \rho \cdot v_{cs}} \quad (\text{m}^2)$$

$$A = \frac{L}{3600 \cdot \gamma_1 \cdot v_{cs}} \quad (\text{m}^2)$$

ahol MKSK mértékrendszerben  $L$  ( $\text{kg}/\text{h}$ ) és  $\rho$  ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ), illetve műszaki mértékegységben  $L$  ( $\text{kp}/\text{h}$ ) és  $\gamma_1$  ( $\text{kp}/\text{m}^3$ ) dimenziójú.

A levegő-visszavezető légszatórnák általában négyzet keresztmetszetűek, ezért meghatározzuk az oldalak viszonyát ( $A_1/B_1$ ).

$$A = A_1 \cdot B_1 \quad (\text{m}^2)$$

A meghatározásban szerepet játszik a befúvónyílás keresztmetszetének előzetes felvétele is, amely meghatározója lehet az egyik oldal nagyságának. Gyakorlati tapasztalatok alapján  $A_1/B_1 = 0,5-0,8$  között ajánlható.

A légszatórnák rendszerint valamelyik határoló falra kerülnek a terem hosszengelyében, így a befúvónyílások egy oldalra esnek.

Az irodalom szerint többféle méretezési eljárás ismeretes. A faiparban általában az egyenletes légbefúvást adó csatornák a leggyakoribbak, azért ezek méretezési alapelveit ismertetem.

a) *Egyoldalt befúvó egyenletes légbefúvást adó csatorna méretezése*

Az egyoldalt befúvó nyílásokkal ellátott csatornák méretezésekor először meghatározzuk az egy-egy nyílásra eső levegőmennyiséget, a nyílások keresztmetszetét és egymástól való távolságát.

$$V_1 = \frac{V_{sz}}{n} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \text{ befúvósebesség felvételével } (v_b \leq 2 \text{ m/s, illetve lásd 3.4.1. fejezetet}).$$

A levegőelosztó helyek közötti távolságot ( $l_1$ ) a légszatórna hosszának figyelembevételével határozzuk meg, gyakorlatilag ajánlatos az  $l_1 = 5a$  távolság, ahol  $a$  a befúvónyílás függőleges oldala.

A nyomásvesztések meghatározásakor számítani kell

- a légszatórna hosszában keletkező statikus nyomásvesztéséget ( $p'_{st}$ ),
- a befúvófej által okozott statikus nyomásvesztéséget ( $p'_{st}$ ),
- a távozó levegő dinamikus nyomását ( $p_d$ ).

A számításhoz szükséges jelölések a 3-44. ábrán láthatók.

A számítást a légszatórna végénél kezdjük. Elhanyagolhatónak véve a befúvófej nyakrészében ( $l_0$ ) fellépő statikus nyomásvesztéséget, az első szelvényben a nyomásvesztéség a következő:

$$p_{1st} + p'_{1d} = \zeta_1 \cdot p'_{1d} + p'_{1d}$$

$$p_{1st} + p_{1d} = p'_{1d}(1 + \zeta_1)$$

ahol ( $p_{1st} + p_{1d}$ ) a csőszelvényben fellépő egyes nyomásvesztéseket jelzi  $l_m$ -ig, illetve a  $p'_{1d}(1 + \zeta)$  a befúvófejen átáramló levegő által okozott veszteségek, amelyeket vesszős indexszel jelöltem.

Átszámítjuk a  $p'_{1d}$ -t a keresztmetszetek arányában:

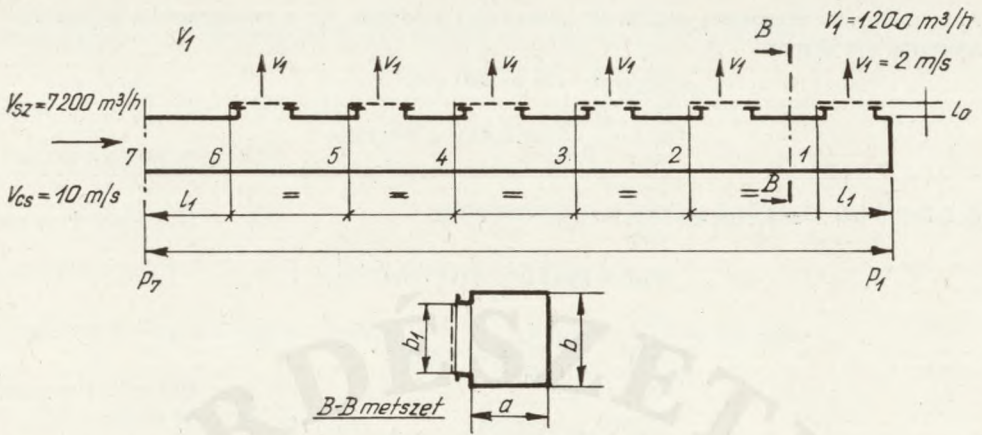
$$p'_{1d} = \left( \frac{A}{A_1} \right) p_{1d}$$

$$p_{1st} + p_{1d} = p_{1d} \cdot \left( \frac{A}{A_1} \right) \cdot (1 + \zeta_1)$$

$$p_{1st} = p_{1d} \left[ \left( \frac{A}{A_1} \right) \cdot (1 + \zeta_1) - 1 \right]$$

Ha ehhez hozzáadjuk  $p_{2st} + \dots + p_{mst}$  csőszakaszok nyomásvesztéséget, megkapjuk a csőszatórna egész nyomásellenállását. Ezt kell kiegészíteni a ventilátor előtt és után fellépő statikus nyomásvesztésekkel (beszívókürtő, ívek, rezgéstompítók, diffúzor stb.). Az így kapott összes nyomásellenállásra és a levegőmennyiségre választunk ventilátort a jelleggörbék alapján.

**Példa.** A légpótlás levegőmennyisége  $V_{sz} = 7200 \text{ m}^3/\text{h} = 2 \text{ m}^3/\text{s}$  (3-44/a ábra). A terem hosszának figyelembevételével egyenletes légelosztású, egyoldalt befúvó légszatórnát veszünk figyelembe, amelynek hossza 20 m.



3-44. ábra. Levegő-visszevezető csatorna

A légszűrőben a sebesség  $v_{cs} = 10 \text{ m/s}$ . A légesztő csatorna keresztmetszete  $A$ , a befűvőfej keresztmetszete  $A_1$ .

$$A = \frac{V_{sz}}{v_{cs}} = \frac{7200}{10} = 0,2 \text{ (m}^2\text{)}$$

Választott keresztmetszeti arány  $a/b = 0,8$ , ebből

$$a \cdot b = 0,8 \cdot b^2 = 0,2$$

$$b = 0,516 = 500 \text{ mm}$$

$$a = 0,8 \cdot b = 400 \text{ mm}$$

$$A = a \cdot b = 0,2 \text{ m}^2$$

A hosszanti oldalon elhelyezhető 6 db befűvőfejet és  $v_b \cong 2 \text{ m/s}$  befűvősebességet figyelembe véve

$$V_1 = \frac{7200}{6} = 1200 \text{ m}^3/\text{h} = 0,33 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A_1 = \frac{0,33}{2} = 0,166 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A_1 = a_1 \cdot b_1$$

A befúvónyílás függőleges oldalának hossza ( $b_1$ ) kiadódik, ha a csatornaoldal hosszából levonunk  $2 \times 50$  mm

$$b_1 = b - 100 = 400 \text{ mm}$$

$$a_1 = \frac{0,166}{0,4} = 0,415 = 415 \text{ mm.}$$

A csőcsatorna végén levő szakasz nyomásvesztése:

$$p_{1st} = p_{1d} \left[ \left( \frac{A}{A_1} \right) \cdot (1 + \zeta_1) - 1 \right]$$

$$\left( \frac{A}{A_1} \right) = \left( \frac{0,2}{0,166} \right) = 1,205$$

$$\left( \frac{A_1}{A} \right) = \left( \frac{0,166}{0,2} \right) = 0,83$$

Az egyes befúvófejek közötti távolság:

$$l_1 = \frac{20}{6} = 3,33 \text{ m} > 5b$$

$$d_e = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} \text{ kör keresztmetszetű csőegyenérték (1.2.33. fejezet alapján)}$$

$$d_e = \frac{2 \cdot 0,4 \cdot 0,5}{0,4 + 0,5} = \frac{0,4}{0,9} = 0,44 \text{ m} = 440 \text{ mm}$$

$\zeta_1$  az 1-4. táblázat 19. adata alapján

$$\zeta_1 = 0,5 + 0,7 \left( \frac{A_1}{A} \right)^2$$

$$\zeta_1 = 0,5 + 0,7 \cdot 0,69 = 0,5 + 0,483$$

$$\zeta_1 = 0,983 \approx 1$$

$$p_{1d} = \frac{v_b^2}{2g} \cdot \gamma_1 = \frac{4}{19,62} \cdot 1,22 = 0,249, \text{ ahol } v_{1cs} \cong v_b$$

$$p_{1st} = p_{1d} \left[ \left( \frac{A}{A_1} \right) \cdot (1 + \zeta_1) - 1 \right]$$

$$p_{1st} = 0,249(1,205 \cdot 2 - 1) = 0,249 \cdot 1,41 = 0,35$$

$$p_{1-2} = \lambda \frac{1}{d} \cdot p_{1d} = \left( 0,023 \cdot \frac{3,33}{0,44} \right) \cdot 0,249 = 0,174 \cdot 0,249 = 0,0434 \cong 0,05 \text{ v. o. mm}$$

$$p_2 = p_{1-2} + p_{1st} = 0,05 + 0,35 = 0,4 \text{ v. o. mm}$$

$$p_{2-3} = s \cdot \frac{v_{2cs}^2}{2g} \cdot \gamma_1, \text{ ahol } s = \lambda \frac{l}{d} = 0,174$$

$$p_{2-3} = 0,174 \cdot 0,69 = 0,12 \text{ v. o. mm}$$

$$v_{2cs} = \frac{2V_1}{A} = \frac{0,66}{0,2} = 3,3 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned}
 p_3 &= p_2 + p_{2-3} = 0,4 + 0,12 = 0,52 \text{ v. o. mm} & p_{2d} &= \frac{v_{2cs}^2}{2g} \cdot \gamma_1 = 0,69 \\
 p_{3-4} &= s \cdot \frac{v_{3cs}^2}{2g} \gamma_1 = 0,174 \cdot 1,55 = 0,27 & v_{3cs} &= \frac{1 \text{ m}^3/\text{s}}{0,2} = 5 \text{ m/s} \\
 p_4 &= 0,52 + 0,27 = 0,79 & p_{3d} &= 1,55 \\
 p_{4-5} &= 0,174 \cdot 2,71 = 0,47 & v_{4cs} &= \frac{1,32}{0,2} = 6,6 \text{ m/s} \\
 & & p_{4d} &= 2,71 \\
 p_5 &= 0,79 + 0,47 = 1,26 \text{ v. o. mm} & v_{5cs} &= \frac{1,66}{0,2} = 8,3 \text{ m/s} \\
 p_{5-6} &= 0,174 \cdot 4,28 = 0,74 & p_{5d} &= 4,28 \\
 p_6 &= 1,26 + 0,74 = 2,0 \text{ v. o. mm} & p_{6d} &= 6,22 \\
 p_{6-7} &= 0,174 \cdot 6,22 = 1,08 & & \\
 p_7 &= 2,0 + 1,08 = 3,1 \text{ v. o. mm} & &
 \end{aligned}$$

Ez a szellőzőlevegő csatornájának statikus nyomásvesztése. Ha a befúvófejeknél hálót vagy rácsot alkalmazunk, akkor a keresztmetszetet nagyobbítani kell, pl. háló alkalmazásával 0,8 a szűkítési tényező.

Ez esetben

$$\frac{A_1}{0,8} = A'_1 \text{ adja az új keresztmetszetet.}$$

A számítások egyszerűsítésére a többi szelvényben levő befúvó-keresztmetszetek meghatározását MAXIMOV—ORLOV [9] után a 30. táblázat és a 3-45. ábra nomogramjának felhasználásával kör keresztmetszetű csövekre a következők szerint lehet elvégezni.

A  $p_{1st}$ ,  $p_{1d}$ ,  $p_{1-2}$  értékek ismeretében meghatározzuk

$A'_1, A'_2, A'_3, \dots, A'_m$  szelvénytényezőket.

$$A'_m = \frac{p_{1st}}{p_{1d}} \cdot \frac{1}{(m-1)^2} + \frac{p_{1-2}}{p_{1d}} \left[ 1 + \frac{(m-2)(2m-3)}{6(m-1)} \right] - \left[ \frac{m(m-2)}{(m-1)} \right],$$

ahol  $m$  a szelvényszámot jelenti. Az egyes tagokat a 30. táblázat segítségével, az  $A_1/A$  viszonyokat pedig a 3-45. ábrából határozhatjuk meg.

Ennek megfelelően az egyes értékek a következő példa szerint számíthatók.

**Példa.** Kör keresztmetszetű nyomott légcatornában a szellőzőlevegő mennyisége (3-43/b ábra).

$$V_{sz} = 5000 \text{ m}^3/\text{h} = 1,4 \text{ m}^3/\text{s}.$$

5 db befúvófejet véve fel, az egy befúvófejen kiáramló levegő:

$$V_1 = 1000 \text{ m}^3/\text{h} = 0,28 \text{ m}^3/\text{s}.$$

A főcsatorna átmérője:  $D = 420 \text{ mm}$ ,  $A = 0,139 \text{ m}^2$ ,

a befúvófej átmérője:  $d_1 = 210 \text{ mm}$ ,  $A_1 = 0,0346 \text{ m}^2$ ,

a befúvófejek egymástól mért távolsága  $l_1 = 3 \text{ m}$ .

$$\frac{A_1}{A} = \left( \frac{d_1}{D} \right)^2 = \left( \frac{210}{420} \right)^2 = 0,25$$

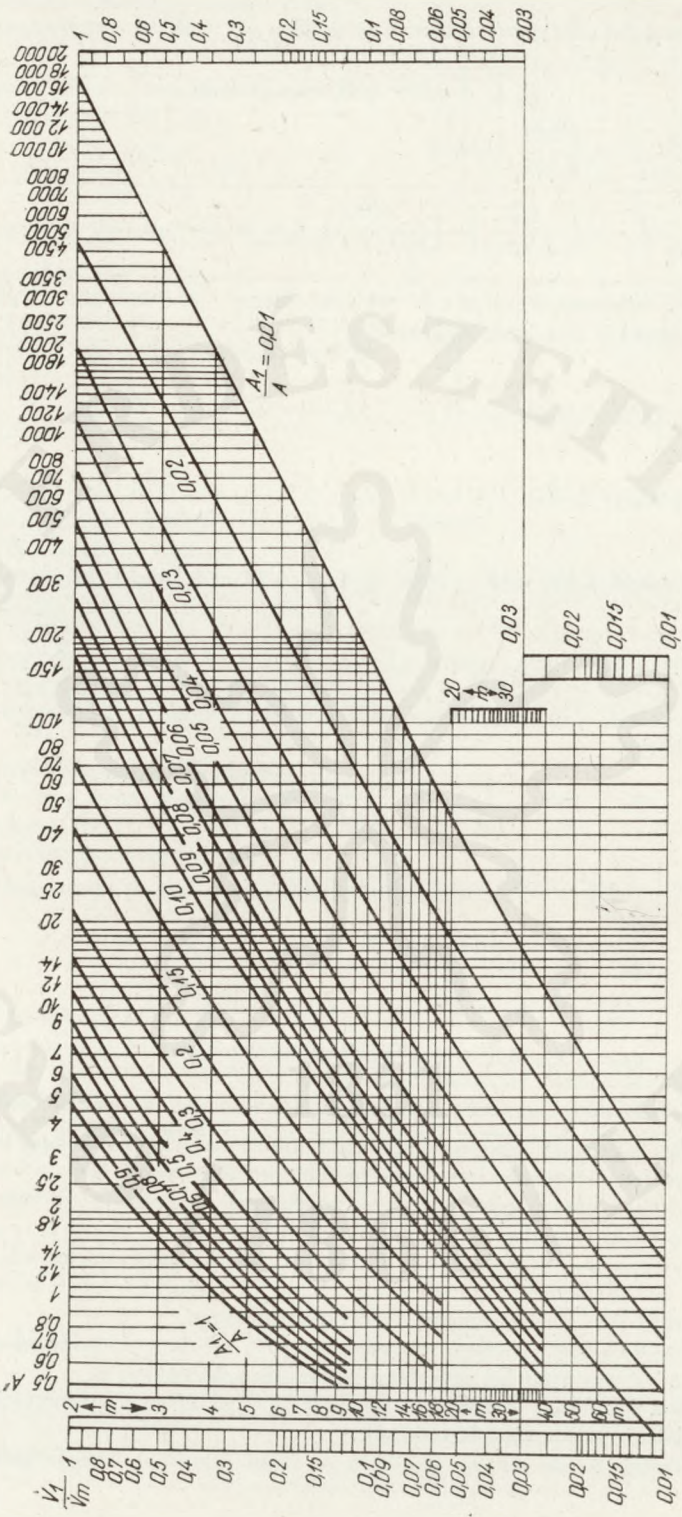
$$\zeta_1 = 0,5 + 0,7 \cdot 0,25^2 = 0,54$$

$$\frac{p_{1st}}{p_{1d}} = \left[ \left( \frac{1}{0,25} \right)^2 \cdot (1 + 0,54) \right] - 1 = 23,7$$



30. táblázat. Segéd táblázat egyenletes léghelosztású légyveteték számításához

$m$	$\frac{V_1}{V_{\text{sz}}}$	$\frac{V_1}{V_m}$	$\frac{1}{\left(\frac{V_m + V_1}{V_m}\right)^2}$	$m$	$\frac{1}{(m-1)^2}$	$1 + \frac{(m-2)(2m-3)}{6(m-1)}$	$\frac{m(m-2)}{(m-1)^2}$	$\frac{1}{m^2}$	$\frac{(m-1)(2m-1)}{6m^2}$	$1 - \frac{1}{m^2}$
2	0,5	1	0,25	2	1	1,00	0	0,25	0,125	0,75
3	0,333	0,5	0,444	3	0,25	1,25	0,75	0,111	0,135	0,889
4	0,25	0,333	0,567	4	0,111	1,555	0,888	0,0625	0,219	0,9375
5	0,2	0,25	0,64	5	0,0625	1,875	0,937	0,04	0,240	0,94
6	0,167	0,2	0,694	6	0,04	2,1	0,96	0,0278	0,255	
7	0,143	0,167	0,723	7	0,0278	2,53	0,972	0,0204	0,265	
8	0,125	0,143	0,776	8	0,0204	2,86	0,98	0,01564	0,274	
9	0,111	0,125	0,97	9	0,01564	3,19	0,985	0,01235	0,28	
10	0,1	0,111	0,81	10	0,01235	3,52	0,988	0,01	0,285	0,99
11		0,10		11	0,01	3,85	0,99	0,00827	0,29	
12		0,091		12	0,00827	4,18	0,992	0,00696	0,293	
13		0,0834		13	0,00696	4,51		0,00593	0,692	
14		0,077		14	0,00593	4,84		0,00512	0,299	
15		0,0715		15	0,00512	5,18		0,00445	0,301	0,9955
16		0,0667		16	0,00445	5,51		0,00392	0,302	
17		0,0625		17	0,00392	5,84		0,00347	0,304	
18		0,0588		18	0,00347	6,17		0,00309	0,306	
19		0,0555		19	0,00309	6,51	0,998	0,00278	0,307	
20		0,0527		20	0,00278	6,84		0,00250	0,308	
21		0,05		25	0,00174	8,5		0,0016	0,314	
22		0,0476		30	0,0011	10,17		0,00111	0,317	
23		0,0455		35	0,000867	11,83		0,000817	0,320	
24		0,0435		40	0,000417	16,8		0,0004	0,323	
25		0,0417		60	0,000278	20,15	1,0	0,000278	0,324	1,0



3-45. ábra. Egyenletes légelosztású nyomólévezeték számítási diagramja

Az 1-2. szakaszon 1 fm csőnyomás értéke:  $s = 0,023 \frac{1}{0,42} = 0,055$

$$p_{1-2} = 3 \cdot 0,055 = 0,165 \text{ v. o. mm}$$

$$\frac{p_{1-2}}{p_{1d}} = \frac{0,165}{0,244} = 0,68,$$

ahol 
$$p_{1d} = \left( \frac{1,2}{2 \cdot 9,81} \right) \cdot \left( \frac{1000}{3600 \cdot 0,139} \right) = 0,1222 \text{ v. o. mm.}$$

A kért arányok felhasználásával és a 30. táblázat, illetve 3-45. nomogram segítségével az egyes  $A_m/A$  viszonyokat meg lehet határozni:

$m_2$  szelvénynél

$$A'_2 = 23,7 + 0,68 \cdot 1 - 0 = 24,38; \quad V_1/V_2 = 1; \quad A_2/A = 0,28; \quad d_2 = 220 \text{ mm}$$

$m_3$  szelvénynél

$$A_3 = 23,7 \cdot 0,25 + 0,68 \cdot 1,25 - 0,75 = 6; \quad V_1/V_3 = 0,5; \quad A_3/A = 0,36; \quad d_3 = 250 \text{ mm}$$

$m_4$  szelvénynél

$$A_4 = 23,7 \cdot 0,111 + 0,68 \cdot 1,55 - 0,89 = 2,79; \quad V_1/V_4 = 0,333; \quad A_4/A = 0,40; \quad d_4 = 266 \text{ mm}$$

$m_5$  szelvénynél

$$A_5 = 23,70 \cdot 0,0625 + 0,68 \cdot 1,875 - 0,94 = 1,82; \quad V_1/V_5 = 0,25; \quad A_5/A = 0,45; \quad d_5 = 282 \text{ mm}$$

A statikus nyomás és a dinamikus nyomás viszonyát egy adott szelvényben a következő képlettel számíthatjuk

$$\frac{p_{mst}}{p_{md}} = \frac{p_{1st}}{p_{1d}} \cdot \frac{1}{m^2} + \frac{(m-1)(2m-1)}{6m^2} \cdot \frac{p_{1-2}}{p_{1d}} = \left( 1 - \frac{1}{m^2} \right)$$

Ellenőrizve az utolsó szelvényben a statikus nyomást:

$$\frac{p_{5st}}{p_{5d}} = 23,7 \frac{1}{25} + 0,24 \cdot 0,68 - 0,94 = 1,11 - 0,94 = 0,17$$

$$p_{5d} = 5^2 \cdot p_{1d} = 25 \cdot 0,244 = 6,1 \text{ v. o. mm}$$

$$p_{5st} = p_{5d} \cdot 0,17 = 6,1 \cdot 0,17 = 1,49 \text{ v. o. mm.}$$

b) *Koanda-effektuson alapuló egyenletes légbefúvást adó légcatorna-szerkezet méretezése*

Az a) pont alatt ismertetett méretezési eljárással hosszú csatornáknál és nagy levegőmenyiségnél az egyenletes levegőelosztás nem érhető el mindig.

Ahol az adottságok hosszú csatornát tettek szükségessé, a szerző jó eredménnyel alkalmazta a Koanda-effektuson alapuló légcatornát. Ennek működési alapelve, hogy a falakra ható statikus nyomás ( $p_{st}$ ) következtében a keskeny nyílásokon egyenletes sebességű a kiáramlás, mert a cső falánál levő határréteg hozzátapad a kihajtott lemezhez. Bemérés szerint a csőben a sebességcsökkenés egyenletes a cső hossza mentén.

A keskeny réseken kiáramló levegő sebessége kb. 15%-kal nagyobb a légcatornán belüli sebességénél, és a befúvás aránylag egyenletes hosszú légcatornáknál is.

A kifúvórések a függőleges lemezoldalon helyezkednek el. Gyakorlati mérések és tapasztalatok útján kialakított adatok a következők:

A rések szélessége 8–20 mm-ig ajánlható, a réseken kiáramló levegő sebessége  $v_r = 6–12$  m/s.

Nagy kiömlési sebességet magas, széles teremben alkalmazhatunk nagy légmennyiség pótlására.

Tervezéskor először meghatározzuk a légcatorna keresztmetszetét ( $A_{cs}$ ).

$$A_{cs} = \frac{|V_{sz}(m^3/s)|}{v_{cs}(m/s)} (m^2),$$

ahol  $V_{sz}$  számított,  $v_{cs}$  választott adat.

$$A_{cs} = A \cdot B \quad \text{ahol } A/B = 0,5 \dots 1.$$

A  $B$  méret meghatározása után (felvétel útján)  $A$  számítható. A réskeresztmetszetek összege (3-47. ábra)

$$A_{r\ddot{o}} = \frac{V_{sz}}{v_r} (m^2) = z \cdot L' \cdot s$$

ahol  $z$  a rések száma;

$s$  a rés szélessége (mm), felvett adat;

$L'$  a rés magassága (mm).

A rés hosszát ( $L'$ ), osztását ( $T$ ), és a kihajlítás sugarát ( $R$ ) a következő képletek segítségével határozhatjuk meg.

$$L' = 0,6 \dots 0,9 B$$

$$T = 0,9 \dots 1,8 L$$

$$R = 1,6 \dots 2 s$$

ahol  $B$  a légcatorna magassága (mm),

$R$  a kihajlított lemez sugara (mm),

$s$  a résméret (mm),

$T$  a rések osztási távolsága (mm).

A Koanda-légcatorna nyomásellenállásának számítása:

$$\Delta p_{\ddot{o}} = p_d + \frac{1}{3} \left( \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{v_{cs}^2}{2g} \cdot \gamma_1 \right)$$

A Koanda-légcatorna előnyei:

- a befűvónyílások beépítése előtt beállíthatók,
- lényegesen olcsóbb az elkészítésük, mint a terelőszalukkal ellátott hasonló szerkezeteké,
- a légeosztás a csatorna mentén egyenes.

A Csőszerező Vállalat gyártmányismertetője alapján a méretezés is egyszerű.

**Példa.** A visszavezetett levegő mennyisége:

$$V_{sz} = 6000 \text{ m}^3/\text{h} = 1,667 \text{ (m}^3/\text{s)}.$$

A munkaterem adottságaiból következően a csővezeték hossza:

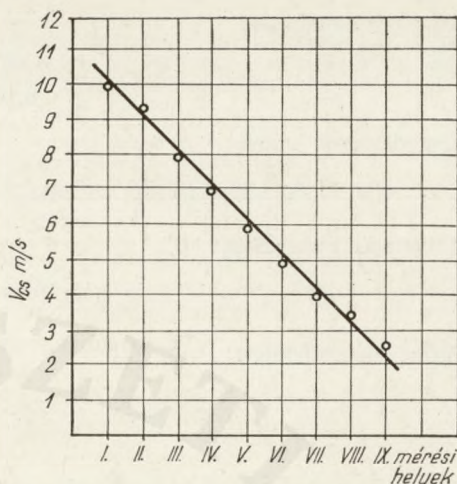
$$L = 11 \text{ m}$$

$v_{cs} = 10 \text{ m/s}$  (felvéve)

$$A_{cs} = \frac{V_{sz}}{v_{cs}} = \frac{1,667}{10} = 0,1667$$

Választott oldalak

$$A_{cs} = A \cdot B = 400 \cdot 400 \text{ mm}$$



3-46. ábra. Koanda-effektusnál a csősebesség változása

Korrigált csősebesség

$$v_{cs} = \frac{1,667}{0,16} = 10,4 \text{ m/s}$$

Koanda-tagok száma

$n = 11$  db 0,98 m hosszú cső vagy 5 db 1920 mm + 1 db 920 mm hosszú csőtag.

A befúvási réssebesség:

$$v_r = 1,15 \cdot 10,4 = 11,96 = 12,0 \text{ m/s.}$$

A rések összes felülete:

$$A_{r\ddot{o}} = \frac{V_{sz}}{v_r} = \frac{1,667}{12,0} = 0,1389 \text{ m}^2$$

A választott résosztás, réshossz és -szélesség:

$$T = 480 \text{ mm} \quad 0,98 \text{ m hosszon 2 nyílás}$$

$$L' = 350 \text{ mm}$$

$$S = 18 \text{ mm}$$

$$A_{r\ddot{o}} = 2 \cdot 11 \cdot 0,35 \cdot 0,018$$

$A_{r\ddot{o}} = 0,1386 \text{ m}^2$  tehát megfelel.

Az összes nyomásellenállás

$$\Delta p_{\ddot{o}} = p_d + \frac{1}{3} \left( \lambda \frac{1}{d_e} \cdot \frac{v_{cs}^2}{2g} \cdot \gamma_l \right)$$

$$p_d = \rho/2 \cdot v_r^2 = 8,95 \text{ v. o. mm}$$

$$d_e = 400 \text{ mm}$$

$$\Delta p_{\ddot{o}} = 8,95 + \frac{1}{3} \left( 0,023 \frac{10,5}{0,4} \cdot 6,85 \right) = 8,95 + \frac{4,11}{3} = 8,95 + 1,37$$

$\Delta p_{\ddot{o}} = 10,3 \text{ v. o. mm}$  műszaki mértékegységben

$\Delta p_{\ddot{o}} = 101 \text{ N/m}^2$  MKSA rendszerben.

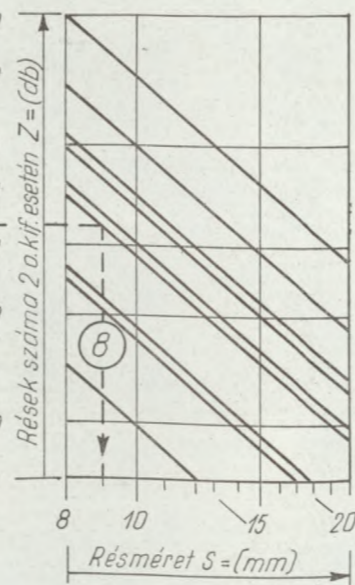
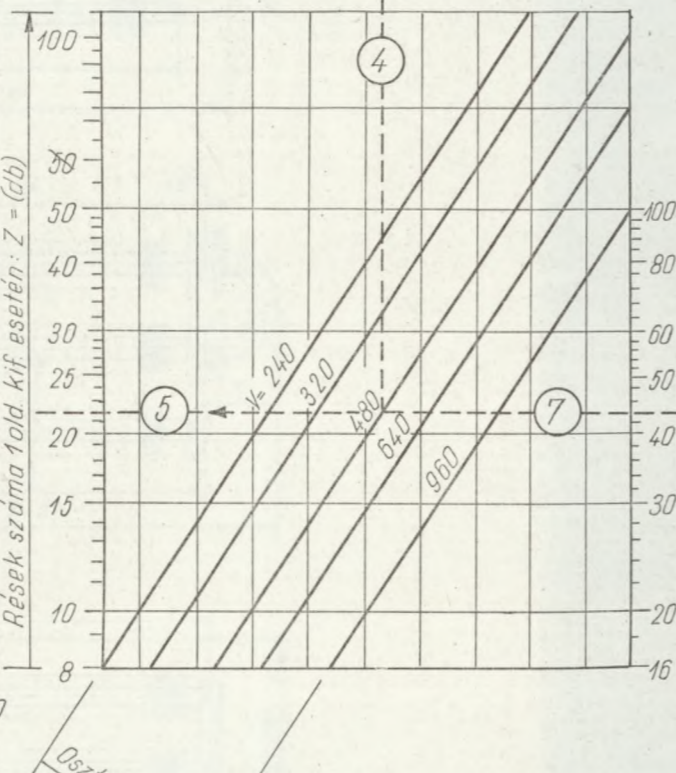
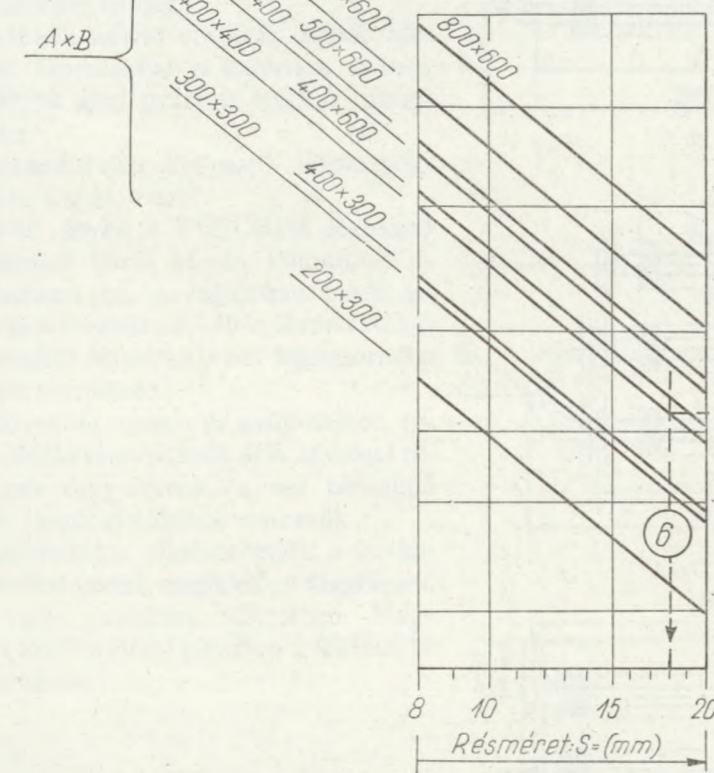
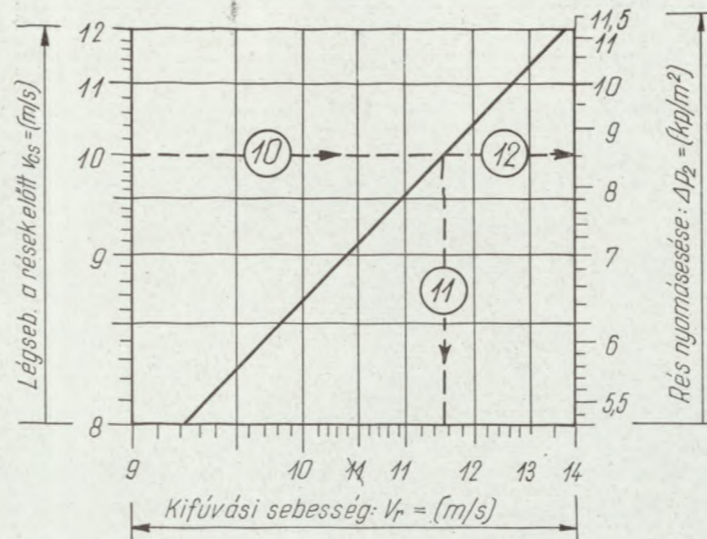
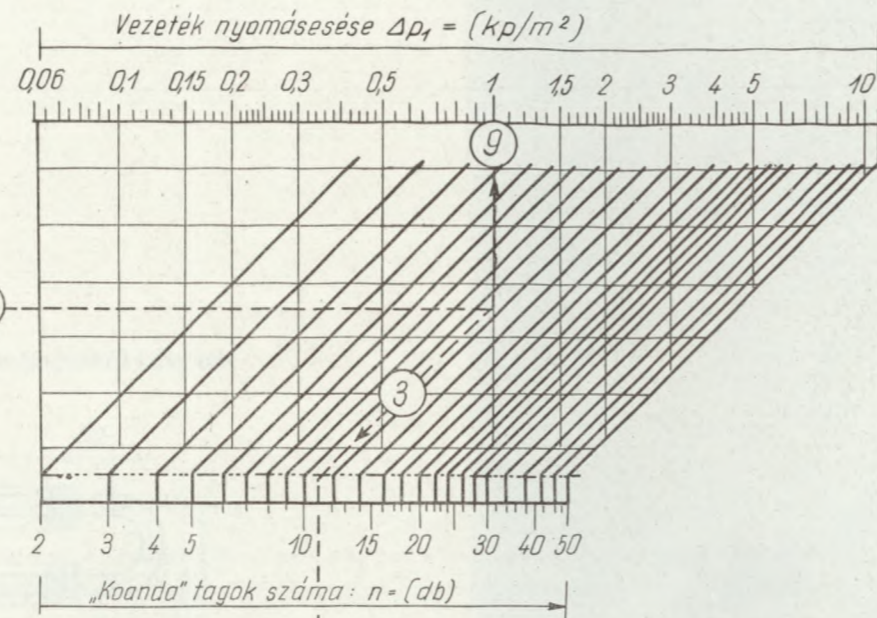
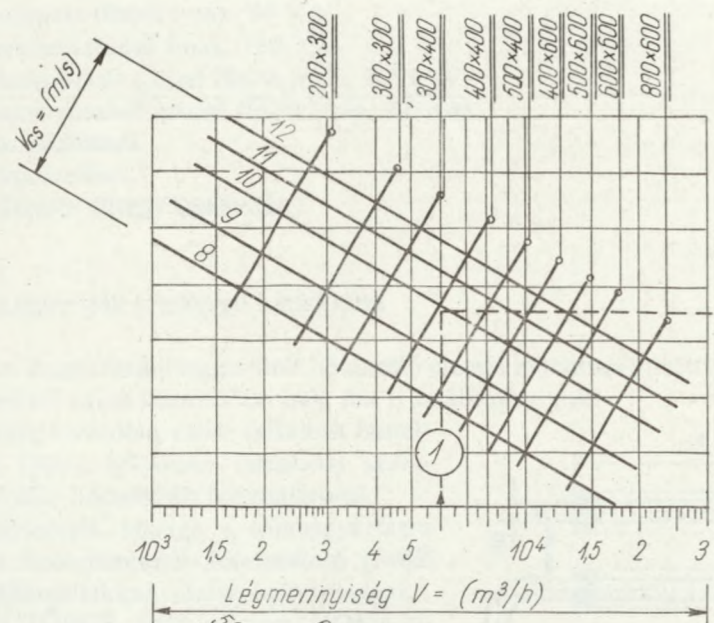
A nomogram és számítás közötti minimális eltérés a pontosabb számítás nagyobb pontosságából adódik.

## 3.5. Léghevítők

### 3.5.1. Léghevítők osztályozása

A szellőzőberendezésben a levegőt felmelegítő szerkezeti elemet léghevítőnek vagy kalori-fernek nevezzük.

A léghevítők tulajdonképpen hőcserélő berendezések, ahol valamely fűtőközeg adja át melegtartalmát a berendezésen átáramló levegőnek.



**Példa:**

**Adott:**

Bevezetendő légmennyiség  $V = 6000 m^3/h$   
 Max. csőhossz:  $L = 10,5 m$

**Keresendő:**

Csőméret:  $A \times B = 400 \times 400$

Légsebesség a rések előtt  $v_{cs} = 10 m/s$

Koanda-tagok száma:  $n = 11 db$

Osztás:  $T = 480 mm$

Résméret:  $S = 18 mm$

Vezeték nyomásesése:  $\Delta p_1 = 1 kp/m^2$

Kifúvási sebesség:  $V_r = 12 m/s$

Résznyomás esése:  $\Delta p_2 = 9,5 kp/m^2$

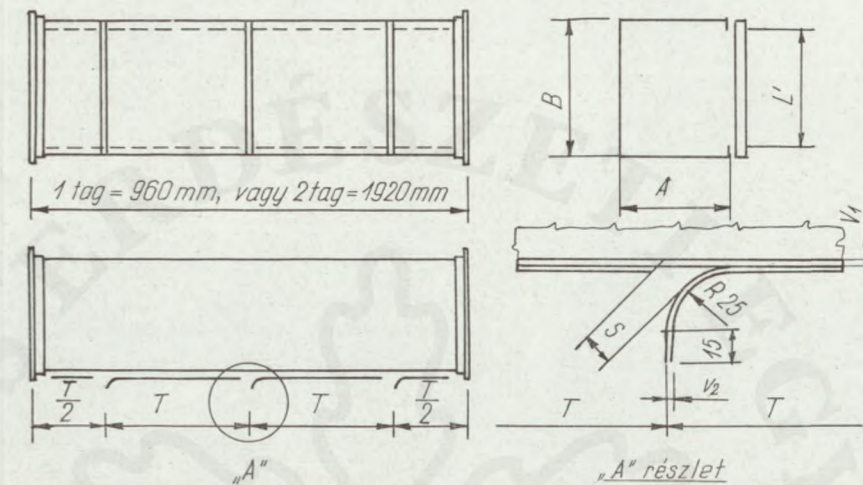
Össznyomás esés:  $\Delta p_0 = 10 kp/m^2$

Tényleges csőhossz:  $L = n \cdot l = 11 \times 0,96 = 10,56 m$

$A \times B$

[Kétoldali kifúvás esetén:  
 résméret:  $S = 9 mm$ ]

**Szerkezeti kialakítás:**



A	B	L'	T	Keret	$v_1$	$v_2$	Merevítés
200	300	260	240	320	480	0,75	—
300	300	260	240	320	480		
300	400	350	320	480	640		
400	400	350	320	480	640	1	A110s elhajlítás
500	600	500	480	640	960		
400	600	500	480	640	960		
500	600	500	480	640	960	1,5	—
600	600	500	480	640	960		
800	600	500	480	640	960	1,5	—

**Rendelési szöveg:**

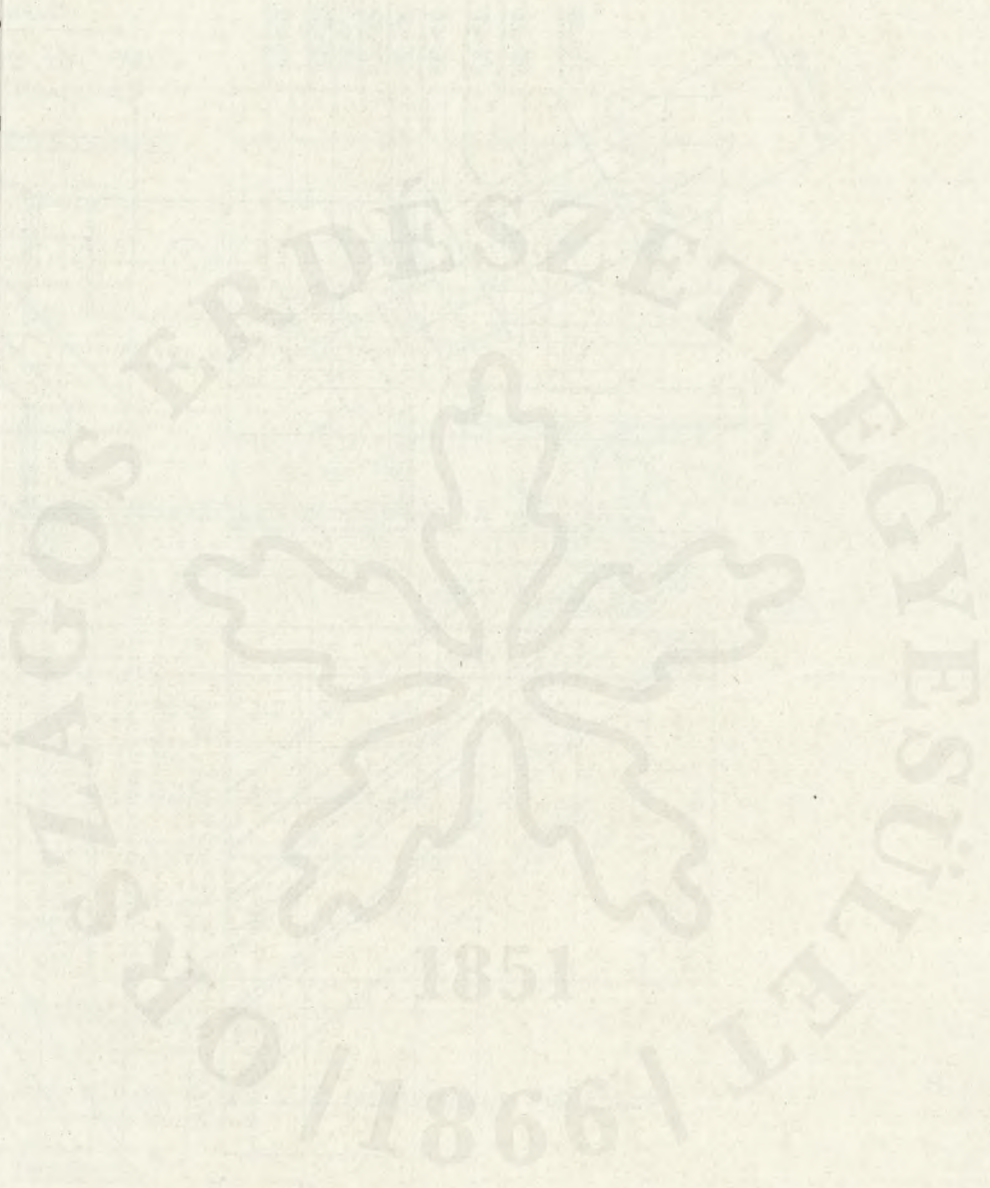
Koanda kifúvócső

$A \times B = 400 \times 400$ ,  $T = 480$ ,  $S = 18$ , 1 oldali kifúváásra. 5 db 2 tagos 1 db 1 tagos kivitelben.

**Megjegyzés:**

$T = 640 mm$  esetén csak 2 tagos kivitelben készülhet.

Ko  
Ko  
A  
A r  
A  
A<sub>r</sub>  
A<sub>r</sub>  
Az  
Δ  
Δ  
A  
gá  
3  
3.  
fe  
m  
1



A fűtőközeg a kalorifer csöveiben áramlik, míg a fűtött közeg (levegő) a csővezetékre merőlegesen a lamellák, illetve a spirálszalag között áramlik át. A fűtőközeg szempontjából a léghevítőket a következő típusokba soroljuk:

- melegvíz-fűtésű (max. 95 °C),
- forróvíz-fűtésű (max. 150 °C),
- kisnyomású gőzzel fűtött (max. 0,5 att),
- nagynyomású gőzzel fűtött (min. 2,0 att),
- füstgázfűtésű,
- olajtüzeléses,
- villamos fűtésű léghevítők.

### 3.5.2. Léghevítők szerkezeti kialakítása

A víz- és gőzfűtésű léghevítők hőcserélő elemét régebben öntöttvas bordácsövből készítették, ezekkel egyes üzemekben még ma is találkozhatunk.

Jelenleg kizárólag csőre felsajtolt lamellákból, illetve spirálisan felcsavart szalagokból álló hőcserélők használatosak.

A csővezeték anyaga a tömeggyártásra készült kalorifereknél folytacélső (MSZ 99) acéllamellákkal, illetve acélszalaggal.

A FÜTŐBER által gyártott HOKA típusú kalorifer is ilyen.

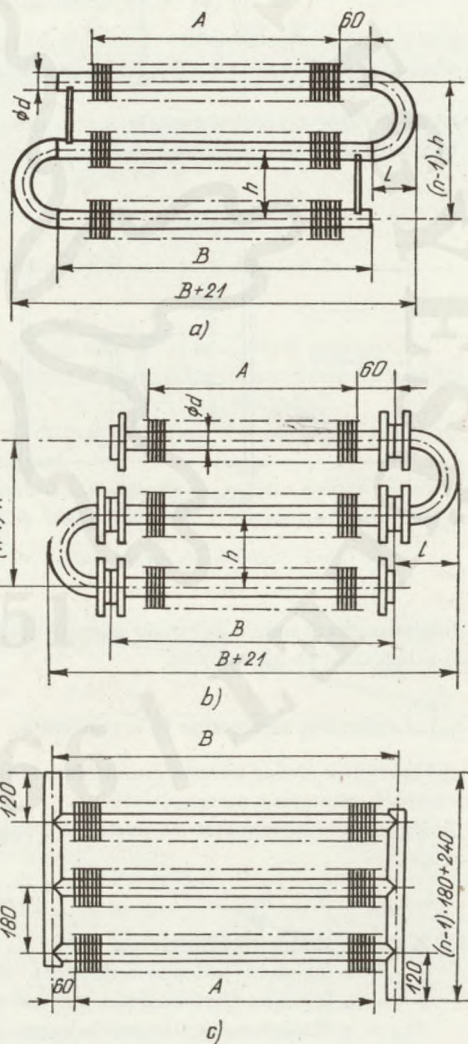
Ritkábban készül vörösréz csőből alumínium lamellákkal is kalorifer, ilyen a FÜTŐBER által gyártott RGKA típusú kalorifer.

A hőcserélő elemeket osztó-, illetve gyűjtőfejekbe fogják össze.

A 3-48. ábrán a FÜTŐBER léghevítő gyártmányai közül három különböző típusú mutatók be. A legjobban bevált levegő-visszavezetésre a 3-48/c ábrán látható PH típusjelű léghevítő, mert légszűrőjében könnyen beépíthető.

A csövekből, osztó- és gyűjtőfejből, továbbá fűtőközegcsőkből álló egységet regiszternek vagy sornak, a sor befoglaló méretét homlokfelületnek nevezzük.

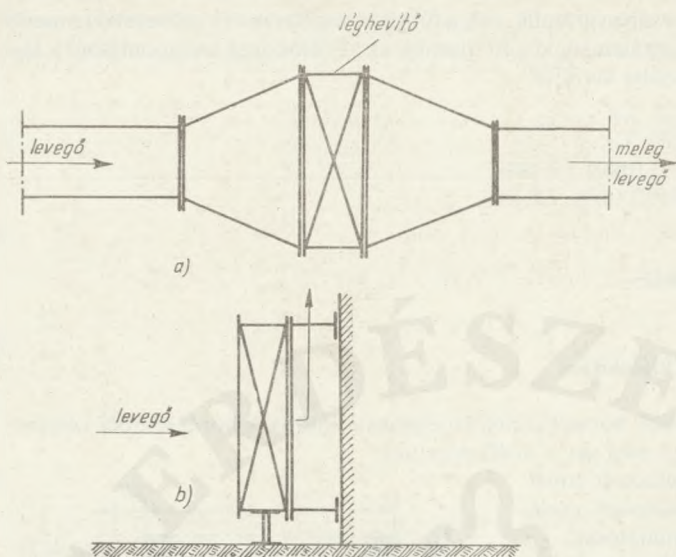
A léghevítőket elhelyezhetjük a szerkezeti kívánalomnak megfelelően függőleges, ferde vagy vízszintes helyzetben. Nagy gondot kell fordítani azonban a léghevítők légtelenítésére.



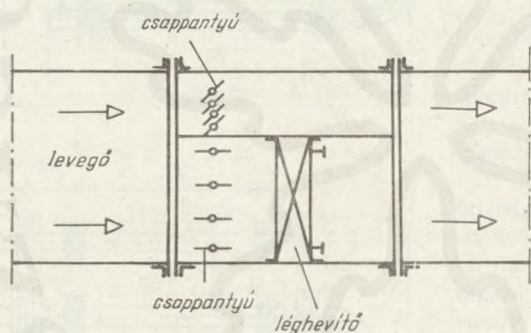
3-48. ábra. Léghevítő elvi kialakítása

a) (gőzfűtéshez) SH típusjelű, sorosan kapcsolt, hegesztett kivitelű bordácsőregiszter; b) (vízfűtéshez) SK típusjelű, sorosan kapcsolt, karimás kivitelű bordácsőregiszter; c) PH típusjelű, párhuzamosan kapcsolt, hegesztett kivitelű bordácsőregiszter





3-49. ábra. Léghevítő beépítési módja  
a) légszatorna-hálózatba, b) határolószerkezet mellé



3-50. ábra. Szabályozás megkerülővezetékkel

Szabályozható még a léghevítő csappantyúkkal is, abban az esetben, ha megkerülő vezeték van a légszatorna-hálózatban.

### 3.5.3. Léghevítők méretezése és kiválasztása

A léghevítők elvileg keresztáramú hőcserélők. (A gázfűtésű léghevítők pedig az ellenáramú hőcserélők mintájára méretezhetők.)

A léghevítő fűtőfelületét a következő képlettel számíthatjuk:

$$A = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_m}$$

ahol  $A$  = a léghevítő fűtőfelülete ( $m^2$ ),

$Q$  = a léghevítő hőleadása (kcal/h),

$k$  = a fajlagos hőátbocsátási tényező (kcal/h· $m^2$ · $^{\circ}C$ ),

$\Delta t_m$  = a fűtőközeg és a levegő közepes hőmérséklet-különbsége ( $^{\circ}C$ ).

A léghevítőt beépíthetjük légszatorna-hálózatba vagy közvetlenül a határolószerkezet (fal) mellé. Ilyen beépítést mutat a 3-49. ábra.

Kerülni kell a magas léghevítő elemek beépítését, mert azok hőleadása a fűtőközeg hőrétegződése miatt (csak víznél) romlik. Ilyen esetben célszerű az elemet kettéosztani.

A külső térből szívott  $0^{\circ}C$ -nál hidegebb levegőt felmelegítő kalorifert általában gőzüzemre tervezik. Hazánkban jelenleg kezd elterjedni e kaloriferek melegvíz-üzemre tervezése. Ebben az esetben a kalorifer fagyvédelméről gondoskodni kell.

Az üzemek legnagyobb részében jelenleg is inkább gőzüzemű berendezések vannak beépítve.

A léghevítő hőleadásának szabályozása lehet kézi vagy automatikus. A kézi szabályozás a több sorból álló léghevítő egyes sorainak lezárásával lehetséges. Általában törekedni kell, hogy az ipari célra beépített léghevítő függetleníthető legyen a központi fűtési rendszertől.

A szellőzőlevegő felmelegítéséhez szükséges hőleadása:

$$Q = L \cdot c_p (t_2 - t_1)$$

ahol  $L$  = a fölmelegített levegő mennyisége (kg/h),

$c_p$  = a levegő fajhője állandó nyomáson a  $t_1$  és  $t_2$  hőmérsékletek középértékére vonatkoztatva (kcal/kg·°C),

$t_1$  = a léghevítőbe belépő levegő hőmérséklete (°C),

$t_2$  = a léghevítóből kilépő levegő hőmérséklete (°C).

A levegő közepes hőmérséklet-különbsége ellenáram esetén

$$t_m = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{\ln \frac{t_n}{t_k}}$$

ahol  $t_n$  a két közeg legnagyobb hőmérséklet-különbsége (°C),

$t_k$  a két közeg legkisebb hőmérséklet-különbsége (°C).

*Például:* 90°/70 °C hőmérsékletű melegvízzel fűtünk fel -15 °C külső hőmérsékletű levegőt +28 °C-ra. Ebben az esetben az ellenáramú diagramon a következők szerint változnak a közegek hőmérsékletei.

$$t_n = t_{1v} - t_{2e} = 70 - (-15) = 85 \text{ °C}$$

$$t_k = t_{1e} - t_{2u} = 90 - 28 = 62 \text{ °C}$$

$$t_m = \frac{85 - 62}{\ln \frac{85}{62}} = \frac{23}{\ln 1,37} = 65 \text{ °C}$$

A méretezéskor nem ismerjük a víz és a levegő sebességét és a sorok számát.

A vízsebességet 0,2—1,0 (m/s), a légsebességet a homlokkeresztmetszetben, a teljes csatlakozó keresztmetszetet figyelembe véve, 4 ≈ 8 m/s között választhatjuk.

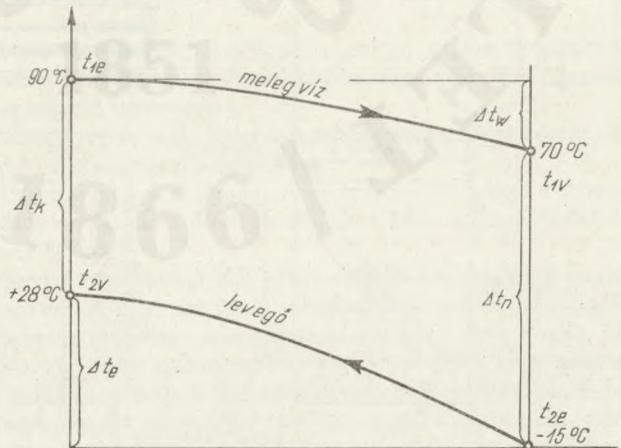
Ezen értékek megválasztásával a  $k$  tényező értékét ki tudjuk számítani és a léghevítő fűtőfelülete kiszámítható az  $A$ -ra megadott képlettel.

Ezek a számítások bonyolultak és esetenként feleslegesek is, mert a gyártó cégek méretezési diagramokat bocsátanak ki a léghevítők kiválasztására. E diagramokban a léghevítők kiválasztása az ún. karakterisztikadiagramok segítségével történik, mely tulajdonképpen a léghevítő hőmérlege alapján szerkeszthető meg.

A léghevítők kiválasztásakor a következő szempontok ajánlhatók.

*Fűtőközeg:* a rendelkezésre álló fűtőközeg egyértelműen eldöntheti a léghevítő hőhordozójának kérdését. Ha választani lehet gőz vagy víz fűtőközeg között, a következőket vegyük figyelembe.

Vízfűtésű léghevítő vízdoldali (fűtőközegi) szabályozása megbízható, és nagy pontos-



3-51. ábra. Közegek hőmérséklet-változása

sággal megoldható. A víz fűtőközeg alkalmazásakor azonban fennáll a fagyveszély, és a kalorifer fűtőfelülete is nagyobbra adódik.

Forróvíz-távfűtésre csak akkor tervezünk léghevítőt, ha annak megfelel a távfűtés szabályozási görbéje.

Kevésbé igényes helyen vagy nagyobb ipari üzemekben gőzfűtésű kalorifert válasszunk, de ennek szabályozhatósága igen erősen korlátozott.

**Helyszükséglet:** a rendelkezésre álló beépítési hely gyakran megszabja a kalorifer homlokfelületét: ilyen esetben a sorok száma egyértelműen kiadódik.

**Zajosság:** a hazai katalógusok ezzel a kérdéssel még nem foglalkoznak.

## 3.6. Termoventillátorok szerkezeti kialakítása és méretezési alapelve

### 3.6.1. Termoventillátorok szerkezeti kialakítása

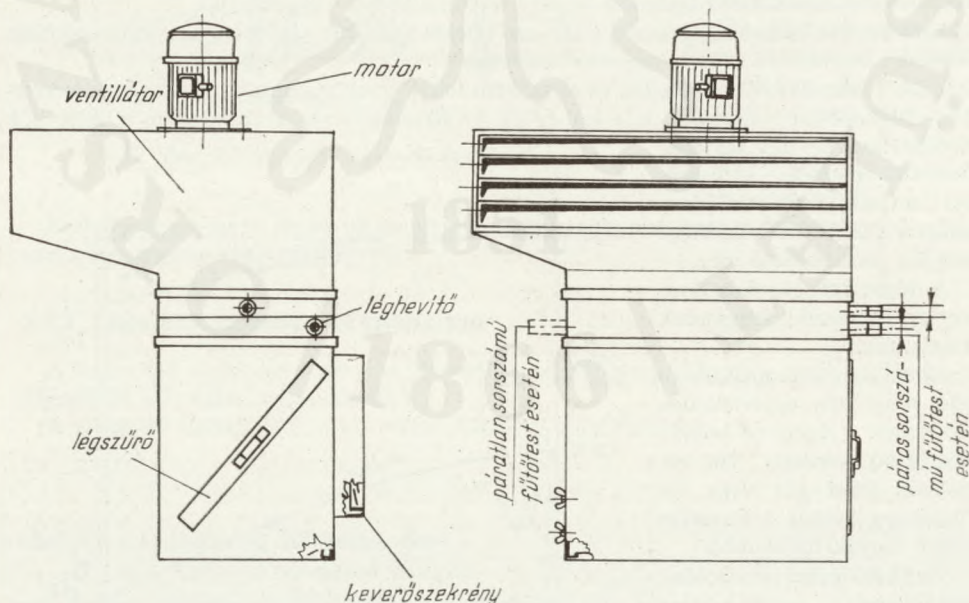
Termoventillátornak nevezzük a léghevítőből és ventillátorból összeépített légfűtő egységet (3-52. ábra).

Főbb szerkezeti részei: ventillátor a motorral, léghevítő, légszűrő és keverőszekrény.

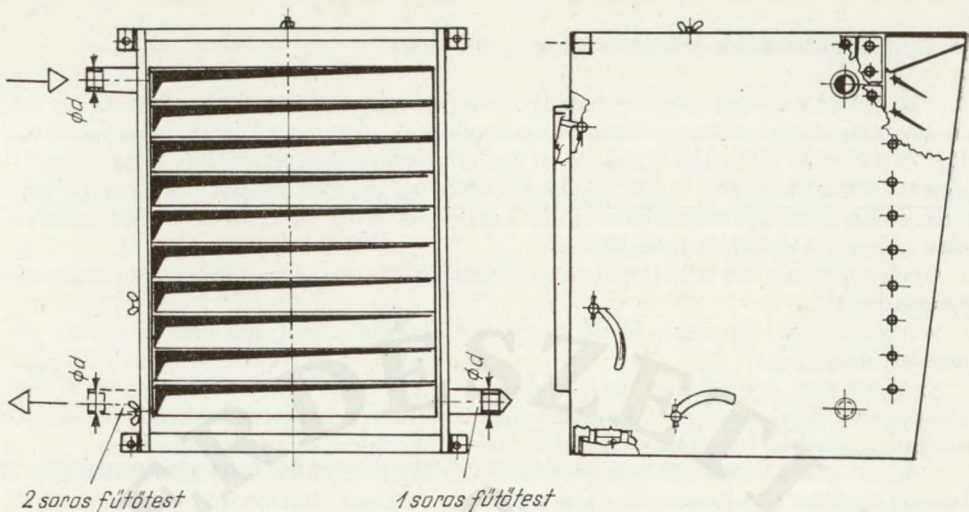
A termoventillátorokat osztályozhatjuk

- fűtőközeg szerint: melegvíz-fűtésű,  
forróvíz-fűtésű,  
kisnyomású gőzzel fűtött,  
középnomású gőzzel fűtött,
- ventillátortípus szerint: axiális (3-53. ábra),  
centrifugális ventillátoros;

(az axiális termoventillátor használatakor a ventillátor után van a léghevítő, a centrifugális ventillátornál pedig előtte);



3-52. ábra. Radiális termoventillátor



3-53. ábra. Axiális termoventillátor

a levegőszállítás szerint:

- a) a munkahely hőmérsékletét csak belső keringtetéssel emeli,
- b) külső térből beszívott levegőt melegít fel;

légszűrő szerint: légszűrő csatlakoztatható hozzá, légszűrő nem csatlakoztatható hozzá.

Az axiális termoventillátorokhoz légszűrő nem csatlakoztatható, a centrifugális termoventillátorokból mindkét típust gyártják.

A centrifugális termoventillátorok keverőszekrényébe kívánóság szerint légszűrő is beépíthető. Ebben az esetben azonban csökken a teljesítmény.

### 3.6.2. Termoventillátorok kiválasztása

A termoventillátorokat zajra nem érzékeny helyeken alkalmazzák. Így különösen alkalmasak nagyméretű ipari helyiségek, termek, csarnokok stb. fűtésére. Alkalmazhatók még fűtésen kívül helyiségek szellőztetésére, szárításra, ködtelenítésre, levegőpótlásra és esetleg hűtésre is.

A gyári katalógusokban ismertetett termoventillátorokra vonatkozó adatok birtokában, miután megállapítottuk hogy fűtésre, szellőztetésre, ködtelenítésre vagy más célra használjuk a készüléket, kiválasztjuk a megfelelő berendezést.

A kiválasztáskor tudni kell a fűtőközeg és a  $Q_3$  kalorikus teljesítménytöbblet adatát, és ehhez tervezzük a megfelelő számú és teljesítményű készüléket.

Mennyiségi kiválasztáskor elsősorban azt kell eldönteni, hogy milyen célt szolgál a termoventillátor, a hőszükséglet koncentrált vagy elosztott-e, továbbá azt, hogy a készülék belső levegő-keringtetésű vagy külső beszívású legyen.

A kiválasztásra általános szabályt megállapítani nem lehet az állandóan változó esetek miatt, ezért a helyiségekben a levegő és a hő elosztása jelenti a légfűtés és légpótlás legnagyobb problémáját. Kiválasztáskor tekintettel kell lenni arra az alapelvre, hogy több kisebb, jól elosztott termoventillátor a benntartózkodást kellemesebbé teheti, mint kevés nagy teljesítményű készülék. Fontos, hogy a termoventillátorok légárama egymásba kapcsolódjék, és ha lehetséges, a határoló falakra irányuljon kis sebességgel és relatív alacsony hőfokkal, mert így a falakhoz tapadó hideg léghártya (határréteg) felkeveredését elkerüljük. Ellenkező esetben a hővesztésnöveljük a fal belső hőátadási tényezőjének javításával.

### 3.7. A légtechnika jelentősége a faiparban

A légtechnika ma már elválaszthatatlan a faipari technológiáktól. Nagyságrendileg sok esetben a légáramos szállításra felhasznált teljesítmény a technológiai gépek színvonalán van. Egy 75 000 m<sup>3</sup>/év kapacitású forgácslapot gyártó gyáregységünkénél a szállítólevegő mennyisége 350 000 m<sup>3</sup>/h, és ezt 575 kW teljesítmény mozgatja. A példa mutatja, hogy a faipar területén a nagyüzemi gyártás kialakulásával, a gépesített technológiák bevezetésével ugrásszerűen megnőtt a légtechnika jelentősége.

A tárgyalat anyag nem teljes, hiányoznak a fűrészáru-, furnér-, forgácsszárító és klimatizáló berendezések.

Ma már mindkét ismeretanyag külön szaktudománynak számít, ami a könyv szerény terjedelmét meghaladja.

Az új eljárások és módszerek bevezetése során — sok tekintetben a faiparban még ki nem alakult eredmények miatt is — a gyakorlatban bevált szerkezeteket és tervezési adatokat ismerttettem, amelyek használhatóságáról tervezői gyakorlatom során meggyőződtem.

A faipari technológiák fejlesztése területén az elkövetkező 10 éves időszak célkitűzése a faanyag komplex feldolgozása és a gyártási folyamatokban a különböző műanyagok alkalmazása, ezért a légtechnika fokozottabb alkalmazása a légáramos elszívás és szállítás területén szükségesszerű.

A könyv célja ezért az, hogy egyrészt a leendő faipari mérnökök részére megfelelő légtechnikai ismeretanyagot nyújtson, másrészt az üzemben dolgozó szakemberek részére segítséget adjon az előforduló légtechnikai berendezések tervezése és üzemeltetése során.

## Az alkalmazott mértékegységek és jelölések rendszere

Az MSZ 4900 szabvány alapján a könyvben alkalmazott mértékegységek és jelölések megnevezése

Jelölés	SI MKSA	Mértékegység műszaki	Megnevezés
m	m	m	méter, hosszúság jelölése
$\mu$	$\mu\text{m}$	$\mu$	mikrométer, hosszúság jelölése
s	s	s	szekundum, másodperc, idő jelölése
min	min	min	minutum, perc, idő jelölése
h	h	h	óra, idő jelölése
A, a	$\text{m}^2$	$\text{m}^2$	keresztmetszet, terület
V	$\text{m}^3$	$\text{m}^3$	köbtartalom, térfogat
$\omega$	—	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	szögsebesség
n	$\frac{1}{\text{s}}$	$\frac{1}{\text{min}}$	fordulatszám
v	m/s	m/s	sebesség
c	m/s	m/s	állandó sebesség
a	$\text{m}/\text{s}^2$	$\text{m}/\text{s}^2$	gyorsulás
g	$\text{m}/\text{s}^2$	$\text{m}/\text{s}^2$	nehézségi gyorsulás ( $g \approx 9,81 \text{ m}/\text{sec}^2$ )
m	kg	$\text{kp} \cdot \text{s}^2/\text{m}$	tömeg
$\rho$	$\text{kg}/\text{m}^3$	$\frac{\text{kp} \cdot \text{s}^2}{\text{m}^4}$	sűrűség (térbeli)
$v'$	$\text{m}^3/\text{kg}$	$\text{m}^4/\text{kp} \cdot \text{s}^2$	fajlagos térfogat (fizikai)
F	$\text{mkg} \cdot \text{s}^{-2}$	kp	newton, erő, súly, $1 \text{ kp} = 9,806 \text{ N}$
$\gamma$	$\text{N}/\text{m}^3$	$\text{kp}/\text{m}^3$	fajsúly (hézagos anyagoknál térfogatsúly)
p	$\text{N}/\text{m}^2$	$\text{kp}/\text{m}^2$	nyomás
$\eta$	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$	$\frac{\text{kp} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$	dinamikai viszkozitás
$\nu$	$\text{m}^2/\text{s}$	$\text{m}^2/\text{s}$	kinematikai viszkozitás

## Dimenzió nélküli jelölések

Jelölés	SI MKSA	Mértékegység műszaki	Megnevezés
W	J = Nm	mkp	joule
P	watt	mkp/s	teljesítmény
Q	$J = \frac{m^2 \cdot kp}{s^2}$	kcal	joule, hőmennyiség

## Átszámítási egységek

Megnevezés	SI MKSA	Műszaki rendszerben
Erő	1 N = 1 kgm/s <sup>2</sup> = 0,102 kp 9,81 N = 1 kp 1 daN $\cong$ 1 kp	
Nyomás	9,81 Pascal (Pa) = 1 v.o. mm = 1 kp/m <sup>2</sup> 1 Pa = 1 N/m <sup>2</sup> = 0,102 v.o. mm 1 bar = 10 <sup>5</sup> N/m <sup>2</sup> = 750 Torr (Hg mm)	
Munka Energia Melegmennyiség	9,81 Joule (J) = 1 mkp 1 J = 1 Nm = 0,102 mkp = 0,239 cal 4,19 J = 1 cal 4,19 kJ = 1 kcal	

- [1] DR. GRUBER I. és szerzőtársai: Ventilátorok. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1974
- [2] DR. PÁPAI L.: Pneumatikus és fluidizációs anyagmozgatás. BME MTI előadássorozat. Kézirat. Budapest, 1973
- [3] VÖLGYES I.: Épületgépészeti számítások példatára. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1972
- [4] DR. KONCZ I.: Az üzemi levegő tisztítási eljárásai. Egészségügyi Kiadó, Budapest, 1954
- [5] DR. KONCZ I.: Portalanítás és porleválasztás. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1970
- [6] MACSKÁSSY Á.: Ipari épületek központi fűtő- és szellőzőberendezései. Egészségügyi Kiadó, Budapest, 1954
- [7] DR. BACK O.: Ventilátorok. VEB Wilhelm Knapp Verlag, Halle, 1955
- [8] DR. FEKETE I.: Szellőztető berendezések. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1967
- [9] MAKSZIMOV, G. A. – ORLOV, A. I.: Fűtés – Szellőzés. Építészeti Kiadó, Budapest, 1953
- [10] PÁPAI L.: Ciklonkísérletek és eredmények. Épületgépészet, 1956. 3. sz.
- [11] GLAUBERMANN, H. B. – SVEC, V. I.: Könnyűipari vállalatok emelő- és szállítóberendezései. Könnyűipari Kiadó, Budapest, 1953
- [12] ALAXA – FALUDI – TÖMÖRKÉNYI: Léghőszigetelő és klímaberendezések a textiliparban. Könnyűipari Kiadó, Budapest, 1954
- [13] SZVJATKOV, S. N.: Legkedvezőbb formák és nagyságok elszívófejeknél (magánfordítás)
- [14] DR. MENYHÁRDT J.: Légtechnika. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1967
- [15] DR. MENYHÁRDT J.: Klímaberendezések. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1967
- [16] Szerzői munkaközösség: Ipari szellőzőberendezés. ÉVM Dokumentációs és Nyomtatványellátó Vállalat, Budapest, 1957
- [17] Szerzői munkaközösség: Taschenbuch für Holzindustrie. Fachbuchverlag, Leipzig, 1966
- [18] GRINOV, K. M. – KRASENYINNIKOV, M. N. – KROTKOV, A. P.: Pneumatikus szállítás a cementiparban. Építészeti Kiadó, Budapest, 1953
- [19] HIRSCH L. – TÖRÖK D.: Mesterséges és természetes szellőzés, klimatizálás az ipari üzemekben. Táncsics Könyvkiadó, Budapest, 1963
- [20] DR. ING. ALBRING, W.: Angewandte Strömungslehre. Verlag von Theodor Steinkopf, Dresden und Leipzig, 1962
- [21] OMFB kiadvány: Pneumatikus szállítás és rakodás gépi berendezései. Budapest, 1973
- [22] MARJÁN GY. – VÉTEK L.: Sűrűáramú pneumatikus (dugós) szállítórendszer. Pneumatikus anyagszállítási konferencia előadásai, Pécs, 1973
- [23] DR. SZÖNYI J.: Aerációs csatornák optimális kialakítása. Pneumatikus anyagszállítási konferencia előadásai, Pécs, 1973
- [24] DR. SZABÓ D.: Faipari Anyagszállítástan. Erdészeti és Faipari Egyetem Jegyzetsokszorosító részlege, Sopron, 1962
- [25] DR. SZABÓ D.: Elszívófejek áramlástani vizsgálata. Faipar VI. évf. 5. sz.
- [26] DR. SZABÓ D.: Gyűjtőhelyes elszívóberendezések tervezése és szerkezeti kialakítása. Faipar XIII. évf. 5. sz.
- [27] DR. SZABÓ D.: Öntött bútorlapfelületek filmképződésénél keletkező gázok elszívásának vizsgálata. Faipar XXII. évf. 11 – 12. sz.
- [28] MÜLLER, K. G.: Bestimmung der erforderlichen Zuluftmenge bei lufttechnischer Anlage. Heizung-Lüftung-Haustechnik, 1961. 7. sz.



- [29] Műszaki előírások por-, forgács-, gáz-, és gőzelszívó berendezések tervezésére és méretezésére ME 1 – 55. sz.ÉM Építésügyi Könyv- és Lapkiadó Vállalat, 1953
- [30] Műszaki előírás fűtő-, szellőztető- és klímaberendezések tervezésére és méretezésére.ÉM Építőipari Könyv- és Lapkiadó Vállalat, 1953
- [31] Szellőzőművek katalógusai
- [32] FÜTŐBER katalógusai
- [33] Hackemag, Eisenmann, Keller, Hildebrand (NSZK) cégek prospektusai
- [34] A léglazításos és légpárnás szállítás alkalmazási lehetőségei. Műszaki Információ, 1974. 6. sz. 46. MIA
- [35] BRUST, O.: Lüftungsanlagen in Industriebetrieben. Werkstadttechnik, 1961. 1. sz.
- [36] Gesundheitsingenieur, 1951. 10. sz.
- [37] ME 112-72 Műszaki Előírások. Budapest, 1975

# Tartalomjegyzék

Előszó .....	5
<b>A faipari légtechnika felosztása .....</b>	<b>7</b>
<b>1. Por és forgács elszívása és szállítása .....</b>	<b>8</b>
1.1. Por- és forgácselszívó berendezések és rendszerek .....	8
1.2. A por- és forgácselszívás és -szállítás elméleti alapelvei .....	9
1.2.1. Az áramló levegő folytonossági (kontinuitás-) tétele .....	10
1.2.2. A Bernoulli-törvény alkalmazása .....	11
1.2.3. Nyomáscsökkenés meghatározása a csővezetékben .....	12
1.2.31. Csősúrlódás .....	12
1.2.32. Ütközési vagy alak ellenállás ( $\zeta$ ) .....	15
1.2.33. A nyomáscsökkenés képlete .....	15
1.2.4. A lebegtetési sebesség meghatározása .....	16
1.2.5. Koncentrációtényező alapján a szükséges légmennyiség meghatározása .....	18
1.2.6. Nyomásvesztés meghatározása keverék szállítása esetén .....	19
1.2.7. Alkalmazható csőátmérők .....	20
1.2.8. Ütközési vagy alak ellenállások értékei .....	21
1.2.9. Áramlások egyesítése és szétválasztása .....	24
1.2.91. Áramlások egyesítése .....	24
1.2.92. Áramlások szétosztása .....	26
1.3. Por- és forgácselszívó berendezések alkatrészei .....	27
1.3.1. Légszűrők és tartozékaik .....	27
1.3.11. A csőszűrők kiképzése és szabványai .....	28
1.3.12. A csőszűrő főbb szerelvényei .....	30
1.3.2. Por- és forgácsfelfogó burkolatok vagy elszívófejek .....	34
1.3.21. Tervezési irányelvek .....	34
1.3.22. Az egyes faipari forgácsológépeknél alkalmazható és a gyakorlatban bevált elszívófej-típusok .....	36
1.3.23. Faipari forgácsológéptől javasolt elszívott levegőmennyiségek .....	43
1.3.3. Por- és forgácsleválasztó berendezések .....	46
1.3.31. Alapfogalmak .....	46
1.3.32. A porleválasztók kiválasztásának szempontjai .....	48
1.3.4. A faiparban használatos por- és forgácsleválasztók típusai .....	48
1.3.41. Elő- vagy durva leválasztók .....	48
1.3.411. Por- és forgácskamra .....	48
1.3.412. Irányváltós porkamrák .....	49
1.3.413. Zsalus porleválasztó .....	50
1.3.414. Centrifugál porleválasztók (ciklonok) .....	50
1.3.42. Finompor-leválasztó berendezések .....	58
1.3.421. Szövetelemes légszűrők .....	58
1.3.422. Töltőanyaggal működő porleválasztók .....	65

1.3.423. Nedves leválasztók vagy vizes ciklonok .....	67
1.3.424. Elektrofiltrek .....	69
1.3.425. Ultrahangos porleválasztók .....	73
1.3.43. Egyedi porelszívó berendezések .....	73
1.4. Por- és forgácselszívó rendszerek tervezése .....	75
1.4.1. Elszívórendszerek kialakítása .....	75
1.4.2. Elszívó légcatornák tervezése .....	78
1.4.21. A légcatorna-tervezés elméleti alapjai .....	78
1.4.22. Por- és forgácselszívó berendezés gyakorlati számítása .....	82
1.4.3. Forgáctárolók kialakítása és biztonsági berendezések .....	88
1.5. Por és forgács légáramos vagy pneumatikus szállítási rendszerei .....	89
1.5.1. Por- és forgácsszállítási berendezések ismertetése .....	90
1.5.2. A légáramos szállítás elméleti alapjai .....	94
1.5.3. Fluidizációs vagy sűrűáramú anyagszállítás .....	96
1.5.31. Fluidizációs szállítóberendezések .....	96
1.5.32. A fluidizált anyagszállítás közben fellépő nyomóesés meghatározása .....	99
<b>2. Ventilátorok .....</b>	<b>100</b>
2.1. Radiális vagy centrifugális ventilátor .....	100
2.2. A centrifugális ventilátor alapegyenlete .....	101
2.3. A centrifugális ventilátor jelleggörbéje .....	105
2.3.1. A fordulatszám befolyása a ventilátor jelleggörbéire .....	108
2.3.2. A teljesítménygörbék alakulása különböző lapátozás esetén .....	109
2.3.3. A levegő fajsúlyának befolyása a ventilátor-jelleggörbére .....	110
2.4. Ventilátorok dimenzió nélküli jellemzői .....	110
2.4.1. Modellventilátor alapján megközelíthető összefüggések .....	113
2.5. Centrifugális ventilátorok veszteségei .....	114
2.5.1. Nyomásemelkedést csökkentő veszteségek .....	114
2.5.2. A teljesítményszükségletet növelő veszteségek .....	114
2.5.3. A járókerék és a szívócsonk közötti rész által okozott levegővesztés .....	115
2.5.4. A csigaház veszteségének számítása és a csigaház kialakítása .....	115
2.6. Ventilátorok kiválasztása .....	118
2.6.1. Tetőventilátorok .....	121
2.6.2. Ventilátorok soros és párhuzamos kapcsolása .....	122
2.7. Axialis ventilátor .....	123
2.7.1. A sebességháromszögek kialakulása axialis ventilátoroknál .....	124
2.8. Félaxialis ventilátor .....	126
2.9. Keresztáramú ventilátor .....	126
<b>3. Faipari üzemek szellőzése .....</b>	<b>127</b>
3.1. Általános szellőzés .....	127
3.1.1. Alapfogalmak .....	127
3.1.2. Természetes szellőzés .....	130
3.1.3. Mesterséges szellőzés .....	132
3.1.4. Légcatornák .....	133
3.2. Gázok elszívása .....	134
3.2.1. A faiparban alkalmazott ragasztási technológia légtechnikai vonatkozású alapelvei és berendezései .....	134
3.2.11. A szellőzőlevegő mennyiségének meghatározása általános szellőzés esetén .....	137
3.2.12. A szellőzőlevegő beömlő- és elszívónyílásainak elhelyezése .....	140
3.2.13. Hidraulikus présgépnél fellépő, egészségre ártalmas gázok és gőzök elszívása .....	140
3.2.2. Felületkezeléskor keletkező, egészségre ártalmas gázok elszívása .....	145
3.2.21. A párolgási görbék jelentősége a légtechnikai berendezések tervezésénél .....	146
3.2.22. Lakkszórásnál alkalmazott elszívófülkék szerkezeti kialakítása és méretezési alapelvei .....	150
3.2.221. Laboratóriumi fülkékhöz kialakított gázelszívó berendezés .....	154
3.2.3. Lakköntéskor keletkezett gázok elszívása és lakkszáritó berendezések .....	154
3.2.31. A szellőzőlevegő mennyiségének meghatározása .....	155
3.2.32. A gázok alsó robbanási határára való méretezés .....	158

3.2.33. Lakkszárító berendezések szerkezeti kialakítása .....	160
3.2.331. Lakkszárító kamrák szerkezete és alkalmazása .....	161
3.2.332. Lakkszárító alagutak szerkezeti kialakítása .....	161
3.2.333. Szárítóalagút méretezése .....	163
3.2.334. Szárítóalagutak főbb elemei .....	166
3.3. Gőzök elszívása és ködtelenítés .....	168
3.3.1. Általános ismertetés .....	168
3.3.11. A helyiség hőtermelését befolyásoló tényezők .....	168
3.3.12. Páráképződés .....	171
3.3.13. A szellőzőlevegő állapotának megválasztása .....	172
3.3.14. Ködtelenítő berendezések szerkezete .....	177
3.4. A levegő- visszavezetés és -pótlás irányelvei és berendezései .....	178
3.4.1. A levegő-visszavezetés és -pótlás irányelvei .....	178
3.4.2. Levegő-visszavezető légcatornák méretezési alapjai .....	183
3.5. Léghevítők .....	192
3.5.1. Léghevítők osztályozása .....	192
3.5.2. Léghevítők szerkezeti kialakítása .....	193
3.5.3. Léghevítők méretezése és kiválasztása .....	194
3.6. Termoventillátorok szerkezeti kialakítása és méretezési alapelve .....	196
3.6.1. Termoventillátorok szerkezeti kialakítása .....	196
3.6.2. Termoventillátorok kiválasztása .....	197
3.7. A légtechnika jelentősége a fajparban .....	198
<b>Az alkalmazott mértékegységek és jelölések rendszere .....</b>	<b>199</b>
<b>Irodalomjegyzék .....</b>	<b>201</b>





Mezőgazdasági Könyvkiadó Vállalat. Felelős kiadó dr. Sárkány Pál. Felelős szerkesztő Szabadí Gusztáv

Műszaki vezető Korom Ferenc. Műszaki szerkesztő Osvár József. A kötéstervező Vara Tibor munkája

Nyomásra engedélyezve 1977. II. 7-én. Megjelent 3000 példányban, 18,25 (A/5) ív + 1 laptábla terjedelemben, 195 ábrával. Készült az MSZ 5601—59 és 5602—55 szabványok szerint

MG 2311—k—7779



77/4607, Franklin Nyomda, Budapest. Felelős: Vágó Sándorné igazgató









56,-Ft